UCL Université catholique de Louvain

École polytechnique de Louvain (EPL)

epl

# Développement expérimental d'un moteur HCCI au gaz naturel

Mémoire présenté par
**François BOVEROUX** et **Amaury GRAMME**

pour l'obtention du grade de master en
**ingénieur civil électromécanicien**

Promoteur
**Hervé JEANMART**

Lecteurs
**Tony ARTS, Francesco CONTINO, Maxime POCHET**

Année académique 2015-2016

**Résumé**

De nos jours, les moteurs à combustion interne cherchent à réduire leur consommation de combustible et doivent répondre à des normes de plus en plus strictes concernant les émissions de gaz polluants. Les moteurs HCCI, acronyme de *Homogeneous Charge Compression Ignition*, constituent une alternative aux moteurs Diesel et aux moteurs à essence. Comme son nom l'indique, la combustion HCCI est caractérisée par la combustion d'une charge homogène suite à son allumage spontané. Ces caractéristiques lui permettent de combiner à la fois le haut rendement propre aux moteurs Diesel et les faibles émissions d'oxydes d'azote des moteurs à essence.

A l'Université catholique de Louvain, deux travaux de recherche concernant la technologie HCCI ont été réalisés ces dernières années. Suite à un de ces travaux concernant l'étude théorique d'un moteur HCCI turbochargé, l'installation d'un moteur HCCI 4 cylindres turbochargé a été effectuée dans le cadre de ce travail de fin d'études. Cette installation n'a pas pour but d'analyser avec précision la combustion HCCI mais plutôt de permettre une analyse globale des performances et un contrôle du moteur. Les objectifs de ce travail peuvent être divisés en deux étapes.

La première étape consiste en la mise en place des éléments nécessaires au déroulement des expériences. Les deux tâches majeures de cette première étape sont la conception d'un banc d'essai pour le moteur et l'implémentation d'un système d'acquisition de données et de contrôle.

La seconde étape porte sur l'étude du fonctionnement du moteur et de ses performances. Il est tout d'abord nécessaire d'analyser l'influence de divers paramètres, principalement la pression d'admission et la richesse, sur les performances du moteur. Ensuite, les plages d'opération, permettant de maximiser le rendement et la puissance utile, sont analysées.

Des résultats encourageants ont été obtenus lors des essais et offrent de nombreuses perspectives pour des développements futurs.

## Remerciements

*Tout d'abord, nous tenons à remercier notre promoteur, le Professeur Hervé Jeanmart, pour nous avoir encadrés tout au long de l'année et pour avoir été très disponible, en particulier en cette fin de quadrimestre lors des tests et de leurs analyses.*

*Nous souhaitons aussi remercier le Professeur Tony Arts, le Professeur Francesco Contino et Maxime Pochet pour avoir accepté le rôle de lecteur.*

*Nous remercions également la société Breuer Technical Development pour avoir réalisé les modifications nécessaires au moteur et pour avoir répondu à nos questions.*

*Un grand merci aussi à Lili, François, Frank, Julien et Nicolas, techniciens du hall LEFT, pour leur travail quotidien dans la mise en place du banc d'essai. Nous les remercions aussi pour l'ambiance de travail conviviale qu'ils ont instaurée.*

*Nous souhaitons aussi adresser nos remerciements à Grégoire et Pascal, de la société AF Compressors, pour avoir régulièrement adapté leur emploi du temps afin de mettre à notre disposition leur compresseur, nécessaire aux expériences.*

*Finalement, nous désirons remercier chaleureusement nos familles et amis pour leur soutien durant cette année et pour le temps qu'ils ont consacré à la relecture de ce mémoire.*

# TABLE DES MATIÈRES

**Introduction** **vii**

**1 Concepts théoriques** **3**
1.1 Les moteurs HCCI . . . 3
1.1.1 Auto-allumage de la charge . . . 4
1.1.2 Avantages . . . 7
1.1.3 Inconvénients . . . 8
1.1.4 Suralimentation . . . 9
1.1.5 Recirculation des gaz d'échappement . . . 11
1.2 Pressions moyennes et rendements . . . 12
1.3 Calcul du dégagement de chaleur . . . 14
1.3.1 Paramètres géométriques . . . 16
1.3.2 Profil de température . . . 17
1.3.3 Coefficient adiabatique . . . 19
1.3.4 Pertes pariétales . . . 20

**2 Dispositif expérimental** **21**
2.1 Caractéristiques techniques du moteur . . . 21
2.2 Banc d'essai . . . 22
2.2.1 Système d'admission . . . 22
2.2.2 Système d'échappement . . . 26
2.2.3 Système de refroidissement . . . 27
2.2.4 Générateur électrique . . . 28
2.3 Capteurs et moyens de contrôle . . . 28
2.3.1 Capteurs à haute fréquence . . . 28
2.3.2 Capteurs et moyens de contrôle à basse fréquence . . . 32

2.4 Système d'acquisition de données et de contrôle . . . 33
2.4.1 Matériel et logiciel . . . 34
2.4.2 Implémentation du FPGA . . . 36
2.4.3 Implémentation du RT . . . 40

**3 Résultats expérimentaux 43**
3.1 Calibration . . . 43
3.1.1 Pegging des mesures de pression . . . 44
3.1.2 Filtrage des mesures de pression . . . 45
3.1.3 Taux de compression . . . 45
3.1.4 Offset du point mort haut . . . 46
3.1.5 Erreurs provenant de la calibration . . . 47
3.2 Influence des paramètres d'admission . . . 49
3.2.1 Energie du combustible . . . 50
3.2.2 Rendement de combustion . . . 51
3.2.3 Timing et durée de combustion . . . 51
3.2.4 Rendement thermodynamique interne . . . 53
3.2.5 Rendement indiqué . . . 56
3.2.6 Rendement effectif . . . 59
3.3 Influence de paramètres secondaires . . . 60
3.3.1 Température du moteur . . . 60
3.3.2 Contre-pression à l'échappement . . . 60
3.4 Variations entre cylindres . . . 62
3.5 Limites de la plage de fonctionnement . . . 63
3.6 Exactitude des résultats . . . 65
3.6.1 Répétabilité des expériences . . . 66
3.6.2 Codeur angulaire . . . 67

**Conclusion et perspectives 69**

**Bibliographie 71**

**Table des Figures 73**

**A Banc d'essai 77**
A.1 Fiche technique du moteur . . . 78
A.2 P&ID de l'installation . . . 79
A.3 Interface du système d'acquisition de données et de contrôle . . . 80

# Abréviations

| | | |
|---|---|---|
| **HCCI** | Homogeneous Charge Compression Ignition | Charge homogène et allumage spontané |
| **SI** | Spark Ignition engine | Moteur à allumage commandé |
| **CI** | Compression Ignition engine | Moteur à allumage spontané |
| **CAD** | Crank Angle Degree | Degré d'angle de vilebrequin |
| **NOx** | Nitrogen Oxide | Oxyde d'azote |
| **PMH** | Top dead center | Point Mort Haut |
| **PMB** | Bottom dead center | Point Mort Bas |
| **IVC** | Intake valve closing | Fermeture des soupapes d'admission |
| **EVO** | Exhaust valve opening | Ouverture des soupapes d'échappement |
| **MPRR** | Maximum Pressure Rise Rate | Taux de montée en pression maximum |
| **PCP** | Peak Cylinder Pressure | Pression maximale dans le cylindre |
| **HR** | Heat Release | Dégagement de chaleur |
| **RoHR** | Rate of Heat Release | Taux de dégagement de chaleur |
| **PCI** | Low Heating Value | Pouvoir Calorifique Inférieur |
| **EGR** | Exhaust Gas Recirculation | Recirculation des gaz d'échappement |
| **FuelMEP** | Fuel Mean Effective Pressure | Pression moyenne du combustible |
| **CLMEP** | Chemical Losses Mean Effective Pressure | Pression moyenne des pertes chimiques |
| **QMEP** | Heat Mean Effective Pressure | Pression moyenne de la chaleur dégagée |
| **HTMEP** | Heat Transfer Mean Effective Pressure | Pression moyenne des pertes pariétales |
| **EXMEP** | Exhaust Mean Effective Pressure | Pression moyenne des pertes à l'échappement |
| **IMEP**$_g$ | Gross Indicated Mean Effective Pressure | Pression moyenne indiquée brute |
| **PMEP** | Pumping Mean Effective Pressure | Pression moyenne de pompage |
| **IMEP**$_n$ | Net Indicated Mean Effective Pressure | Pression moyenne indiquée net |
| **FMEP** | Friction Mean Effective Pressure | Pression moyenne équivalente aux frottements |
| **BMEP** | Brake Mean Effective Pressure | Pression moyenne effective |
| **PSG** | Pressure Sensor Glow Plug | Capteur de pression intégré à une bougie de préchauffage |
| **MFC** | Mass Flow Controller | Régulateur de débit massique |
| **RT** | Real Time | Temps réel |
| **FPGA** | Field Programmable Gate Array | Réseau de portes programmables |
| **FIFO** | First In First Out | Premier entré premier sorti |

# INTRODUCTION

De nos jours, les moteurs à combustion interne cherchent à réduire leur consommation de combustible et doivent répondre à des normes de plus en plus strictes concernant les émissions de gaz polluants. Les moteurs HCCI, acronyme de *Homogeneous Charge Compression Ignition*, constituent une alternative aux moteurs Diesel et aux moteurs à essence. Comme son nom l'indique, la combustion HCCI est caractérisée par la combustion d'une charge homogène suite à son allumage spontané. Ces caractéristiques lui permettent de combiner à la fois le haut rendement propre aux moteurs Diesel et les faibles émissions d'oxydes d'azote des moteurs à essence.

Les moteurs HCCI ne disposent pas de moyen de contrôle direct pour initier la combustion, contrairement aux moteurs Diesel et à essence qui utilisent respectivement le timing de l'injection et le timing de la production d'une étincelle grâce aux bougies d'allumage. En effet, la combustion débute lorsque les conditions d'auto-allumage de la charge sont réunies et dépend de nombreux paramètres. Cette particularité implique la nécessité d'un système de contrôle performant de ces paramètres afin de maîtriser le fonctionnement du moteur.

D'autre part, l'allumage spontané de l'entièreté de la charge a pour conséquence une combustion violente, similaire au phénomène de cliquetis des moteurs à essence. Cela implique l'utilisation de faibles charges et engendre une densité de puissance réduite. Deux solutions possibles pour pallier cet inconvénient sont la suralimentation et la recirculation des gaz d'échappement.

A l'Université catholique de Louvain, deux travaux de recherche concernant la technologie HCCI ont été réalisés ces dernières années.

Le premier a été mené par Bhaduri [1] dans le cadre d'une thèse de doctorat intitulée "Experimental studies on HCCI combustion of Biomass Syngas towards Tar Tolerant operation". L'objectif de cette thèse était d'analyser les avantages du moteur HCCI vis-à-vis de la combustion de gaz de synthèse produit à partir de biomasse. Ce travail explique notamment la mise en place d'un banc d'essai pour un moteur HCCI monocylindre alimenté en syngas et développe l'analyse des résultats expérimentaux. L'influence de la recirculation des gaz à l'échappement y a également été étudiée.

Le deuxième travail relatif aux moteurs HCCI a été réalisé par Rouanet [2] dans le cadre d'un travail de fin d'études. Ce travail s'intitule "Turbocharging and Exhaust Gas Recirculation on a stationary natural gas HCCI engine : theoretical analysis". Comme son nom l'indique, il porte sur l'analyse théorique de la suralimentation et de la recirculation des gaz d'échappement pour un moteur HCCI 4 cylindres. Un modèle mathématique a été développé afin de simuler les performances de ce moteur et d'analyser l'influence de divers paramètres.

Suite à cette analyse théorique, l'installation d'un moteur HCCI 4 cylindres turbochargé, destiné à la production d'électricité, a été effectuée dans le cadre de ce présent travail de fin d'études. Cette installation n'a pas pour but d'analyser avec précision la combustion HCCI mais plutôt de permettre une analyse globale des performances et un contrôle du moteur. Les objectifs de ce travail peuvent être divisés en deux étapes.

La première étape consiste en la mise en place des éléments nécessaires au déroulement des expériences. Les deux tâches majeures de cette première étape sont la conception d'un banc d'essai pour le moteur et l'implémentation d'un système d'acquisition de données et de contrôle. Le banc d'essai du moteur HCCI monocylindre et son système d'acquisition de données et de contrôle développés dans le cadre de la thèse de Bhaduri [1] ont servi de base à la conception de la nouvelle installation. La conception du banc d'essai et le dimensionnement de divers éléments ont également été rendus possibles grâce aux résultats fournis par le modèle mathématique. En effet, ce modèle, développé par Rouanet [2], est basé sur ce même moteur 4 cylindres. Durant cette première étape, le coût des dispositifs a été pris en compte afin de développer un système potentiellement commercialisable.

La seconde étape porte sur l'étude du fonctionnement du moteur et de ses performances. Il est tout d'abord nécessaire d'analyser l'influence de divers paramètres, principalement la pression d'admission et la richesse, sur les performances du moteur. Ensuite, les plages d'opération, permettant de maximiser le rendement et la puissance utile, sont analysées.

Le premier chapitre de ce travail consiste à expliquer les concepts théoriques en vue de comprendre le fonctionnement d'un moteur HCCI. Des notions permettant une analyse des résultats expérimentaux sont également introduites. Finalement, les équations mathématiques décrivant le dégagement de chaleur sont détaillées.

Le deuxième chapitre présente l'ensemble du dispositif expérimental. Il décrit le moteur et ses différents systèmes, justifie le choix des capteurs et des dispositifs de contrôle et, enfin, détaille le système d'acquisition de données et de contrôle du moteur.

Le troisième et dernier chapitre présente l'ensemble des résultats expérimentaux et leur analyse. L'influence des paramètres d'admission est étudiée ainsi que leurs répercussions sur les performances du moteur. Ensuite, une analyse des différences entre cylindres et des limites de la plage de fonctionnement est proposée. Finalement, l'exactitude des résultats est discutée.

# CHAPITRE 1

# CONCEPTS THÉORIQUES

Ce chapitre est divisé en trois parties. La première a pour but de synthétiser les concepts théoriques indispensables à la compréhension du fonctionnement d'un moteur HCCI et à l'analyse critique des résultats expérimentaux. Cette partie est principalement basée sur le travail de fin d'études de Rouanet [2], la thèse de doctorat de Bhaduri [1] ainsi que les articles scientifiques qu'ils ont utilisés. La deuxième partie décrit les différentes étapes de la conversion de l'énergie chimique contenue dans le combustible en travail mécanique et met en évidence les différents rendements liés à cette conversion. Finalement, les équations et hypothèses permettant le calcul du dégagement de chaleur sont détaillées.

## 1.1 Les moteurs HCCI

Les moteurs HCCI, acronyme de *Homogeneous Charge Compression Ignition*, sont caractérisés par la combustion d'un mélange homogène d'air et de combustible à la suite de son auto-inflammation lors de sa compression. Ceux-ci combinent des caractéristiques des moteurs à allumage commandé (aussi appelés moteurs à essence ou SI pour *Spark Ignition*) ainsi que des caractéristiques des moteurs à allumage spontané (également appelés moteurs Diesel ou CI pour *Compression Ignition*). En effet, la charge d'un moteur SI est un mélange homogène d'air et de combustible dont l'allumage est commandé par une bougie d'allumage (voir Figure 1.1). D'autre part, pour un moteur CI, la combustion de la charge non homogène est initiée spontanément lorsque le combustible est injecté dans la chambre de combustion où règnent des conditions favorables à son auto-allumage. Dès lors, les moteurs HCCI combinent effectivement des caractéristiques des moteurs SI et CI.

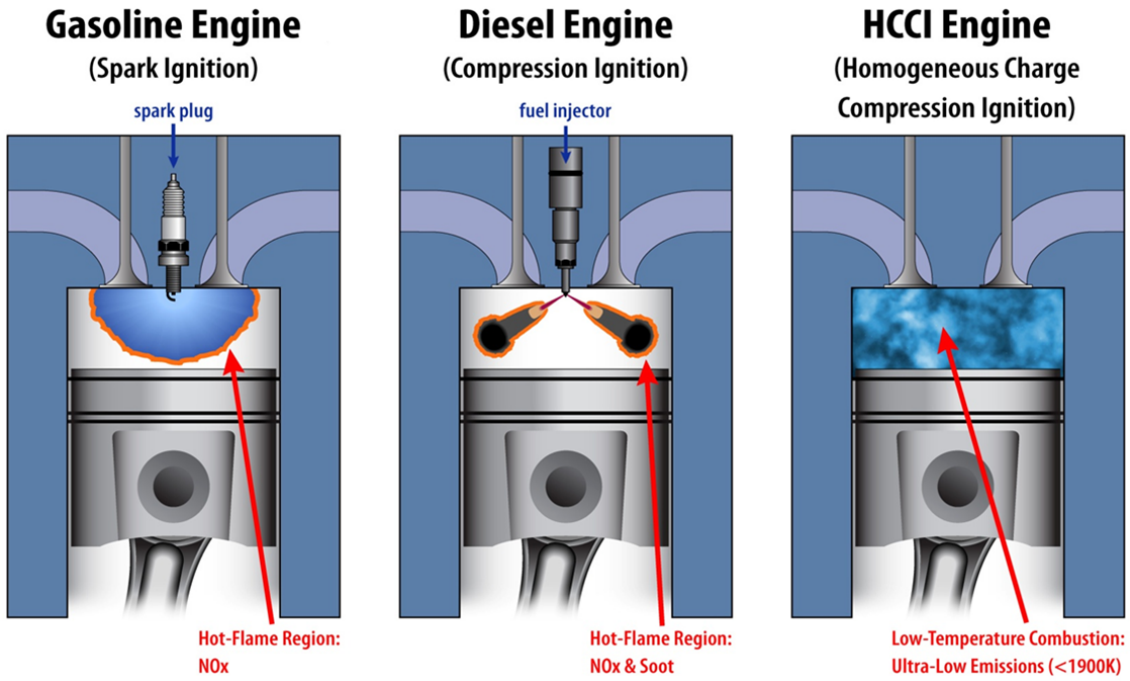



FIGURE 1.1 – Représentation schématique des différents modes de combustion se produisant dans les moteurs SI, CI et HCCI. [1]

L'intérêt porté aux moteurs HCCI est dû à la combinaison de certains avantages des moteurs SI (faibles émissions d'oxydes d'azote, aussi appelés NOx, et de suies) et de certains avantages des moteurs CI (haut rendement impliquant une faible consommation et de faibles émissions de $CO_2$). Dans le contexte actuel visant à réduire toujours plus la consommation de combustibles et les émissions de gaz polluants, l'avenir des moteurs HCCI est prometteur.

### 1.1.1 Auto-allumage de la charge

Dans un moteur HCCI, la combustion débute lorsque les conditions d'auto-allumage sont réunies. Celles-ci sont atteintes lors de la compression du mélange homogène composé d'air et de combustible, de préférence lorsque le piston est proche du point mort haut (PMH). En effet, une combustion se déroulant près du PMH permet de produire plus de travail mécanique que si elle se déroulait trop tôt dans la phase de compression ou trop tard dans la phase de détente. Etant donné que la pression, la température et la composition de la charge sont relativement homogènes à l'intérieur du cylindre, les conditions d'auto-allumage sont atteintes simultanément à de nombreux endroits du cylindre. Comme l'entièreté de la charge brûle dans un intervalle de temps très court, la montée en pression est très rapide. Pour les moteurs SI, la rapidité de la combustion est limitée par la vitesse de propagation de la flamme tandis que pour les moteurs CI, c'est le processus de diffusion qui ralentit la combustion. La combustion HCCI étant très rapide, elle entraîne des contraintes mécaniques importantes, ce qui implique l'utilisation de charges relativement faibles (autrement dit un haut

1. Source : http://cheme.scripts.mit.edu/green-group/wp-content/uploads/2013/11/engines.png

taux de dilution ou une richesse faible) afin de limiter le taux de montée en pression (ou PRR pour *Pressure Rise Rate*). La richesse $\phi$ est définie comme le rapport entre le ratio carburant-air utilisé et le ratio carburant-air menant à une combustion stœchiométrique. Le ratio carburant-air est le rapport entre la masse de carburant $m_c$ et la masse d'air $m_a$.

$$\phi = \frac{m_c/m_a}{(m_c/m_a)_{st}} \tag{1.1}$$

Un des défis de la technologie HCCI réside dans le contrôle des différents paramètres permettant l'auto-allumage de la charge au moment opportun afin de convertir l'énergie chimique du combustible en un maximum d'énergie mécanique. En effet, dans un moteur SI, le contrôle de l'allumage se fait grâce à l'étincelle produite par la bougie d'allumage. Dans un moteur CI, c'est le timing de l'injection qui détermine le moment auquel la combustion est initiée, si les conditions d'auto-allumage sont réunies. Lors d'une combustion HCCI, c'est la cinétique chimique qui va déterminer le timing de l'auto-allumage. Dès lors, de nombreux paramètres vont avoir une influence sur ce dernier, dont notamment la pression et la température de la charge, le combustible utilisé, la richesse, la température des parois du cylindre, le taux d'EGR (*Exhaust Gas Recirculation* ou recirculation des gaz d'échappement), etc. L'influence de différents paramètres sur l'auto-allumage de la charge est expliquée ci-dessous afin de comprendre comment les réguler pour contrôler la combustion.

La température est le paramètre qui a la plus grande influence sur l'auto-allumage. C'est pourquoi il est courant de parler de température d'auto-allumage, définie comme la gamme de température nécessaire pour que la combustion ait lieu. En général cette température est évoquée sans préciser les autres paramètres (pression, richesse, etc.) car ils ont moins d'importance en comparaison avec celle-ci. En effet, quels que soient les autres paramètres, l'auto-allumage se produit généralement dans la fourchette de température définie par la température d'auto-allumage. Pour un taux de compression de 18, une température d'admission d'environ 380 K serait nécessaire pour que du gaz naturel atteigne sa température d'auto-allumage, alors qu'une température de 400 K à l'admission serait requise pour du méthane pur [3].

L'article "Homogeneous Charge Compression Ignition Engine : Experiments and Detailed Kinematic Calculations", publié en 1998 par Amneus et al. [4], confirme la forte influence de la température. Cet article présente l'étude de l'auto-allumage du gaz naturel dans un moteur HCCI en fonction de la richesse, de la température et de la pression à l'admission. L'augmentation d'un de ces trois paramètres a pour effet d'avancer l'auto-allumage tandis qu'une diminution retarde celui-ci. Le paramètre ayant la plus grande influence est cependant la température. En effet, une augmentation de celle-ci de seulement 5 K (0.6%) a pour conséquence d'avancer l'auto-allumage de 1 CAD (*Crank Angle Degree* ou degré d'angle de vilebrequin) alors qu'il faudrait une augmentation de la pression de 11% ou une augmentation de la richesse de 10% pour produire le même effet. L'influence de la richesse peut être expliquée par le fait que la cinétique chimique (plus précisément la vitesse

de réaction) dépend de la concentration du combustible : un mélange plus riche atteint son point d'auto-allumage plus facilement (c'est-à-dire à des températures inférieures) qu'un mélange plus pauvre.

Un deuxième article, intitulé "Development of HCCI natural gas engines" et publié en 2011 par Kobayashi et al. [5], étudie l'influence de certains paramètres sur l'auto-allumage de la charge et sur les rendements pour un moteur HCCI suralimenté.

Premièrement, il est observé que le rendement de combustion $\eta_c$ augmente lorsque la température d'admission $T_{in}$ ou la richesse $\phi$ augmente (voir Figure 1.2). En effet, une plus haute température dans le cylindre a pour conséquence une meilleure oxydation du CO en $CO_2$ et permet donc d'améliorer le rendement de combustion en diminuant l'énergie résiduelle contenue dans les gaz d'échappement. Une augmentation de la richesse a pour effet d'accroître la température dans le cylindre suite à un plus grand dégagement de chaleur.

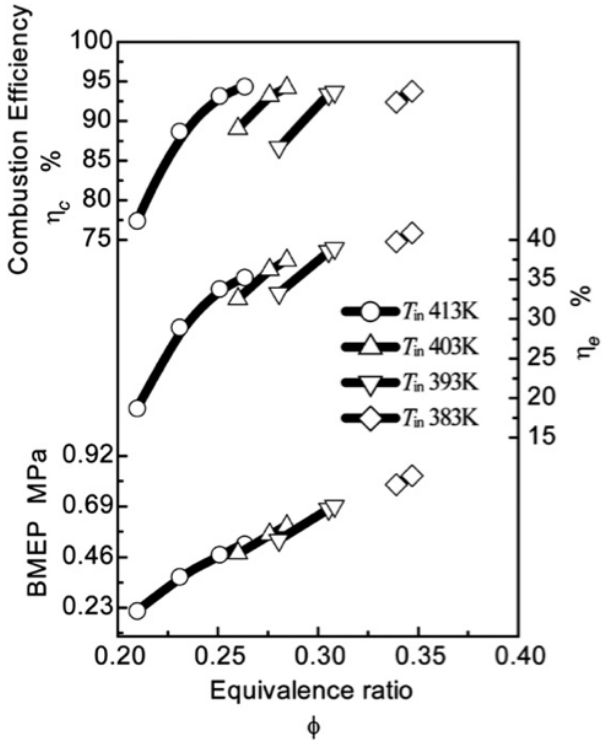



FIGURE 1.2 – Influence de $T_{in}$ et de $\phi$ sur $\eta_e$, $\eta_c$ et le BMEP. [5]

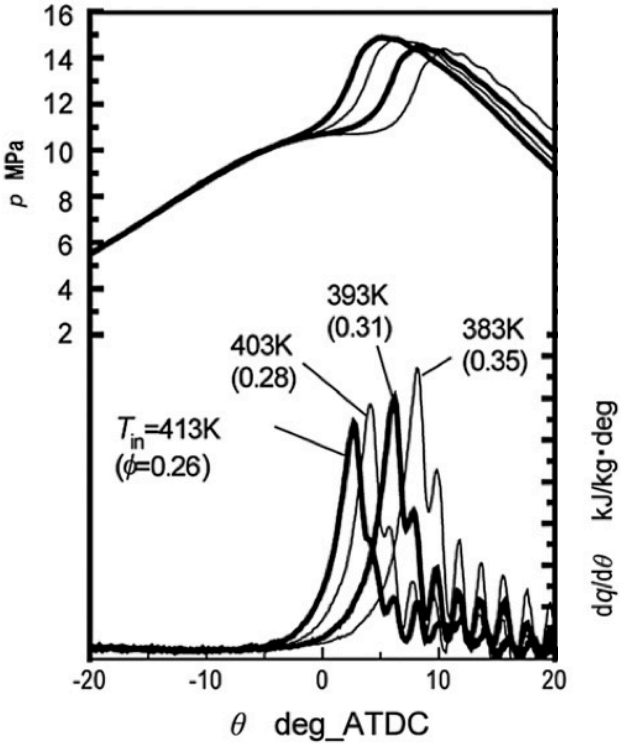



FIGURE 1.3 – Evolution de $p$ et du RoHR pour différentes valeurs de $T_{in}$ et de $\phi$. [5]

Deuxièmement, la Figure 1.2 montre que le rendement effectif $\eta_e$ est amélioré lorsque les richesses augmentent. Cela peut être expliqué par le fait qu'à richesse plus élevée, le travail utile est plus important et donc l'importance relative des pertes par frottement est diminuée. Le rendement de combustion est aussi plus élevé, comme expliqué précédemment. Cette figure montre également que le rendement effectif augmente si la température d'admission diminue. En effet, la température dans le cylindre est plus faible tout au long du cycle et les pertes pariétales sont dès lors diminuées. De plus, à richesse égale, la densité de la charge est plus élevée et par conséquent une quantité plus

importante de combustible peut être brûlée. Quant à la pression moyenne effective (BMEP pour *Break Mean Effective Pressure*), la tendance est similaire à celle du rendement effectif.

Troisièmement, la Figure 1.3 montre l'évolution de la pression ainsi que le RoHR (*Rate of Heat Release* ou taux de dégagement de chaleur) en fonction de la position angulaire pour différentes températures d'admission. Les charges sélectionnées sont les charges maximales admissibles afin de respecter le MPRR (*Maximum Pressure Rise Rate* ou taux maximum de montée en pression) et le PCP (*Peak Cylinder Pressure* ou pression maximale dans le cylindre) et varient donc avec la température. Cette figure montre qu'une diminution de la température d'admission retarde l'auto-allumage de la charge. En effet, une température d'admission plus basse a pour conséquence qu'il faut comprimer davantage le gaz avant d'atteindre le point d'auto-allumage et donc d'initier la combustion. D'autre part, une température d'admission plus faible permet l'utilisation de richesses plus importantes étant donné que la combustion se déroule plus tard et donc en plus grande partie durant la phase d'expansion. Le PCP est par conséquent plus faible si la température d'admission diminue pour une même richesse. L'utilisation d'une richesse plus élevée induit naturellement une valeur maximale du RoHR plus importante.

### 1.1.2 Avantages

Le premier avantage de la combustion HCCI est qu'elle est qualifiée de "combustion à basse température", ce qui permet d'émettre très peu de NOx étant donné que leur formation est fortement liée à la température. La Figure 1.4 montre que des émissions significatives de NOx nécessitent une température supérieure à 2100 K. La technologie RCCI (*Reactivity Controlled Compression Ignition*) présentée à la Figure 1.4 est très similaire à la technologie HCCI. Elles sont toutes deux caractérisées par des richesses et des températures similaires. D'autre part, les faibles richesses utilisées dans les moteurs HCCI permettent d'émettre de petites quantités de suies.

Deuxièmement, le rendement des moteurs HCCI est élevé. En effet, étant donné que la température d'auto-allumage doit être atteinte pour que la combustion ait lieu, des rapports de compression élevés sont utilisés, comme pour les moteurs CI. Le rendement thermodynamique interne $\eta_{ti}$ peut être estimé en fonction du taux de compression $\tau$ en analysant le cycle de Beau de Rochas.

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}} \tag{1.2}$$

Malgré les hypothèses simplificatrices permettant de modéliser un cycle réel à l'aide du cycle de Beau de Rochas, la tendance disant que le rendement augmente avec le taux de compression est bien réelle. Les moteurs SI, ayant un taux de compression limité pour éviter les phénomènes de cliquetis pouvant endommager le moteur, ont dès lors un rendement inférieur aux moteurs CI et HCCI.

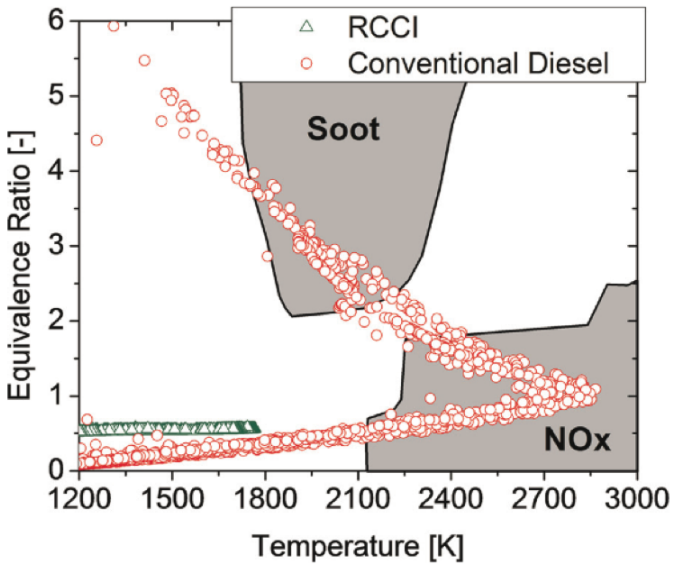



FIGURE 1.4 – Comparaison des émissions de NOx et de suies (*soot*) pour les moteurs CI et RCCI ($\simeq$ HCCI) en fonction de la richesse (*equivalence ratio*) et de la température maximale observée dans le cylindre. [6]

De plus, les moteurs SI doivent utiliser des mélanges stœchiométriques afin d'assurer un bon fonctionnement du catalyseur 3 voies ainsi qu'une vitesse de propagation de flamme élevée. A cette fin, ils doivent donc recourir à une vanne papillon à l'admission afin de régler la quantité d'air admise, ce qui induit des pertes de pompage. Les moteurs HCCI, fonctionnant avec un haut taux de dilution, n'ont dès lors pas besoin de vanne papillon (tout comme les moteurs CI), ce qui augmente aussi leur rendement comparativement aux moteurs SI.

Enfin, les moteurs HCCI peuvent fonctionner avec différents combustibles pour autant que les paramètres du moteur et les paramètres d'admission de la charge permettent d'obtenir les conditions d'auto-allumage.

### 1.1.3 Inconvénients

La combustion à basse température, caractéristique des moteurs HCCI, présente également des désavantages, tels qu'un faible rendement de combustion et des émissions importantes de CO. En effet, la combustion peut plus facilement s'éteindre à proximité des parois du cylindre ou dans les crevasses situées au-dessus des segments du piston, ce qui a pour effet le rejet de quantités non négligeables d'imbrûlés de combustion. De plus, la combustion à basse température empêche l'oxydation complète du CO en $CO_2$ et a donc pour conséquence le gaspillage d'énergie résiduelle contenue dans le CO. Le rendement de combustion atteint généralement une valeur proche de 95% pour les moteurs HCCI, alors qu'il s'approche des 100% pour les moteurs CI.

Le deuxième inconvénient de la combustion HCCI consiste en l'absence de moyen de contrôle sur l'initiation de la combustion. En effet, les moteurs SI utilisent l'étincelle de la bougie pour initier la

combustion tandis que les moteurs CI peuvent choisir le moment d'injection du diesel qui déclenche la combustion. Dès lors, différents paramètres doivent être régulés en temps réel afin d'obtenir l'auto-allumage au moment désiré.

Finalement, la plage d'utilisation des moteurs HCCI est assez limitée : les extrémités inférieures et supérieures de la plage de charge sont peu exploitables.

D'une part, à très faible charge, l'auto-allumage de la charge devient difficile et des ratés de combustion peuvent avoir lieu. Cela entraîne une combustion incomplète et donc un rendement de combustion faible avec de fortes émissions de CO et de combustibles imbrûlés. Cette limite inférieure est caractérisée par de grandes variations du couple mécanique produit entre des cycles successifs.

D'autre part, la limite supérieure des charges s'explique de trois façons et a pour conséquence la faible densité de puissance des moteurs HCCI en comparaison avec les moteurs SI et CI. Premièrement, la combustion très rapide de l'entièreté de la charge entraîne une montée en pression très brutale : la valeur maximale acceptable pour le MPRR est généralement fixée entre 10 bar/CAD (selon Bhaduri [1]) et 20 bar/CAD (selon Christensen et al. [7]). Cette montée rapide en pression implique une combustion particulièrement bruyante ainsi que des contraintes mécaniques importantes : c'est pourquoi un haut taux de dilution est généralement utilisé. Deuxièmement, la pression dans le cylindre ne peut être supérieure au PCP : cette limite pourrait être atteinte plus facilement dans le cas de moteurs suralimentés étant donné les pressions d'admission élevées. Enfin, à charge élevée, de hautes températures pourraient être atteintes et induire des émissions importantes de NOx.

### 1.1.4 Suralimentation

L'objectif de la suralimentation est d'augmenter la densité de puissance d'un moteur. En effet, lorsqu'un moteur est suralimenté, la pression à l'admission est supérieure à la pression atmosphérique. La densité de la charge fraîche entrant dans le cylindre est alors augmentée et, à richesse égale, une plus grande quantité de combustible peut être brûlée par cycle, permettant de produire une puissance plus importante. Les moteurs HCCI ayant comme inconvénient une faible densité de puissance, la suralimentation est un moyen de pallier ce désavantage.

Afin d'augmenter la pression d'admission, un compresseur est utilisé et induit par conséquent une augmentation de la température des gaz à sa sortie. En fonction de cette température de sortie et de la température désirée à l'admission afin d'atteindre les conditions d'auto-allumage, les gaz à l'admission peuvent être soit refroidis soit réchauffés à l'aide d'un échangeur de chaleur. Le refroidissement de ces gaz permet d'augmenter leur masse volumique et d'obtenir un remplissage plus important. Le compresseur peut être alimenté de manières différentes dont les plus courantes

sont le couplage à une turbine ou l'alimentation via une source extérieure (le vilebrequin du moteur par exemple).

Dans le cas d'un compresseur couplé mécaniquement au vilebrequin, la puissance nécessaire au fonctionnement du compresseur est directement puisée dans la puissance mécanique à la sortie du moteur. Cette puissance représente une partie significative de la puissance produite par le moteur. En effet, en considérant un moteur HCCI ayant un rendement indiqué de 40% pour une richesse de 0.35, un rapport de compression égal à 2 et une température d'admission de 130°C, ce moteur devrait céder plus de 15% de sa puissance mécanique produite, et ce, en considérant un compresseur parfait et en négligeant les pertes mécaniques. Son rendement indiqué chuterait alors à 32% [2].

Quant à l'utilisation d'un turbocompresseur, son grand avantage est qu'il ne puise pas son énergie dans la puissance mécanique fournie par le moteur. En effet, l'énergie nécessaire à faire fonctionner le compresseur est produite par la turbine connectée sur le même axe que ce dernier (voir Figure 1.5). La turbine a néanmoins un léger effet négatif étant donné qu'elle produit une contre-pression à l'échappement, ce qui entraîne une augmentation des pertes de pompage. Cependant, l'augmentation significative de la puissance produite et la quasi-constance des pertes mécaniques lors de l'ajout d'un turbocompresseur permettent au rendement effectif de rester quasi-constant, voire même, dans certains cas, d'augmenter.

Une analyse détaillée de ces deux modes de suralimentation pour la présente application est exposée dans le travail de Rouanet [2]. En conclusion, il serait plus avantageux d'utiliser un turbocompresseur dans le but de remédier à la faible densité de puissance des moteurs HCCI.

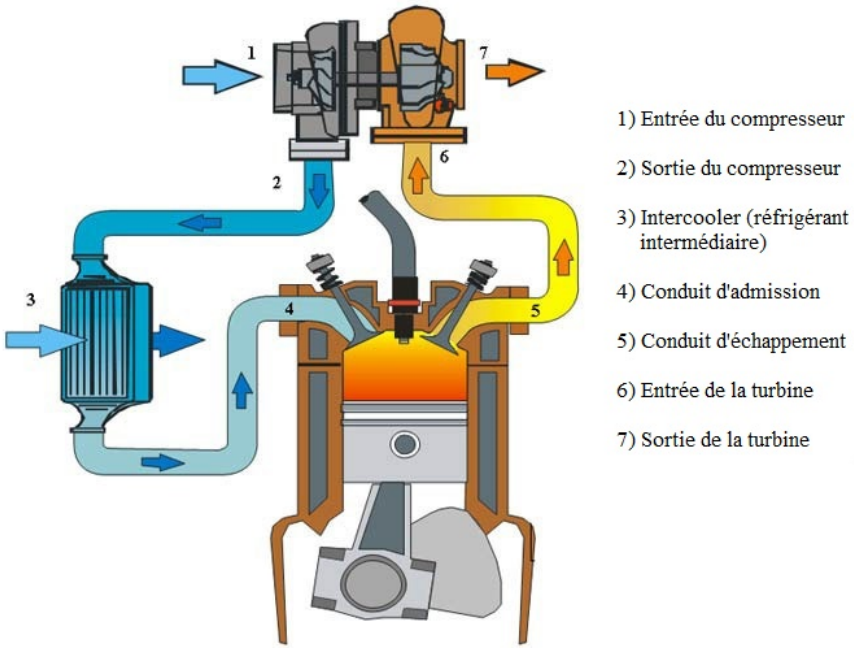



FIGURE 1.5 – Schéma d'un moteur suralimenté à l'aide d'un turbocompresseur. [2]

2. Source : http://www.turbodynamics.co.uk/technical/technical-info/garrett-turbo-tech/how-turbos-work

### 1.1.5 Recirculation des gaz d'échappement

La recirculation des gaz d'échappement, ou EGR pour *Exhaust Gas Recirculation*, peut être utilisée dans les moteurs HCCI pour diverses raisons. Cette technique consiste à réintroduire à l'admission une partie des gaz d'échappement, refroidis ou non. Cette section explique les différents effets de l'EGR sur la combustion HCCI et se base sur le travail de Rouanet [2].

Le premier effet de l'EGR est la dilution. En introduisant une partie des gaz d'échappement à l'admission, la quantité de charge fraîche pouvant entrer dans le cylindre est moindre. Cela a pour effet, à même richesse, de diminuer le pouvoir calorifique inférieur (PCI) du mélange.

Le deuxième effet concerne la cinétique chimique. D'une part, la combustion imparfaite du carburant entraîne la présence de certaines substances chimiques (des oxydes d'azote, de l'hydrogène et des hydrocarbures partiellement brûlés) ayant une énergie d'activation plus faible et qui pourraient faciliter l'auto-allumage de la charge. D'autre part, la présence importante de vapeur d'eau et de dioxyde de carbone dans les gaz d'échappement qui se retrouvent mélangés à la charge fraîche a pour conséquence de réduire la concentration relative d'oxygène. Une réduction de cette concentration induit un ralentissement des réactions d'oxydation et donc une baisse du RoHR.

L'impact majeur de l'EGR concerne son effet thermique causé par l'augmentation de l'inertie thermique de la charge. En effet, sans EGR, seulement de l'oxygène et de l'azote sont présents dans le cylindre alors que, lorsque l'EGR est utilisé, du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau sont aussi présents dans le cylindre. Comme le montre la Figure 1.6, ces deux composés additionnels ont des capacités calorifiques plus élevées que l'oxygène et l'azote initialement présents. L'accroissement de l'inertie thermique signifie que la température de la charge augmente moins durant la compression et donc que l'auto-allumage est retardé. Cette hausse de la capacité calorifique diminue également l'augmentation de la température causée par le dégagement de chaleur lors de la combustion. Cela entraîne une réduction de la température maximale dans le cylindre et, par conséquent, une baisse des émissions de NOx. De plus, la combustion s'étale sur une durée plus importante et a pour conséquence une réduction du MPRR. Comme le MPRR est un des facteurs limitants de la plage des charges admissibles, l'EGR permet donc l'utilisation de charges plus importantes, ce qui constitue son avantage majeur.

Finalement, l'utilisation de l'EGR permet également de réintroduire des gaz d'échappement contenant des substances issues d'une combustion incomplète et de leur donner une seconde chance d'être brûlées. Cela pourrait donc impacter positivement le rendement de combustion.

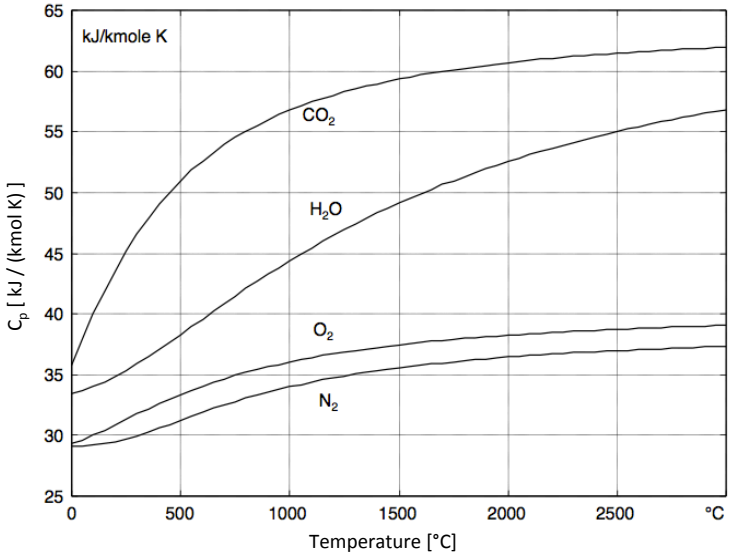



FIGURE 1.6 – Capacités calorifiques des composants principaux de l'EGR. [6]

## 1.2 Pressions moyennes et rendements

La conversion de l'énergie chimique contenue dans le combustible en travail mécanique au vilebrequin se fait en plusieurs étapes, chacune caractérisée par un rendement. Les quantités d'énergie présentes aux différentes étapes de la conversion peuvent être exprimées de manière normalisée. En effet, afin de caractériser les performances d'un moteur indépendamment de sa taille, les pressions moyennes ou *Mean Effective Pressures* (MEP) sont utilisées. Il s'agit de pressions, généralement exprimées en bar, car elles sont définies par le rapport entre une énergie et la cylindrée du moteur. Ces MEP et les rendements associés aux conversions sont illustrés sur la Figure 1.7.

Premièrement, l'énergie chimique contenue dans le combustible peut être calculée au moyen de son pouvoir calorifique inférieur (PCI). En définissant la masse $m_c$ de combustible consommée par cycle et la cylindrée $V_c$, le FuelMEP peut être exprimé comme suit :

$$\text{FuelMEP} = \frac{m_c \ \text{PCI}}{V_c} \tag{1.3}$$

Ce combustible va ensuite être brûlé afin de produire un maximum de chaleur. Le rendement de combustion $\eta_{comb}$ est défini comme le rapport entre la chaleur dégagée par la combustion et l'énergie du combustible. Le QMEP étant défini comme la valeur normalisée de cette chaleur dégagée, ce rendement peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\eta_{comb} = \frac{\text{QMEP}}{\text{FuelMEP}} \tag{1.4}$$

Comme certains combustibles ne sont pas brûlés ou bien sont oxydés de manière incomplète, une

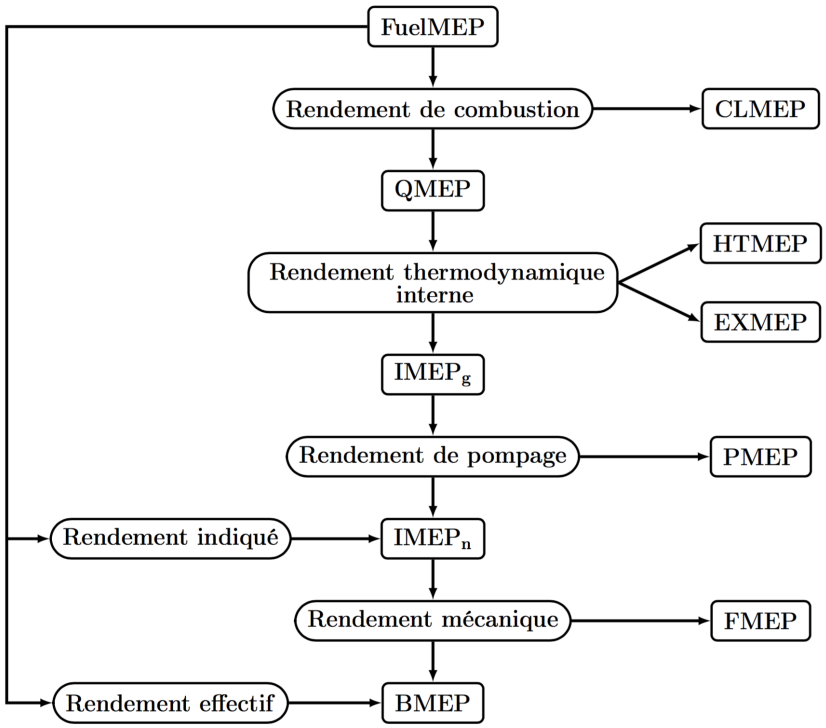



FIGURE 1.7 – Cascade d'énergie détaillant les différentes pressions moyennes et les rendements correspondants. [3]

partie de l'énergie chimique du carburant est perdue dans les gaz d'échappement. Ces pertes sont représentées par le CLMEP, qui signifie *Chemical Losses MEP*.

Il convient ensuite d'analyser le cycle thermodynamique du moteur sans tenir compte de la phase de respiration. Celui-ci est caractérisé par l'apport de chaleur à la source chaude QMEP, par le travail produit sur le piston IMEP$_g$, pour *Indicated MEP gross*, et par les pertes à la source froide. Ces pertes peuvent être décomposées en deux termes : les pertes aux parois du cylindre HTMEP, pour *Heat Transfer MEP*, et celles à l'échappement EXMEP, pour *Exhaust MEP*. Le rendement thermodynamique interne $\eta_{ti}$ caractérise l'efficacité avec laquelle la chaleur est convertie en travail produit par le gaz sur le piston.

$$\eta_{ti} = \frac{\text{IMEP}_g}{\text{QMEP}} = 1 - \underbrace{\frac{\text{HTMEP}}{\text{QMEP}}}_{\varepsilon_{HT}} - \underbrace{\frac{\text{EXMEP}}{\text{QMEP}}}_{\varepsilon_{EX}} \tag{1.5}$$

Dans cette formule, $\varepsilon_{HT}$ et $\varepsilon_{EX}$ représentent respectivement les coefficients des pertes pariétales et des pertes à l'échappement.

Ensuite, le travail indiqué IMEP$_n$, pour *Indicated MEP net*, est le résultat du IMEP$_g$ diminué du travail de pompage PMEP, pour *Pumping MEP*. Le PMEP peut être estimé à l'aide des pressions

3. Schéma adapté de Johansson [8]

moyennes à l'admission $p_{in}$ et à l'échappement $p_{out}$ durant la boucle de pompage.

$$\text{PMEP} \simeq p_{out} - p_{in} \tag{1.6}$$

Il faut ensuite prendre en compte les pertes par frottements mécaniques FMEP, pour *Friction MEP*. Après soustraction de celles-ci au $\text{IMEP}_\text{n}$, le travail effectif disponible au vilebrequin est alors connu et appelé BMEP pour *Brake MEP*. Le rendement mécanique $\eta_{mec}$ peut alors être calculé.

$$\eta_{mec} = \frac{\text{BMEP}}{\text{IMEP}_\text{n}} = 1 - \frac{\text{FMEP}}{\text{IMEP}_\text{n}} \tag{1.7}$$

Finalement, le rendement effectif $\eta_{eff}$ caractérise la conversion globale d'énergie chimique contenue dans le carburant en énergie mécanique disponible au vilebrequin.

$$\eta_{eff} = \frac{\text{BMEP}}{\text{FuelMEP}} \tag{1.8}$$

Ces pressions moyennes et rendements permettent l'analyse des performances du moteur, présentée au Chapitre 3.

## 1.3 Calcul du dégagement de chaleur

Dans cette section, la procédure permettant le calcul du HR est expliquée. Le point de départ de ce développement est la première loi de la thermodynamique pour un système fermé. Elle relie la variation d'énergie interne $\Delta U$ de la charge dans le cylindre, la chaleur $Q$ reçue par celle-ci et le travail $W$ effectué par cette charge.

$$\Delta U = Q - W \tag{1.9}$$

Le fait de considérer un système fermé signifie que cette équation est uniquement valable lorsqu'il n'y a pas d'échange de matière entre ce qui se trouve dans le cylindre et l'environnement, c'est-à-dire entre IVC et EVO lorsque les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées. Ce premier principe de la thermodynamique peut être écrit sous sa forme différentielle par rapport à la position angulaire du vilebrequin $\theta$, avec $n$ le nombre de moles présentes dans la charge et $C_v$ la capacité thermique molaire à volume constant.

$$nC_v\frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p\frac{dV}{d\theta} \tag{1.10}$$

En utilisant la forme différentielle par rapport à $\theta$ de l'équation des gaz parfaits $pV = nRT$ (voir (1.11)) et en l'injectant dans l'équation (1.10), une expression pour la variation de la chaleur $Q$ est obtenue en équation (1.15). Celle-ci dépend du coefficient adiabatique $\gamma$ de la charge, de la pression dans le cylindre $p$ et sa dérivée $\frac{dp}{d\theta}$, ainsi que du volume instantané du cylindre $V$ et sa dérivée $\frac{dV}{d\theta}$.

$$\frac{d}{d\theta}(pV) = \frac{d}{d\theta}(nRT) \quad \Longleftrightarrow \quad p\frac{dV}{d\theta} + V\frac{dp}{d\theta} = nR\frac{dT}{d\theta} \tag{1.11}$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = nC_v\frac{dT}{d\theta} + p\frac{dV}{d\theta} \tag{1.12}$$

$$= C_v\frac{1}{R}\left(p\frac{dV}{d\theta} + V\frac{dp}{d\theta}\right) + p\frac{dV}{d\theta} \tag{1.13}$$

$$= p\frac{dV}{d\theta}\left(\frac{C_v}{R} + 1\right) + V\frac{dp}{d\theta}\left(\frac{C_v}{R}\right) \tag{1.14}$$

Or $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ et $R = C_p - C_v$, avec $C_p$ la capacité thermique molaire à pression constante.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}p\frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1}V\frac{dp}{d\theta} \tag{1.15}$$

Dans cette équation, $Q$ représente la chaleur totale échangée entre la charge et l'environnement, et est donc renommée $Q_{\text{net}}$. Cette chaleur totale peut être décomposée en deux termes : la chaleur dégagée lors de la combustion $Q_{\text{gross}}$ et la chaleur perdue aux parois du cylindre $Q_{\text{loss}}$.

$$Q_{net} = Q_{gross} - Q_{loss} \tag{1.16}$$

L'équation (1.15) peut alors être réécrite en isolant la dérivée du dégagement de chaleur dû à la combustion et permet d'obtenir l'équation du RoHR.

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}p\frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1}V\frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{loss}}{d\theta} \tag{1.17}$$

Cette équation du RoHR, intégrée sur un domaine encadrant la combustion (par exemple de -40 à 40 CAD), permet d'obtenir le dégagement de chaleur $Q_{\text{gross}}$ en fonction de la position angulaire. A partir du $Q_{\text{gross}}$, les paramètres CA10, CA50, CA90 et la durée de combustion peuvent être déterminés. CAx correspond à la position angulaire en CAD à laquelle x% de l'énergie délivrée par le fuel a été dégagée.

$$Q_x = \frac{x}{100}(Q_{gross\ max} - Q_{gross\ min}) \tag{1.18}$$

Quant à la durée de combustion, elle est définie comme la durée en CAD qui sépare les CA10 et CA90 et permet d'avoir une idée de la rapidité avec laquelle la combustion se produit.

### 1.3.1 Paramètres géométriques

Afin de calculer le HR, il est nécessaire de connaître certains paramètres géométriques du moteur, disponibles en Annexe A.1. Tout d'abord, la connaissance du timing de la fermeture des soupapes d'admission (*Intake Valve Closing* ou IVC) et de l'ouverture des soupapes d'échappement (*Exhaust Valve Opening* ou EVO) est indispensable. En effet, comme la masse présente dans le cylindre est constante entre IVC et EVO, c'est entre ces deux positions angulaires que le calcul du HR peut être effectué. Dans l'ensemble des résultats présentés, le PMH de la phase motrice est défini comme la position angulaire de référence 0 CAD. Comme le moteur est un moteur à 4 temps, un cycle comprend 2 révolutions et s'étale entre -180 CAD et 540 CAD, comme illustré sur la Figure 1.8. En plus de IVC et EVO, l'ouverture des soupapes d'admission (*Intake Valve Opening* ou IVO) et la fermeture des soupapes d'échappement (*Exhaust Valve Closing* ou EVC) sont affichées sur cette même figure.

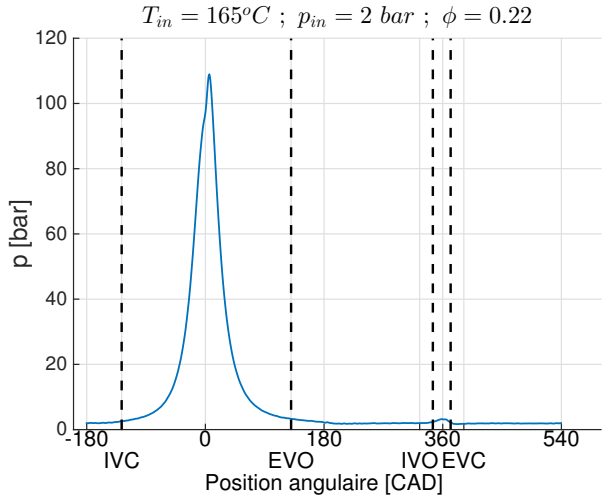



FIGURE 1.8 – Pression dans le cylindre en fonction de la position angulaire.

Une autre grandeur caractéristique de la géométrie d'un moteur est le taux de compression $\tau$ défini comme le rapport entre le volume du cylindre au PMB et celui au PMH. Ce dernier a une grande influence sur le HR et doit donc être calibré afin d'obtenir un HR le plus correct possible.

$$\tau = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}} \tag{1.19}$$

Dès que les mesures de pression sont disponibles, le HR peut être calculé pour chaque cylindre. Pour cela, le volume d'un cylindre et sa dérivée en fonction de la position angulaire du vilebrequin doivent être connus. Ceux-ci peuvent être obtenus en définissant la cylindrée d'un cylindre $V_{cyl} = \frac{V_c}{4}$ ($V_c$ étant la cylindrée totale des 4 cylindres du moteur), la longueur $L$ de la bielle et la distance $r$ entre l'axe du maneton et celui du vilebrequin. Ces différentes données sont reprises sur le schéma présenté sur la Figure 1.9.

$$V = \frac{V_{cyl}}{\tau - 1} + \frac{V_{cyl}}{2}\left(\frac{L}{r} + 1 - \cos\theta - \sqrt{\left(\frac{L}{r}\right)^2 - \sin^2\theta}\right) \tag{1.20}$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_{cyl}\,\sin\theta}{2}\left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\left(\frac{L}{r}\right)^2 - \sin^2\theta}}\right) \tag{1.21}$$

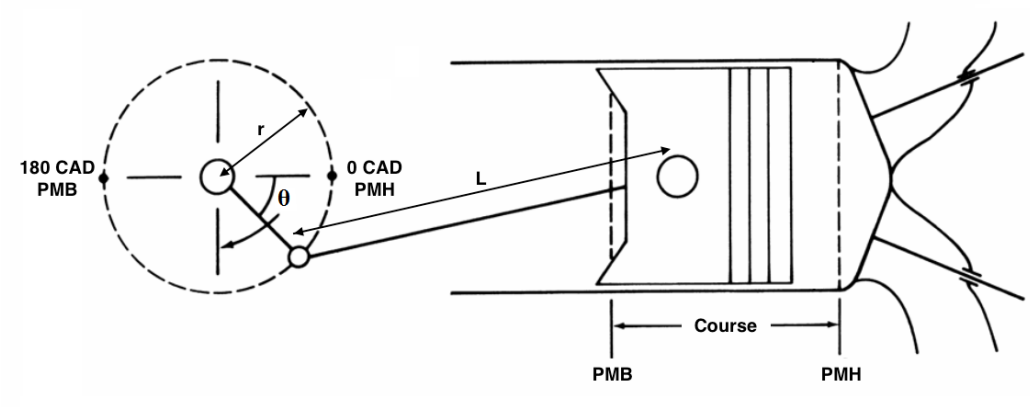



FIGURE 1.9 – Schéma reprenant les grandeurs caractéristiques du système bielle-manivelle pour un moteur à combustion interne. [4]

### 1.3.2 Profil de température

Le profil de température des gaz présents dans le cylindre entre IVC et EVO doit être connu afin de pouvoir estimer le coefficient adiabatique $\gamma$ ainsi que les pertes pariétales $Q_{\text{loss}}$ qui dépendent tous les deux de la température. Une des hypothèses utilisées à cette fin est de considérer que les gaz se trouvant dans le cylindre se comportent comme des gaz parfaits.

$$p(\theta)V(\theta) = nRT(\theta) \tag{1.22}$$

La pression à l'intérieur du cylindre est connue à chaque instant grâce aux capteurs de pression. En fonction de l'angle du vilebrequin, le volume est calculé sur base des paramètres géométriques du

4. Schéma adapté de Johansson et al. [9]

moteur. A l'aide de l'équation (1.22) et en posant certaines hypothèses supplémentaires, le profil de température entre IVC et EVO peut être obtenu à l'aide de la relation suivante :

$$T(\theta) = \frac{p(\theta)}{p_{IVC}} \frac{V(\theta)}{V_{IVC}} T_{IVC} \simeq \frac{p(\theta)}{p_{in}} \frac{V(\theta)}{V_{IVC}} T_{in} \tag{1.23}$$

Les hypothèses nécessaires à l'obtention de cette formule sont les suivantes :

1. Les gaz en question se comportent comme des gaz parfaits
2. Le nombre de moles $n$ présentes dans le cylindre est constant entre IVC et EVO
3. $p_{IVC} = p_{in}$
4. $T_{IVC} = T_{in}$

Les hypothèses relatives aux gaz parfaits ainsi que la variation du nombre de moles due à l'étanchéité imparfaite au niveau des segments du piston donnent lieu à des erreurs négligeables selon Bhaduri [1]. La variation du nombre de moles peut également avoir lieu lors de la combustion. Néanmoins, en considérant la combustion complète du méthane, les nombres de moles de réactifs $n_R$ et de produits $n_P$ sont égaux, comme le montrent les équations (1.24) et (1.25).

$$\mathrm{CH_4} + 2\lambda(\mathrm{O_2} + 3.76\mathrm{N_2}) \longrightarrow 2(\lambda - 1)\mathrm{O_2} + \mathrm{CO_2} + 2\mathrm{H_2O} + 7.52\lambda\mathrm{N_2} \tag{1.24}$$

$$n_R = n_P = 1 + 9.52\lambda \tag{1.25}$$

A propos de la fermeture des soupapes d'admission, bien que la valeur de IVC = -127 CAD soit fournie par le fabricant, celle-ci n'a pas été utilisée telle quelle. En effet, le cylindre est relativement étanche avant cette valeur de IVC et la compression commence donc plus tôt qu'annoncé, comme l'indiquent les courbes de pression expérimentales. En effet, la Figure 1.10 montre que la pression mesurée dans le cylindre commence à augmenter approximativement à -150 CAD. Pour confirmer cette valeur, une courbe de pression en motoring, en supposant IVC = -150 CAD, a été simulée à l'aide du modèle mathématique afin d'être comparée à la courbe obtenue de manière expérimentale. Il en ressort que les pressions maximales atteintes ne diffèrent que de 0.5 bar, comme illustré sur la Figure 1.11. C'est pourquoi la valeur de -150 CAD a été conservée pour IVC afin de déterminer le profil de température.

Ensuite, le signal de la pression étant fort bruité autour de la position d'IVC, de grandes variations du profil de température ont été observées entre les différents cycles. Pour cette raison, la pression moyenne à l'admission $p_{in}$ est utilisée comme approximation de $p_{IVC}$, comme indiqué dans l'équation (1.23).

La dernière hypothèse concerne la température des gaz lors de l'IVC. Comme un capteur de température est placé dans le collecteur d'admission, la valeur donnée par celui-ci est utilisée

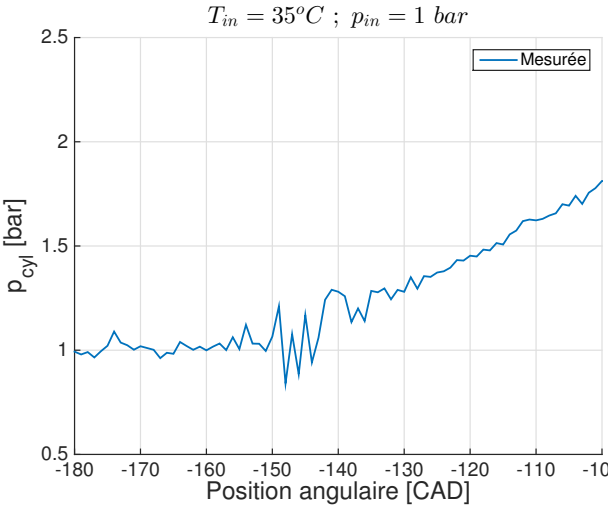



FIGURE 1.10 – Pression mesurée en motoring.

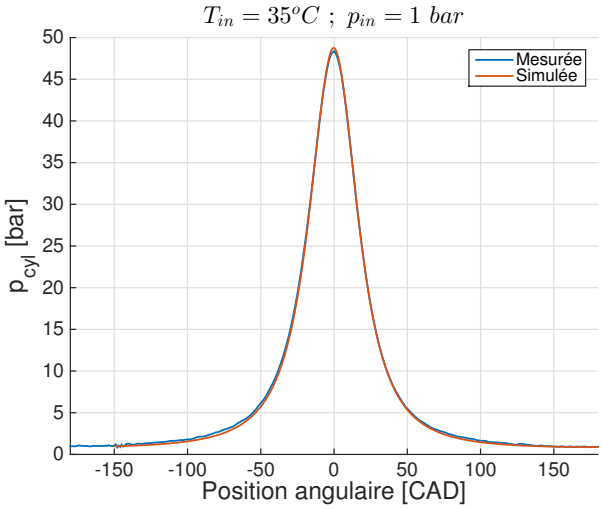



FIGURE 1.11 – Pression mesurée et pression simulée en motoring.

comme référence pour la température moyenne des gaz confinés dans le cylindre lorsque les valves d'admission se ferment. Cette approximation pourrait être légèrement faussée pour deux raisons. Premièrement, une petite fraction des gaz présents dans le cylindre pourrait être des gaz résiduels chauds provenant du cycle précédent. Deuxièmement, la charge fraîche pourrait avoir échangé de la chaleur avec les parois du cylindre. Ce transfert de chaleur devrait néanmoins rester limité. En effet, la température du mélange se situe aux environs de 160°C, ce qui ne devrait pas engendrer de pertes significatives étant donné la température relativement similaire des parois du cylindre.

### 1.3.3 Coefficient adiabatique

Un autre paramètre nécessaire au calcul du HR est le coefficient adiabatique $\gamma$. Celui-ci dépend non seulement de la température du mélange mais aussi de sa composition, et donc de l'état d'avancement de la combustion. Différentes méthodes existent afin d'estimer sa valeur, certaines très complexes et d'autres beaucoup plus simples à mettre en œuvre.

Une manière précise de déterminer la valeur de $\gamma$ est de considérer une modification progressive de la composition du mélange lors de la combustion. La complexité de ce type d'approche vient du fait que la valeur de $\gamma$ est nécessaire pour calculer le HR, et donc aussi pour déterminer la composition du mélange. Comme cette composition est nécessaire pour connaître $\gamma$, cela donne lieu à un processus itératif. Des ressources de calcul conséquentes sont dès lors requises et rendent ce type d'approche inadapté à un traitement en temps réel.

C'est pourquoi le modèle de Gatowski et al. [10], développé pour modéliser $\gamma$ dans les moteurs à combustion interne, a été choisi. Ce modèle linéaire est fourni à l'équation (1.26) et ne dépend que de la température, exprimée en Kelvin.

$$\gamma = 1.38 - 0.08\,\frac{T-300}{1000} \tag{1.26}$$

### 1.3.4 Pertes pariétales

Le dernier élément nécessaire au calcul du HR est celui des pertes pariétales. En effet, tout au long du cycle, le mélange présent dans le cylindre échange de la chaleur avec les parois. Afin de quantifier ces échanges, la loi de Newton décrivant le flux de chaleur par convection est utilisée.

$$\frac{dQ_{loss}}{dt} = hA(T - T_{parois}) \qquad [\mathrm{W}] \tag{1.27}$$

$$\frac{dQ_{loss}}{d\theta} = hA(T - T_{parois})\frac{1}{\omega} \qquad [\mathrm{J/CAD}] \tag{1.28}$$

Dans cette équation, $h$ représente le coefficient de transfert thermique exprimé en W/(m$^2$ K), $A$ la surface d'échange en m$^2$ entre le mélange gazeux et son environnement, $T$ et $T_{parois}$ les températures en Kelvin du mélange et des parois respectivement et, finalement, $\omega$ la vitesse angulaire du moteur en CAD/s. La surface d'échange est composée de trois surfaces, à savoir celle de la culasse, celle des parois du cylindre et celle du piston. Cette surface totale varie en fonction de la position angulaire et est connue grâce aux paramètres géométriques du moteur. Le profil de température du mélange dépend de la position angulaire tandis que la température des parois est assimilée à celle du liquide de refroidissement à la sortie du moteur. Cette approximation est minime car l'écart de température entre les parois du cylindre et le liquide de refroidissement est très petit par rapport à la différence entre la température du gaz et celle des parois. Le paramètre manquant à l'estimation de ces pertes est le coefficient de transfert thermique $h$. Divers modèles de ce coefficient ont été développés pour les moteurs CI et SI. Une étude de la validité de ces modèles pour les moteurs HCCI a été effectuée par Soyhan et al. [11]. Il en résulte que celui qui représente le mieux les échanges thermiques aux parois dans un moteur HCCI est le modèle de Hohenberg. Celui-ci dispose d'un coefficient de mise à l'échelle qui varie avec la géométrie du moteur, la température et aussi la richesse. Il est dès lors délicat d'affirmer avec certitude la valeur la plus adéquate de ce coefficient. C'est pourquoi la valeur de $\alpha_{ech}$ a été fixée à 82, pour rester en accord avec l'étude théorique effectuée par Rouanet [2].

$$h_{Hohenberg} = \alpha_{ech} V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.4} (u + 1.4)^{0.8} \qquad [\mathrm{W/(m^2\ K)}] \tag{1.29}$$

Dans cette équation, $V$ est le volume en m$^3$, $p$ la pression en bar, $T$ la température en Kelvin et $u$ la vitesse moyenne du piston en m/s.

# CHAPITRE 2

# DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL

Ce chapitre concerne la conception et la mise en place du dispositif expérimental. Tout d'abord, les caractéristiques principales du moteur sont énumérées. Ensuite, les systèmes d'admission, d'échappement, de refroidissement ainsi que le générateur électrique sont détaillés. Le dimensionnement de ces systèmes est basé sur la plage de fonctionnement estimée dans le travail de Rouanet [2]. Par la suite, le choix de l'ensemble des capteurs permettant l'analyse du fonctionnement et le contrôle du moteur est justifié. Pour finir, le système d'acquisition de données et de contrôle du moteur en temps réel est exposé. Le P&ID (*Piping and Instrumentation Diagram*), présenté en Annexe A.2, offre une vue globale sur l'ensemble des éléments constituant le dispositif expérimental.

Comme le moteur utilisé pour ce travail remplace le moteur HCCI monocylindre utilisé pour les recherches de Bhaduri [1], une partie des éléments de son banc d'essai a pu être récupérée. De même, le système d'acquisition de données et de contrôle du moteur monocylindre a servi de base pour implémenter celui du moteur 4 cylindres.

## 2.1 Caractéristiques techniques du moteur

Le moteur utilisé dans le cadre de ce travail est un moteur CI 4 cylindres à 4 temps développé par Yanmar (référence 4TNV98T-GGE). Il s'agit d'un moteur industriel stationnaire, doté d'un turbocompresseur et généralement connecté à un générateur électrique. A une vitesse de 1500 tr/min, il produit une puissance de 41.4 kW. Ses caractéristiques principales, issues de sa fiche technique présentée en Annexe A.1, sont énoncées ci-dessous.

— Cylindrée : $V_c = 4V_{cyl} = 3.318$ L
— Course : $C = 110$ mm
— Diamètre des cylindres : $D = 98$ mm
— Longueur de la bielle : $L = 167$ mm
— Vitesse de rotation : $N = 1500$ tr/min
— Fermeture des soupapes d'admission : IVC $= -127$ CAD
— Ouverture des soupapes d'échappement : EVO $= 130$ CAD
— Taux de compression : $\tau = 18.1 : 1$
— Pression maximale dans les cylindres : PCP = 150 bar
— Taux maximal de montée en pression : MPRR = 10 bar/CAD

## 2.2 Banc d'essai

Cette section présente les systèmes d'admission, d'échappement et de refroidissement mis en place en périphérie du moteur. Le rôle de ces différents systèmes ainsi que le choix de leurs composants sont expliqués. Finalement, le générateur électrique ainsi que le cardan, reliant le moteur au générateur, sont détaillés.

### 2.2.1 Système d'admission

Le système d'admission a pour but d'amener la charge au collecteur d'admission pour qu'elle puisse être introduite dans les cylindres lorsque les soupapes d'admission sont ouvertes. De plus, la charge doit arriver dans le collecteur d'admission avec la pression et la température souhaitées afin d'obtenir son auto-allumage au moment opportun. Les divers éléments constituant le système d'admission sont illustrés sur Figure 2.1.

Un des objectifs de ce développement expérimental étant d'analyser la suralimentation de ce moteur HCCI, il est nécessaire de trouver un moyen pour augmenter la pression à l'admission. Comme le contrôle de la combustion HCCI est déjà complexe vu le nombre de paramètres influençant les conditions d'auto-allumage, un compresseur externe plutôt qu'un turbocompresseur est utilisé pour comprimer l'air. En effet, un turbocompresseur pourrait induire des comportements transitoires qui rendraient le contrôle du moteur et l'analyse des résultats plus complexes. De plus, en choisissant un compresseur externe, la pression d'admission peut être choisie indépendamment des conditions présentes à l'échappement. Finalement, le comportement du moteur peut être analysé sous différentes pressions d'admission et le choix du turbocompresseur, effectué par Rouanet [2] de manière théorique à l'aide du modèle mathématique, pourrait être confronté aux résultats expérimentaux.

Pour choisir le compresseur, la pression d'admission ainsi qu'une estimation du débit d'air doivent

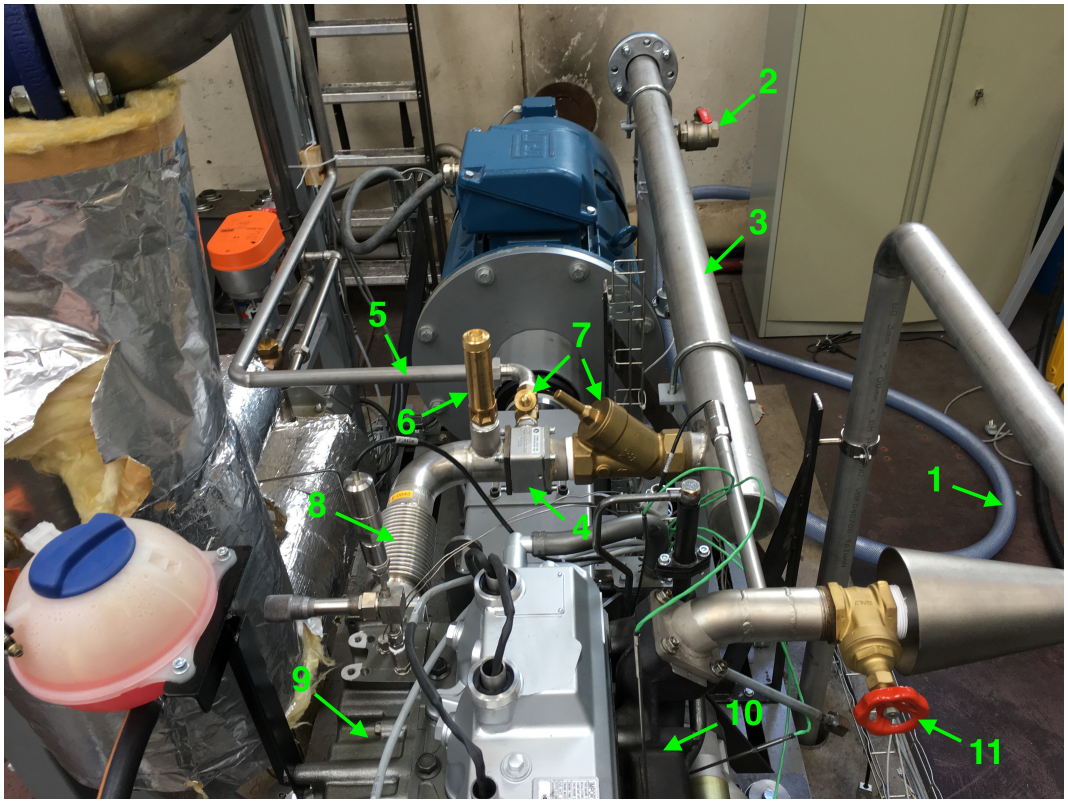



FIGURE 2.1 – Systèmes d'admission et d'échappement. (1) Flexible amenant l'air comprimé ; (2) vanne de l'admission ; (3) résistance chauffante pour l'air et le $CO_2$ ; (4) mélangeur de gaz ; (5) conduite de combustible ; (6) soupape de sécurité ; (7) clapets anti-retour ; (8) soufflet ; (9) collecteur d'admission ; (10) collecteur d'échappement ; (11) vanne de l'échappement.

être connues. Le débit d'air a été considéré pour différentes richesses, températures d'admission, pressions d'admission et différents taux d'EGR. Connaissant la cylindrée du moteur ainsi que sa vitesse de rotation, le débit volumique peut être calculé en considérant que la charge n'est admise qu'une fois par cycle et donc qu'une fois toutes les deux révolutions.

$$\dot{V} = V_c \frac{N}{2} = 2489.25 \text{ [L/min]} \tag{2.1}$$

Le débit massique d'air est le plus important quand la densité de la charge est élevée (haute pression et basse température), quand la richesse est faible et quand l'EGR n'est pas utilisé. Dans ce cas de figure, le débit d'air nécessaire se calcule ainsi :

$$\dot{V}_{air} = \frac{V_{a,1}}{V_{a,1} + \phi} \dot{V} = \frac{9.52}{9.52 + \phi} \dot{V} \tag{2.2}$$

Dans cette équation, $V_{a,1}$ est le rapport volumique entre l'air et le méthane nécessaire pour obtenir une combustion stœchiométrique. En considérant une richesse très faible, une pression et une température à l'admission de respectivement 2.25 bar et 100°C, la valeur maximale du débit que le

compresseur devrait pouvoir fournir est de 245 $m^3_N$/h. Le seul compresseur capable de délivrer un tel débit et disponible à proximité du banc d'essai est celui de l'Atelier François, situé à l'arrière du laboratoire LEFT de l'Université catholique de Louvain. Il peut en effet fournir de l'air comprimé à 40 bar avec un débit de 980 $m^3_N$/h. Celui-ci alimente un réservoir de 2 $m^3$ dont la pression est limitée à 16 bar compte tenu de la présence d'une soupape de sécurité. Un détendeur est placé à la sortie de ce réservoir et est régulé en continu afin d'obtenir la pression désirée dans le collecteur d'admission.

Un organe déprimogène est placé en aval du détendeur afin de pouvoir mesurer le débit d'air. Le principe de fonctionnement d'un organe déprimogène consiste à intercaler un diaphragme de diamètre intérieur $d$ dans une conduite de diamètre $D$ où le fluide circule (voir Figure 2.2). La chute de pression causée par le passage du fluide au travers du diaphragme est mesurée afin de déterminer le débit du fluide.

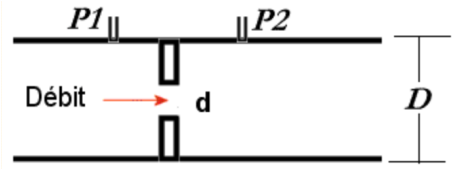



FIGURE 2.2 – Schéma d'un organe déprimogène. [1]

En négligeant les pertes par frottement, la pression totale est conservée et le théorème de Bernoulli est d'application. Les conditions en amont et en aval sont indiquées avec les indices 1 et 2 respectivement.

$$p_{t,1} = p_{t,2} \quad \Longrightarrow \quad p_1 - p_2 = \frac{1}{2}\rho(u^2_{m,2} - u^2_{m,1}) \tag{2.3}$$

La conservation du débit étant d'application, la relation suivante peut être utilisée :

$$Q_m = \rho u_{m,1}\frac{\pi D^2}{4} = \rho u_{m,2}\frac{\pi d^2}{4} \tag{2.4}$$

En remplaçant l'équation (2.3) dans l'équation (2.4) et en définissant le rapport des diamètres par $\beta = \frac{d}{D}$, l'expression du débit massique $Q_\mathrm{m}$ est obtenue à l'équation (2.6).

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{4Q_m}{\rho\pi d^2}\right)^2(1-\beta^4) \tag{2.5}$$

$$Q_m = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2\rho}{1-\beta^4}}\sqrt{p_1 - p_2} \tag{2.6}$$

1. Source : http://www.thermexcel.com/french/ressourc/diaphrag.htm

En pratique, le débit mesuré à l'aide de cette formule surestime le débit réel d'un certain facteur. A titre indicatif, la valeur de ce facteur a été estimée à 0.55 à l'aide de mesures expérimentales. Pour obtenir des résultats précis lors des essais du moteur, les débits ont été mesurés en respectant la norme ISO-5167.

Dès lors, trois mesures sont nécessaires : la température et la pression en aval du diaphragme afin de déterminer la masse volumique de l'air, ainsi que la pression différentielle entre l'amont et l'aval du diaphragme. Sur base des débits désirés, de la norme ISO-5167 et des pressions différentielles mesurables par le capteur utilisé (0 à 10 kPa), le diamètre de l'orifice du diaphragme a été fixé à 32 mm pour un diamètre de conduite de 84.9 mm.

Afin d'acheminer l'air comprimé jusqu'au moteur HCCI, un tuyau flexible en PVC, de diamètre DN50, est utilisé entre la sortie de l'organe déprimogène et l'entrée de la résistance chauffante.

Pour permettre l'utilisation d'EGR, un raccord en T a été utilisé pour mélanger l'air provenant de l'organe déprimogène et le $CO_2$ utilisé pour représenter l'EGR. Comme l'effet principal de l'EGR est son effet thermique (voir Section 1.1.5), le $CO_2$ provenant d'une bonbonne sous pression a été choisi pour remplacer l'EGR réel afin de simplifier le dispositif expérimental. Actuellement, une vanne a été mise à la place de la conduite d'EGR qui n'est pas encore installée. Cette vanne permet également de faire tourner le moteur avec le système d'admission connecté à l'air ambiant plutôt que d'utiliser l'air comprimé du compresseur.

En aval de ce raccord en T, une résistance chauffante est présente pour 2 raisons. Premièrement, l'air comprimé utilisé est froid alors que l'air qui sortirait du compresseur d'un turbocompresseur aurait une température plus élevée. En effet, en considérant un compresseur ayant un rendement isentropique de 75% et un rapport de compression $\pi_C = 2$, l'air entrant à 15°C dans le compresseur sortirait à environ 100°C. La résistance chauffante permet donc de se rapprocher du cas où un turbocompresseur serait utilisé. Deuxièmement, comme expliqué en Section 1.1.1, la température est le paramètre qui a le plus d'influence sur l'auto-allumage de la charge ; il est donc primordial de pouvoir contrôler la température d'admission.

Comme pour le calcul du débit d'air comprimé, différents régimes de fonctionnement ont été considérés afin de déterminer la puissance requise pour cette résistance chauffante. De plus, une chute de 30°C entre la sortie de la résistance chauffante et le collecteur d'admission a été considérée afin de prendre en compte les pertes thermiques de la conduite d'admission. La puissance maximale est de l'ordre de 12 kW et est obtenue lorsque les conditions à l'admission sont de 2.25 bar et de 160°C. Comme l'estimation des pertes thermiques est très approximative, une marge de sécurité a été utilisée et une résistance d'une puissance de 15 kW a finalement été choisie. Le terme exact pour ce type de résistance est un thermoplongeur sur bride, disposant de 6 tubes en inox. La régulation de ce thermoplongeur est effectuée pour obtenir la température désirée dans le collecteur d'admission.

Plutôt que d'utiliser du gaz naturel dont la composition exacte serait incertaine, du méthane pur en

bonbonne a été utilisé lors des expériences. Le méthane étant le constituant principal du gaz naturel (concentration volumique d'environ 90% selon la provenance du gaz [12]), les résultats obtenus avec du méthane sont similaires à ceux qui auraient été obtenus avec du gaz naturel. Le contrôle du débit du combustible est réalisé par deux MFC (*Mass Flow Controllers* ou régulateurs de débit massique).

Ensuite, un mélangeur de gaz de la marque Heinzmann, utilisant l'effet Venturi, a été placé en aval de la résistance chauffante afin de mélanger le combustible à l'air chaud (et éventuellement au $CO_2$). C'est lors de ce mélange que le risque d'inflammation est le plus important, même s'il est très limité pour du méthane aux températures d'admission utilisées. C'est pourquoi une soupape de sécurité a été placée entre le mélangeur et le collecteur d'admission afin de prévenir une montée en pression dans ce dernier si le combustible venait à s'enflammer. Cette soupape a été taraudée pour se déclencher à une pression de 3 bar étant donné que la pression maximale à l'admission ne devrait pas dépasser 2.25 bar. Une mesure de sécurité supplémentaire a été adoptée en plaçant des clapets anti-retour sur les deux conduites en amont du mélangeur de gaz, à savoir, la conduite du mélange chaud composé d'air et de $CO_2$ et la conduite amenant le combustible. Ce dispositif permet à la fois de s'assurer que les gaz s'écoulent dans la bonne direction mais aussi d'isoler les circuits en amont du mélangeur de gaz en cas d'explosion dans le collecteur d'admission. Enfin, un soufflet est placé entre le collecteur d'admission et le mélangeur de gaz et permet d'atténuer la propagation des vibrations du moteur vers le système d'admission.

### 2.2.2 Système d'échappement

Le collecteur d'échappement permet de rassembler les gaz d'échappement des différents cylindres et, dans le cas d'un moteur turbochargé, de les diriger vers la turbine. Dans ce dispositif expérimental, le turbocompresseur a été remplacé par un compresseur externe. Dès lors, il est nécessaire de simuler la contre-pression qui aurait été générée par la turbine pour que les expériences représentent aussi fidèlement que possible les résultats qui auraient été obtenus avec un turbocompresseur. En effet, si le collecteur d'échappement était directement connecté à l'ambiance, le travail de pompage PMEP serait sous-évalué et donnerait lieu à une surestimation des performances. De plus, cette contre-pression permet de limiter la quantité de charge fraîche qui pourrait, lors du recouvrement des valves d'admission et d'échappement, se retrouver directement à l'échappement sans avoir participé à la combustion. Afin de simuler cette contre-pression, une vanne guillotine a été placée après le collecteur d'échappement pour créer une perte de charge, comme illustré à la Figure 2.1. Cette vanne peut être réglée à souhait pour simuler différents points de fonctionnement de la turbine et d'étudier les conséquences sur les performances du moteur.

### 2.2.3 Système de refroidissement

Afin de refroidir le moteur, un refroidissement à eau est utilisé. L'eau, à laquelle de l'antigel a été ajouté, circule dans le moteur pour évacuer la chaleur vers un échangeur. Les différents composants du système de refroidissement ainsi que le chemin emprunté par le liquide de refroidissement sont illustrés sur la Figure 2.3.

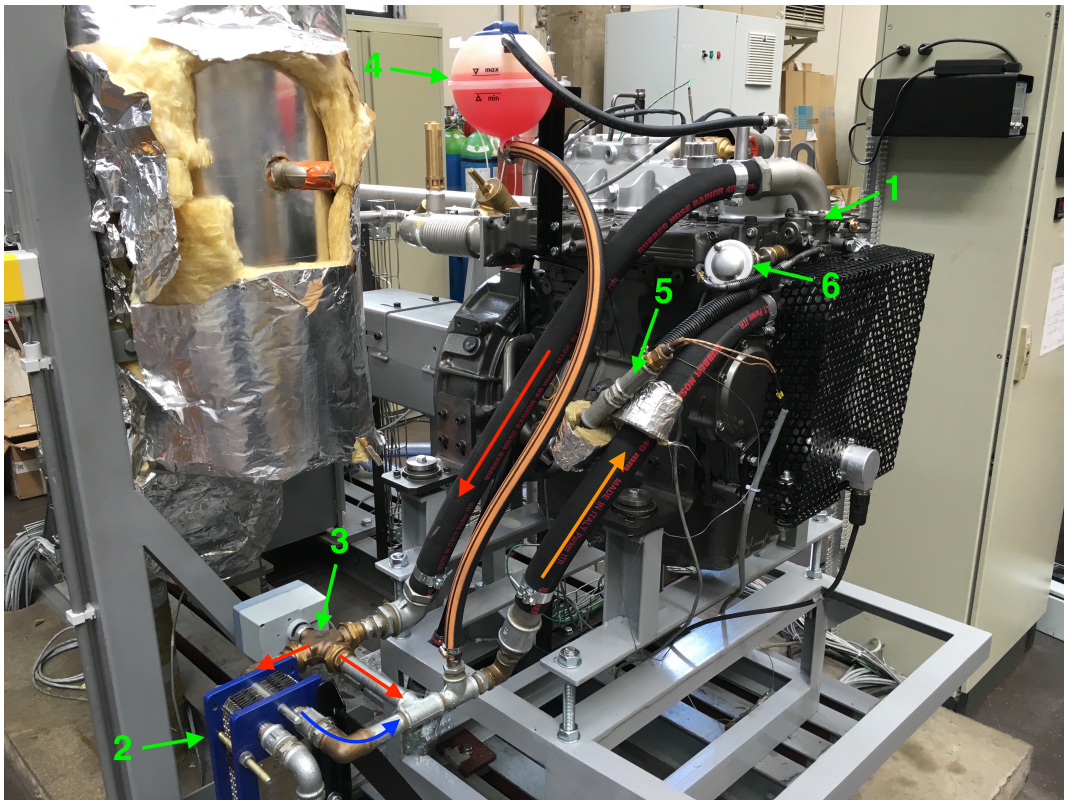



FIGURE 2.3 – Système de refroidissement. Les flèches non-numérotées indiquent la direction de circulation du liquide de refroidissement et sa température (du plus froid au plus chaud : bleu, orange, rouge). (1) Thermostat ; (2) échangeur à plaques ; (3) vanne 3-voies ; (4) vase d'expansion ; (5) résistance chauffante ; (6) sonde de température.

Afin de réguler la température du moteur, un thermostat est présent à la sortie du moteur et s'ouvre aux environs de 70°C. En dessous de cette température, l'eau circule en boucle fermée dans le circuit interne du moteur sans passer par l'échangeur de chaleur. Au-dessus de cette température, le thermostat laisse passer de l'eau en direction de l'échangeur de chaleur pour y évacuer de la chaleur.

L'échangeur de chaleur utilisé est un échangeur à plaques. L'eau chaude provenant du circuit de refroidissement et l'eau froide provenant du réseau de distribution circulent donc entre différentes plaques superposées sans que ces deux fluides ne se mélangent. Plutôt que de réguler le débit d'eau froide passant dans l'échangeur, une vanne 3-voies est utilisée afin de contrôler la proportion d'eau chaude passant par l'échangeur et celle court-circuitant ce dernier. Comme la combustion HCCI peut être affectée par la température des parois du cylindre, il est important qu'elle reste la plus constante possible, ce qui implique la nécessité d'un contrôle efficace. Cette vanne est régulée pour

que la température de l'eau à la sortie du moteur respecte la valeur souhaitée de 90°C.

Ensuite, un vase d'expansion disposant d'un bouchon taré à 2.4 bar permet de mettre le circuit de refroidissement sous pression et de repousser le point d'ébullition à 126°C. Cela a pour avantage d'éviter la création de bulles d'air qui pourraient notamment endommager la pompe à eau. Si la pression dans le circuit de refroidissement dépasse cette valeur de 2.4 bar, la valve du bouchon s'ouvre pour éviter des pressions trop élevées auxquelles les joints ne pourraient résister.

Enfin, pour faire chauffer le moteur et son circuit de refroidissement plus rapidement lors du démarrage, une résistance chauffante de 2 kW a été installée dans la boucle fermée du moteur. En effet, l'auto-allumage de la charge pourrait être difficile si les parois des cylindres étaient trop froides. Cette résistance chauffante se coupe dès que le moteur atteint sa température de régime, et ce, avant que du combustible ne commence à être admis.

### 2.2.4 Générateur électrique

Le moteur HCCI est relié à un générateur triphasé à induction de 55kW (modèle W22 IE2 de chez WEG) pour produire de l'électricité. Ce dernier est également utilisé comme moteur électrique lors du démarrage du moteur HCCI. Celui-ci est couplé au générateur électrique via un cardan. Ce cardan est un Reich Kupplungen TOK-165 et est conçu pour transmettre un couple nominal de 500 Nm. Le générateur électrique ainsi que le cardan, entouré par sa protection, sont visibles sur la Figure 2.4. Enfin, un variateur de fréquence Mitsubishi FR-A741-55k permet de contrôler la vitesse de rotation du moteur.

## 2.3 Capteurs et moyens de contrôle

Dans cette section, le choix et le positionnement des différents capteurs sont justifiés. Ces capteurs peuvent être répartis en deux catégories en fonction de leur fréquence de mesure. De plus, les moyens de contrôle utilisés sur le banc d'essai sont détaillés. En fin de section, la Table 2.1 classe ces capteurs et moyens de contrôle et donne leurs caractéristiques principales.

### 2.3.1 Capteurs à haute fréquence

Certains paramètres évoluent très rapidement au fil du temps et ont donc besoin d'être mesurés très fréquemment : des capteurs à haute fréquence (HF) sont dès lors utilisés. Tout d'abord, la pression dans chacun des 4 cylindres doit être connue pour étudier les performances du moteur. Cette analyse ne pourrait pas être effectuée sans connaître la position angulaire qui correspond à ces pressions. C'est pourquoi une mesure de la position angulaire du vilebrequin est aussi réalisée à




FIGURE 2.4 – (1) Générateur électrique ; (2) cardan et sa protection ; (3) bonbonne de méthane ; (4) régulateurs de débit massique (MFC) ; (5) conduite permettant l'extraction des gaz d'échappement.

haute fréquence. De plus, un couplemètre digital est utilisé pour mesurer le couple transmis entre le moteur HCCI et le générateur électrique. Les 4 capteurs de pression, le codeur angulaire ainsi que le couplemètre sont illustrés sur la Figure 2.5.

Les deux principaux types de capteurs permettant de mesurer la pression dans les cylindres sont les capteurs piézoélectriques ou piézorésistifs. Les capteurs piézoélectriques sont très précis et permettent une analyse détaillée du processus de combustion. Ceux-ci sont généralement utilisés dans le cadre de la recherche et dans le sport automobile de haut niveau. Malheureusement, ces capteurs exigent un amplificateur de charge, présentent une dérive temporelle et sont très onéreux. Par contre, les capteurs piézorésistifs sont beaucoup plus abordables mais ne permettent pas une analyse aussi précise. Néanmoins, ceux-ci fournissent des courbes de pression fidèles et sont de plus en plus utilisés pour le contrôle en temps réel des moteurs CI de dernière génération. En effet, afin de répondre aux dernières normes antipollution, un contrôle en boucle fermée de la combustion est effectué à l'aide de ces capteurs piézorésistifs. Ceux-ci présentent aussi l'avantage de fournir une mesure de la pression absolue.

Comme l'objectif de ce développement expérimental est d'analyser de manière globale les performances du moteur et pas d'étudier précisément la combustion HCCI, des capteurs piézorésistifs de la marque Beru ont été choisis. Ces capteurs portent le nom de PSG pour *Pressure Sensor Glow Plug* et sont incorporés, comme leur nom l'indique, à une bougie de préchauffage (voir Figure 2.6). Ces capteurs peuvent mesurer des pressions entre 0 et 220 bar.

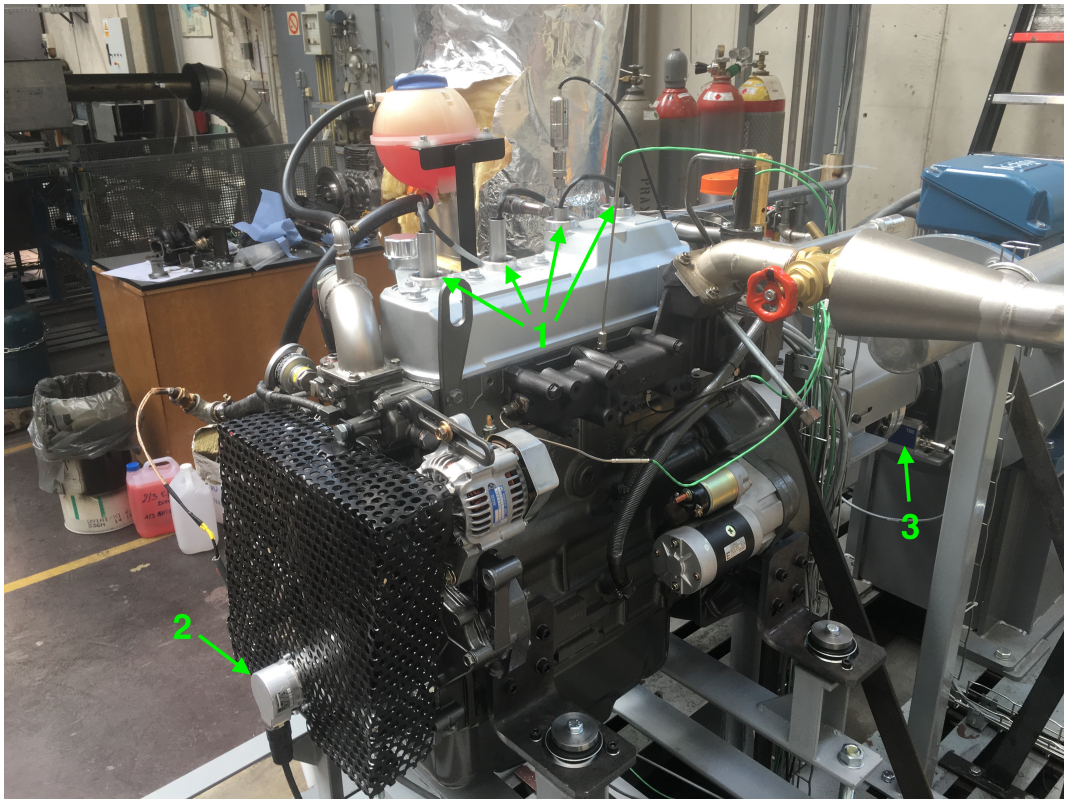



FIGURE 2.5 – Capteurs haute fréquence. (1) Capteurs de pression PSG ; (2) codeur angulaire ; (3) couplemètre.

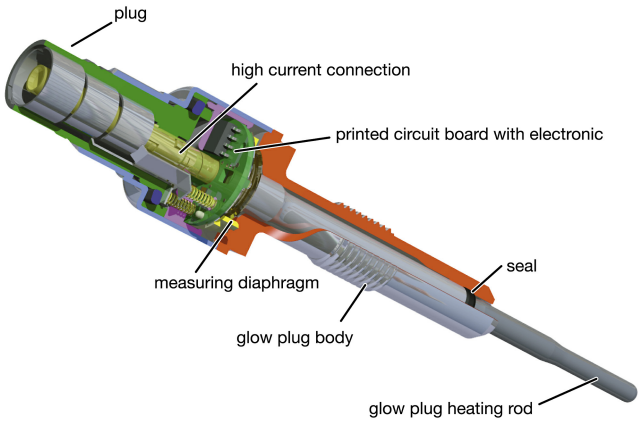
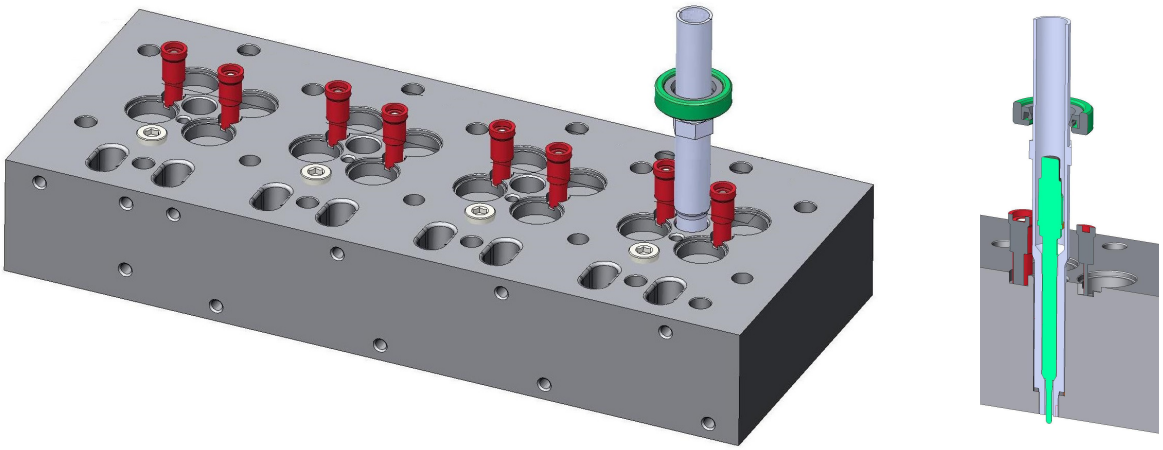



FIGURE 2.6 – Différentes parties du capteur de pression PSG. [2]

Puisque ce moteur a été converti pour fonctionner comme un moteur HCCI et plus comme un moteur CI, les injecteurs placés initialement dans la culasse ne sont plus utilisés. En effet, l'injection de carburant s'effectue dès à présent à l'admission afin d'obtenir une charge homogène dans le cylindre. Les injecteurs ont donc été remplacés par ces capteurs de pression, comme illustré sur la Figure 2.7(a). La pièce adaptatrice utilisée pour le placement de ces derniers est illustrée à

2. Source : http://emissions.borgwarner.com/image/1852

la Figure 2.7(b). L'extrémité de ces PSG dépasse d'environ 5 mm la surface de la culasse. Leur positionnement pourrait avoir un impact sur les performances du moteur et sur les mesures de pression. Effectivement, si le capteur est placé trop en retrait par rapport à la surface de la culasse, un délai pourrait être observé entre la pression réelle et sa mesure. A l'inverse, si leur extrémité est plongée trop profondément dans la chambre de combustion, elle pourrait constituer un point chaud, initier la combustion et donc perturber le timing d'auto-allumage de la charge.



(a) (b)

FIGURE 2.7 – (a) Positionnement d'un des 4 capteurs PSG dans la culasse à la place de l'ancien injecteur. (b) Vue en coupe du capteur PSG placé dans la culasse à l'aide de la pièce adaptatrice. [3]

Un codeur angulaire a été installé sur le vilebrequin afin d'effectuer le cadencement des mesures de pression et de connaître la position où elles sont effectuées. Le modèle installé a une résolution de 0.1 CAD. Il fournit 2 signaux carrés, déphasés de 90°, qui permettent de connaître la position angulaire ainsi que le sens et la vitesse de rotation du moteur. Un troisième signal fournit une unique impulsion une fois par tour lorsque le capteur est à sa position de référence. Le codeur angulaire est aligné avec le moteur afin que ce signal de référence corresponde au PMH de la phase motrice du cylindre 1.

Enfin, le couplemètre digital permet de fournir une mesure du couple transmis entre le moteur HCCI et le générateur électrique. Cet appareil est capable de mesurer un couple jusqu'à 500 Nm et renvoie cette information sous la forme d'un signal carré modulé en fréquence. De plus, il fournit également la vitesse de rotation du moteur. La comparaison entre les mesures de la vitesse de rotation effectuées par le codeur angulaire et le couplemètre permet de détecter une éventuelle anomalie de fonctionnement de ces capteurs.

3. Illustrations fournies par Breuer Technical Development.

### 2.3.2 Capteurs et moyens de contrôle à basse fréquence

Certains paramètres sont relativement constants dans le temps et ne nécessitent donc pas une acquisition à haute fréquence. Les mesures concernées sont, par exemple, les différentes températures du système, certaines pressions ou encore les débits d'air et de combustible.

Comme expliqué en Section 2.2.1, le débit d'air doit être mesuré et cette mesure s'effectue à l'aide d'un organe déprimogène. Des capteurs de température et de pression en amont du diaphragme ainsi qu'un capteur de pression différentielle de part et d'autre de ce dernier ont dès lors été installés.

Une fois le débit d'air connu, le débit de combustible est calculé en fonction de la richesse souhaitée et donné en consigne aux deux MFC qui régulent ce débit. Un MFC thermique est composé d'une conduite dans laquelle sont plongées deux sondes en acier inoxydable. La sonde en amont est une sonde chauffante alors que celle en aval est une simple sonde de température. La puissance nécessaire à maintenir une différence de température constante entre ces deux sondes est mesurée et permet de déduire le débit massique.

Après avoir été mélangés, l'air et le combustible arrivent dans le collecteur d'admission. La pression mesurée à cet endroit est évaluée à l'aide d'un capteur de pression absolue capable de mesurer des pressions montant jusqu'à 5 bar. Une vanne de réglage à soufflet a été placée entre le collecteur d'admission et le capteur afin d'atténuer les oscillations de la pression. Cette mesure de pression permet de réguler le détendeur, placé à la sortie du réservoir du compresseur, pour obtenir la pression d'admission désirée. La température du mélange est quant à elle évaluée à l'aide d'un thermocouple. Cette mesure permet la régulation de la résistance chauffante afin d'obtenir la température désirée pour le mélange à l'admission.

A l'échappement, un thermocouple a été utilisé pour chaque cylindre afin de connaître la température des gaz d'échappement. De plus, étant donné la présence de la vanne permettant de simuler la contre-pression qui aurait été générée par la turbine d'un turbocompresseur, un capteur de pression a été placé en amont de celle-ci. La contre-pression créée par la vanne peut dès lors être mesurée.

Quant au circuit de refroidissement, un thermocouple et une sonde de température sont utilisés. Le thermocouple a été placé à proximité de la résistance chauffante présente dans le circuit interne du circuit de refroidissement. Ce thermocouple permet la régulation de cette résistance pour accélérer le préchauffage du moteur. Quant à la sonde de température, elle a été placée en amont du thermostat du moteur et mesure donc la température de l'eau sortant du moteur. Cette mesure est représentative de la température du moteur et permet le contrôle de la vanne 3-voies utilisée pour réguler la proportion de débit allant à l'échangeur ou empruntant le court-circuit.

Deux capteurs ont aussi été utilisés pour vérifier le bon fonctionnement du circuit de lubrification. Le premier est un pressostat et permet de savoir si la pression à la sortie de la pompe à huile est suffisante pour assurer la lubrification du moteur. Si cette pression est trop faible, le moteur est

directement arrêté. Le second capteur est un thermocouple plongé dans le carter d'huile du moteur afin de mesurer la température de l'huile. En effet, si sa température est trop élevée, sa viscosité diminue et son rôle de lubrification n'est plus assuré correctement.

| | Quantités mesurées | Instruments | Détails |
|---|---|---|---|
| **Acquisition rapide** | Pressions dans les cylindres | Beru PSG (un par cylindre) | 0-200 bar |
| | Position angulaire | Heidenhain ROD 426 | Résolution 0.1 CAD |
| | Couple et vitesse de rotation | HBM T40B | -500 à 500 Nm |
| **Acquisition lente** | Pression amont diaphragme | Kistler RAG25 | 0-10 barg |
| | Température amont diaphragme | Sonde PT100 | 0-50°C |
| | Pression différentielle diaphragme | Endress+Hauser PMD75 | 0 à 10 kPa |
| | Débit massique de $CH_4$ | Brooks SLA5853 | $CH_4$ : 0-137 nL/min |
| | | Brooks SLA5851 | $CH_4$ : 0-42 nL/min |
| | Pression à l'admission | Kistler 4260 | 0-5 bar |
| | Température à l'admission | Thermocouple type K | 0-200°C |
| | Pression à l'échappement | Kistler 4260 | 0-5 bar |
| | Température à l'échappement de chaque cylindre | Thermocouples type K | 0-500°C |
| | Température liq. refroidissement | Sonde PT100 | 0-150°C |
| | Pression d'huile | Pressostat Yanmar | ON/OFF |
| | Température de l'huile | Thermocouple type K | 0-150°C |

| | Quantités régulées | Instruments | Détails |
|---|---|---|---|
| **Contrôle lent** | Débit massique de $CH_4$ | Brooks SLA5853 | $CH_4$ : 0-137 nL/min |
| | | Brooks SLA5851 | $CH_4$ : 0-42 nL/min |
| | Pression à l'admission | Détendeur | 0-100% |
| | Température à l'admission | Thermoplongeur Ohmewatt | 15-200°C ; 15 kW |
| | Préchauffage du moteur | Résistance chauffante | 2 kW |
| | Débit à l'échangeur | Vanne diviseuse | 0-100% |
| | Vitesse de rotation | Variateur Mitsubishi | 0-1500 tr/min ; 55 kW |

TABLE 2.1 – Capteurs et moyens de contrôle utilisés.

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

Le choix et le positionnement des capteurs expliqués, il convient d'aborder le système permettant l'acquisition de données. Ce système doit aussi traiter les informations recueillies afin de déterminer les consignes à envoyer aux différents moyens de contrôle du moteur. Cette section est divisée en trois parties : le matériel et le logiciel utilisés, l'implémentation du FPGA et enfin celle du RT.

### 2.4.1 Matériel et logiciel

Un contrôleur CompactRIO de chez National Instruments (NI) est utilisé pour acquérir les données et les traiter en continu, pour contrôler le moteur et enfin pour interagir avec l'opérateur.

Un CompactRIO est un système de contrôle comprenant un processeur temps réel (*Real Time* ou RT) et un réseau de portes programmables (*Field Programmable Gate Array* ou FPGA). Le processeur RT exécute des lignes de code et effectue les calculs complexes. Le FPGA est un réseau de portes logiques dont les interconnexions sont modifiables à souhait, ce qui lui permet d'effectuer des opérations basiques mais à très haute fréquence et sans faille de fonctionnement. Cette dernière caractéristique explique pourquoi les conditions de sécurité sont vérifiées dans le FPGA. La Figure 2.8 montre les interactions du CompactRIO avec les autres éléments du système. Les interactions entre celui-ci et l'opérateur sont réalisées à l'aide d'une interface graphique affichée sur l'ordinateur de contrôle. Des illustrations de cette interface sont disponibles en Annexe A.3. A l'aide de cet ordinateur, l'opérateur peut choisir différents paramètres et analyser le fonctionnement du moteur. Les paramètres sujets à être modifiés par l'opérateur sont principalement la pression d'admission, la température d'admission, la richesse et la position de la vanne 3-voies. Le RT permet la communication en temps réel entre le FPGA et l'ordinateur de contrôle, le traitement des données recueillies ainsi que la définition des consignes pour les différents moyens de contrôle. Le FPGA, lui, a deux fonctions. Premièrement, il permet d'acquérir les données analogiques et digitales en provenance des capteurs et de les transmettre au RT. Deuxièmement, il reçoit les consignes calculées par le RT et les envoie aux différents moyens de contrôle.

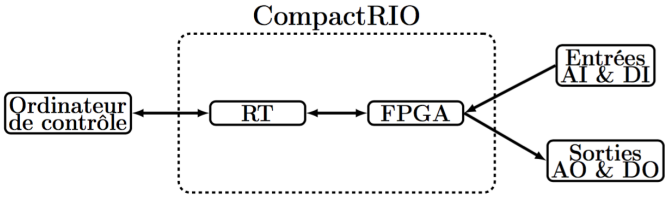



FIGURE 2.8 – Interactions entre les différents composants. [4]

L'avantage du FPGA est qu'il travaille à très haute fréquence (80 MHz) et permet donc l'acquisition de données à haute fréquence, ce qui est nécessaire pour la pression dans les cylindres, la position angulaire ainsi que la mesure du couple, comme expliqué en Section 2.3.1. Le FPGA n'est cependant pas capable de réaliser des calculs complexes, raison pour laquelle ceux-ci sont effectués par le processeur RT à raison d'une fois par seconde.

La programmation du CompactRIO est effectuée à l'aide du logiciel LabVIEW. La Figure 2.9 représente de manière plus spécifique les différents flux de données ainsi que les interactions entre les composants du dispositif expérimental. Tout d'abord, l'acquisition de données fournies par les capteurs est effectuée. Ces données sont à la fois traitées en ligne et, si l'opérateur le souhaite,

4. Schéma adapté de Bhaduri [1]

sauvegardées afin de pouvoir être analysées a posteriori. Sur base des différents paramètres choisis par l'opérateur via l'écran de contrôle, le traitement en ligne des données collectées est effectué et permet d'ajuster le contrôle des différents éléments du banc d'essai.

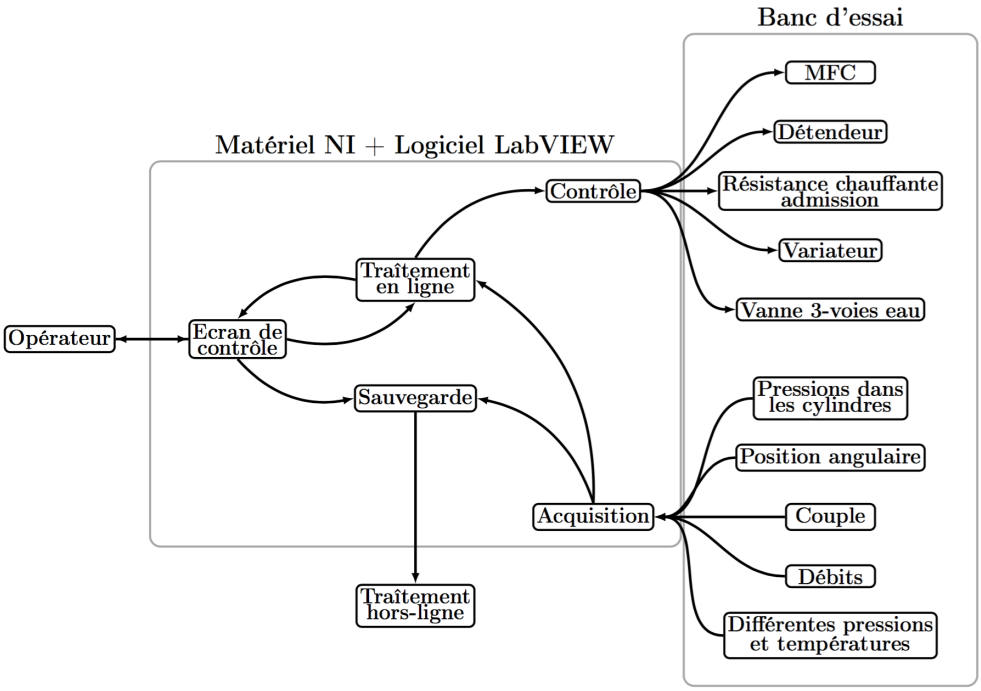



FIGURE 2.9 – Flux de données et interactions entre les différents composants. [5]

Finalement, le CompactRIO interagit avec les capteurs et les moyens de contrôle à l'aide d'un ensemble de modules. Ces modules permettent notamment d'acquérir les signaux des entrées analogiques (AI pour *Analog Input*) ou digitales (DI pour *Digital Input*). D'autres modules permettent l'envoi des signaux des sorties analogiques (AO pour *Analog Ouput*) ou digitales (DO pour *Digital Output*). Le CompactRIO ainsi que les modules installés sur le châssis sont répertoriés dans la Table 2.2. Une photo de l'ensemble est disponible à la Figure 2.10.

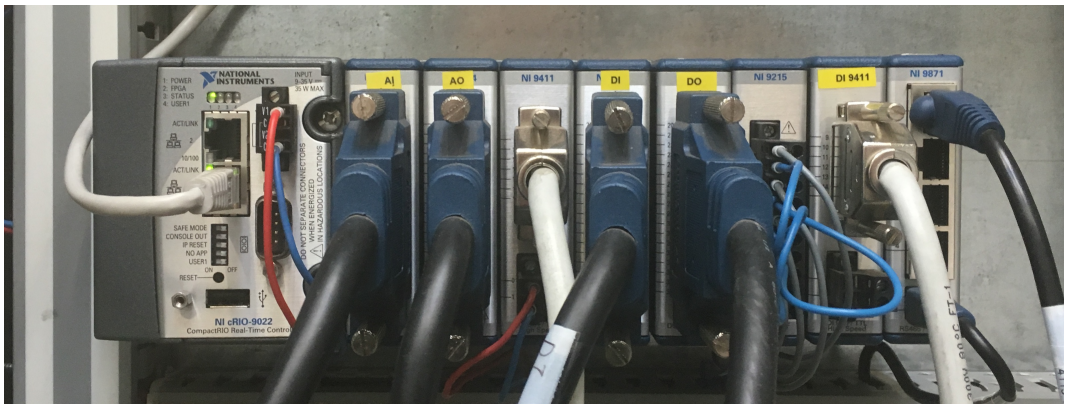



FIGURE 2.10 – Photo du CompactRIO (à l'extrémité gauche) et des 8 modules installés sur le châssis.

5. Schéma inspiré de Bhaduri [1]

| | Matériel NI | Références | Détails |
|---|---|---|---|
| **Base** | CompactRIO | cRIO-9022 | FPGA et RT |
| | Châssis | cRIO-9114 | 8 emplacements pour les modules |
| **Modules** | Entrées analogiques | NI 9205 | 32 canaux |
| | Entrées analogiques (HF) | NI 9215 | 4 canaux (4 PSG) |
| | Entrées digitales | NI 9425 | 32 canaux |
| | Entrées digitales (HF) | NI 9411 | 6 canaux (codeur angulaire) |
| | Entrées digitales (HF) | NI 9411 | 6 canaux (couplemètre) |
| | Sorties analogiques | NI 9264 | 4 canaux |
| | Sorties digitales | NI 9476 | 32 canaux |
| | Communication | NI 9871 | 4 ports |

TABLE 2.2 – Informations sur le CompactRIO, le châssis et les modules installés.

### 2.4.2 Implémentation du FPGA

Comme expliqué précédemment, le FPGA permet uniquement d'effectuer des opérations simples mais a l'avantage de fonctionner à très haute fréquence et de permettre un cadencement précis. Le FPGA réalise deux tâches essentielles : la première s'exécute très rapidement (80 MHz) et permet de cadencer la mesure des pressions dans les cylindres et celle du couple en fonction de la position angulaire du moteur. La seconde tâche se réalise bien plus lentement (5 Hz) et est responsable de la lecture des signaux d'entrée à basse fréquence, de l'écriture des signaux de sortie ainsi que de la vérification des conditions de sécurité.

Une première boucle, tournant à 80 MHz, analyse les trois signaux fournis par le codeur angulaire. Un schéma représentant le fonctionnement de cette boucle se trouve à la Figure 2.11. Pour rappel, les signaux A et B sont deux signaux carrés, déphasés de 90° afin de pouvoir déterminer le sens de rotation du moteur, et présentent un front montant tous les 0.1 CAD. Le troisième, le signal Z, indique la position de référence et est synchronisé avec le PMH de la phase motrice du cylindre numéro 1. Un compteur est mis à zéro et l'occurrence "PMH" est créée lorsque le signal de référence est observé. Une occurrence joue le rôle de condition d'activation pour une partie du code qui doit s'exécuter uniquement lorsque cette occurrence est activée. L'utilisation d'occurrences permet donc la synchronisation de différentes tâches dans un même code. Si les signaux A et B indiquent une rotation de 0.1 CAD dans le sens de rotation du vilebrequin, ce compteur est incrémenté. La position du vilebrequin est dès lors connue et la vitesse peut être déduite en fonction du temps écoulé entre un certain nombre d'incrémentations. Lorsque la valeur de ce compteur est un multiple de 5, l'occurrence "CAD" est créée. L'occurrence "PMH" sert de point de départ pour l'enregistrement d'un cycle d'un cylindre du moteur tandis que l'occurrence "CAD" permet de cadencer les mesures de pression tous les 0.5 CAD.

Dans une optique d'industrialisation du système, une résolution de 0.5 CAD a été choisie pour

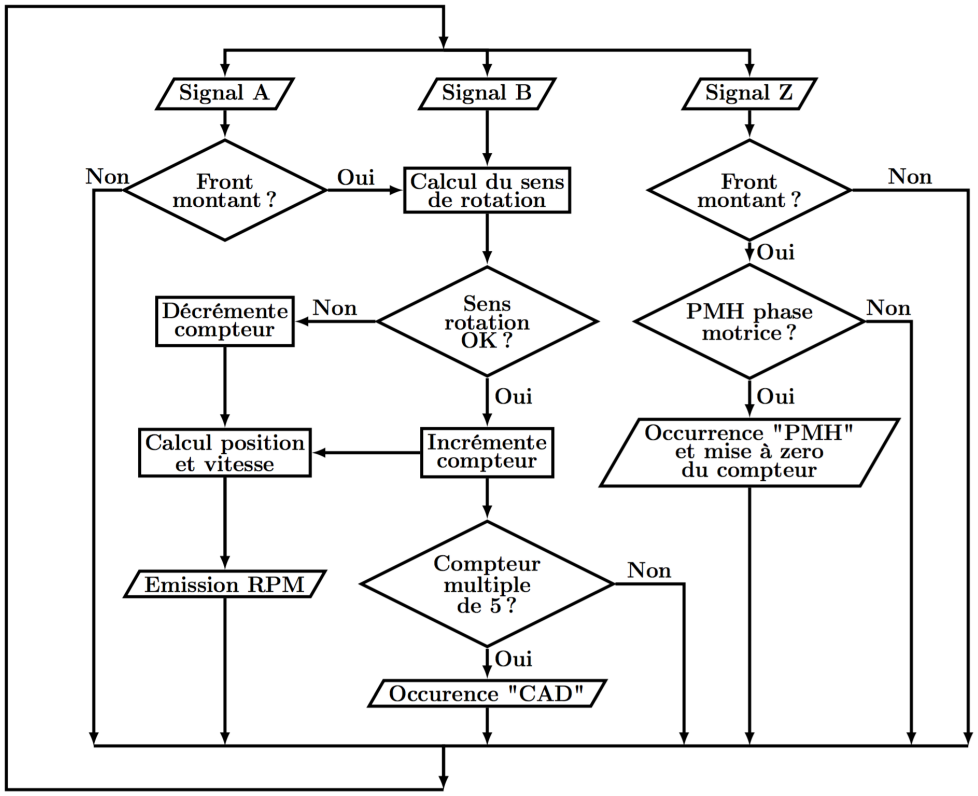



FIGURE 2.11 – Création d'occurrences à l'aide du codeur angulaire pour le cadencement des mesures de pressions. Les parallélogrammes correspondent aux signaux et aux variables, les rectangles aux opérations et, finalement, les losanges aux vérifications de conditions indiquant le chemin à suivre. [6]

l'acquisition des pressions. D'une part, la mémoire du système CompactRIO étant limitée, il a été jugé préférable d'enregistrer un nombre plus important de cycles consécutifs pour les 4 cylindres avec une résolution légèrement plus faible plutôt que de privilégier la résolution au détriment du nombre de cycles consécutifs. D'autre part, la possibilité de contrôler un moteur HCCI en utilisant des courbes de pression avec une résolution de 1 CAD a été démontrée par Bhaduri [1]. Dès lors, afin de diminuer la charge de travail du processeur, l'affichage en temps réel des performances est effectué avec une résolution de 1 CAD. Cependant, les courbes de pression sont enregistrées avec une résolution de 0.5 CAD afin de fournir des données plus précises pour des analyses ultérieures.

La deuxième boucle est la boucle d'acquisition des pressions. Ces valeurs de pression sont enregistrées dans une mémoire tampon faisant le lien entre le FPGA et le RT. Cette mémoire tampon fonctionne selon la règle *FIFO* pour *First In First Out* ou "premier entré premier sorti". Cela signifie que le FPGA écrit des mesures de pression, une par une, dans une pile et que le RT vient régulièrement prendre un paquet de données, en commençant par les plus anciennes, afin de les traiter. Le CompactRIO utilisé ne disposant que de trois mémoires de ce type, il est donc nécessaire d'enregistrer les pressions de 2 cylindres dans une même mémoire FIFO. L'ordre d'allumage des cylindres étant 1-3-4-2, les cylindres 1-3 et 4-2 partagent un FIFO par paire. En fonction de la taille

6. Schéma inspiré de Bhaduri [1]

de la mémoire disponible, il a été décidé de mémoriser 5 cycles consécutifs pour chaque cylindre. Comme l'occurrence "PMH" est synchronisée avec le PMH de la phase motrice du cylindre 1 et que les différents cylindres sont décalés de 180°, il a été convenu d'acquérir les pressions pendant une durée correspondant à 6 cycles consécutifs. Les cylindres 1 et 4 sont donc enregistrés simultanément pendant 6 cycles, suivis des cylindres 3 et 2 qui sont eux aussi mémorisés simultanément pendant la même période. Comme l'illustre la Figure 2.12, seules les valeurs correspondant à 5 cycles (en gris foncé) sont conservées parmi les 6 cycles enregistrés (en gris clair et gris foncé).

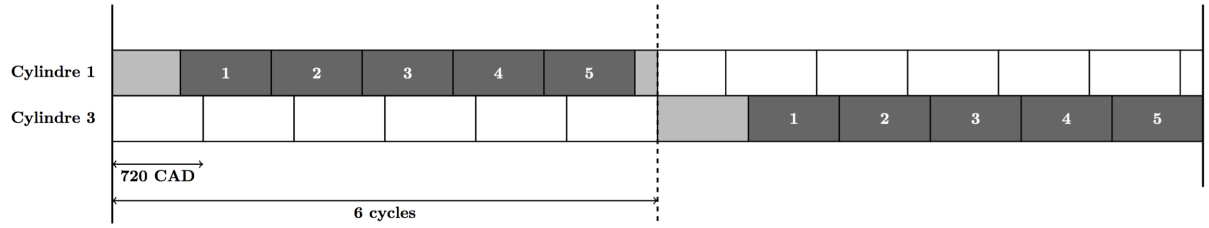



FIGURE 2.12 – Représentation de l'enregistrement des pressions pour les cylindres 1 et 3. Les cycles mémorisés par le FPGA sont représentés en gris clair et gris foncé. Les 5 cycles consécutifs conservés lors du traitement par le RT sont ceux en gris foncé.

La Figure 2.13 représente les deux boucles (rouge et bleue) d'acquisition des pressions qui fonctionnent simultanément en parallèle, l'une pour les cylindres 1-3 et l'autre pour les cylindres 4-2. Ce schéma permet de comprendre la synchronisation des mesures de pression avec la position des cylindres. En effet, le début de l'acquisition de chacun des 6 cycles consécutifs commence lors de l'apparition de l'occurrence "PMH". Quant à l'enregistrement d'une pression, elle est effectuée lorsque l'occurrence "CAD" est présente (tous les 0.5 CAD). Une fois les 6 cycles d'un même cylindre mémorisés, l'acquisition de l'autre cylindre de la même paire peut commencer. Lorsque 12 cycles sont en mémoire dans le FIFO, le RT prend le paquet des données de ces 12 cycles et effectue leur traitement.

Dans ce schéma, les compteurs comportent deux chiffres. Le premier chiffre correspond au cylindre auquel il appartient, alors que le deuxième vaut 1 s'il compte les occurrences CAD et vaut 2 s'il compte les occurrences PMH. En analysant le parcours du cylindre 1 par exemple, la boucle attend qu'une occurrence PMH ait lieu pour commencer à enregistrer une valeur totale de 1440 pressions qui correspond à un cycle (720 CAD) à raison d'une prise de pression par 0.5 CAD. Cette boucle acquiert 6 cycles en attendant à chaque fois une occurrence PMH pour démarrer l'acquisition d'un cycle. Une fois ces 6 cycles du cylindre 1 mémorisés, c'est le cylindre 3 qui attend son occurrence PMH pour commencer l'acquisition de ses 6 cycles. La boucle bleue et la boucle rouge stockent chacune les valeurs des pressions dans un FIFO différent. Ces derniers doivent donc être capables de contenir un total de 17280 valeurs pour pouvoir stocker les valeurs des pressions de 2 cylindres (6 cycles par cylindre avec une pression récupérée tous les 0.5 CAD).

Ensuite, une troisième boucle s'occupe de la mesure du couple. Le même principe de fonctionnement avec des occurrences et une mémoire FIFO est utilisé. Comme expliqué précédemment, le

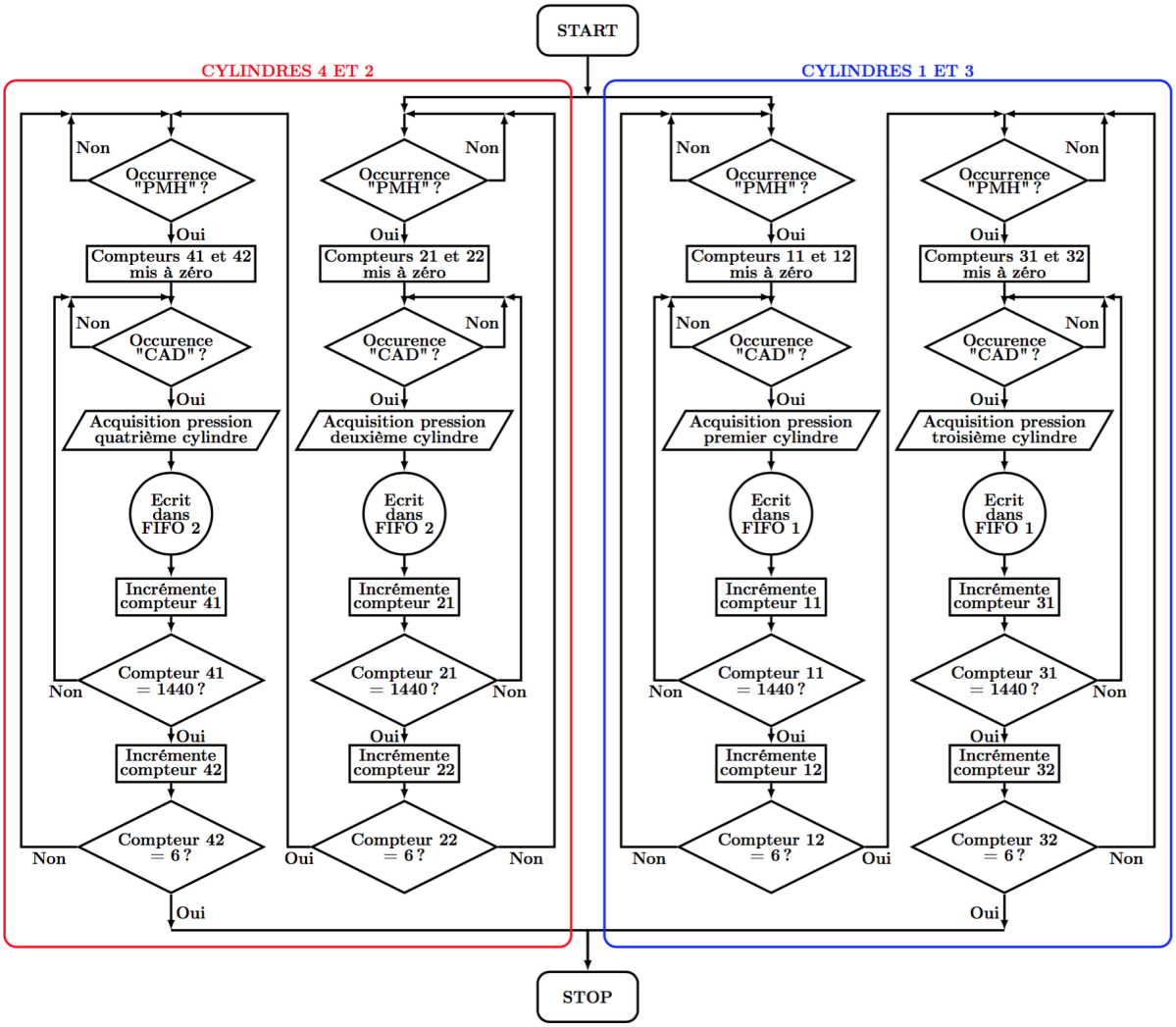



FIGURE 2.13 – Enregistrement des pressions dans les deux mémoires FIFO. Pour le cylindre x, le "compteur xy" correspond au compteur des occurrences "CAD" si $y = 1$ et au compteur des occurrences "PMH" si $y = 2$. Les parallélogrammes correspondent aux acquisitions de pression, les cercles aux écritures dans les FIFO, les rectangles aux opérations et, finalement, les losanges aux vérifications de conditions indiquant le chemin à suivre. [7]

couplemètre fournit deux signaux digitaux, l'un qui permet de calculer la vitesse de rotation de la même manière que le codeur angulaire et l'autre dont la fréquence est modulée en fonction de la valeur du couple. Sur base du signal modulé en fréquence, la valeur du couple est déduite et stockée dans la mémoire FIFO.

Finalement, une dernière boucle, s'exécutant à faible fréquence (5 Hz), permet d'enregistrer les valeurs des capteurs à basse fréquence (entrées) et d'écrire les valeurs à envoyer aux différents moyens de contrôle (sorties). De plus, après avoir lu les entrées, celles-ci sont systématiquement comparées aux valeurs de sécurité. En effet, différentes conditions de sécurité doivent être vérifiées afin que le fonctionnement du moteur puisse se poursuivre normalement. Si une ou plusieurs

7. Schéma inspiré de Bhaduri [1]

conditions ne sont pas vérifiées, des mesures de sécurité sont automatiquement prises pour couper le débit de combustible (Fuel OFF), éteindre la résistance chauffante (Heater OFF) ou, dans le pire des cas, arrêter complètement le moteur (Variator OFF). La Table 2.3 reprend les différentes conditions de sécurité prises en compte et indique les valeurs maximales à ne pas dépasser ainsi que les mesures de sécurité à appliquer.

| Paramètre | Valeur maximale | Action |
|---|---|---|
| $p_{cyl}$ | 150 bar | Fuel OFF |
| $T_{in}$ | 200°C | Fuel OFF et Heater OFF |
| $p_{in}$ | 3 bar | |
| $T_{eau}$ | 100°C | |
| $T_{surf.\ heater}$ | 400°C | |
| $p_{huile}$ | OFF | Variator OFF, Fuel OFF et Heater OFF |

TABLE 2.3 – Conditions de sécurité vérifiées par le FPGA. Dans ce tableau, $p_{cyl}$ représente la pression dans le cylindre, $T_{in}$ la température à l'admission, $p_{in}$ la pression à l'admission, $T_{eau}$ la température de l'eau du circuit de refroidissement à la sortie du moteur, $T_{surf.\ heater}$ la température de la surface des tubes de la résistance chauffante de l'air et finalement $p_{huile}$ le pressostat de l'huile.

### 2.4.3 Implémentation du RT

La partie RT assure de nombreuses fonctions dont les principales sont le traitement des mesures recueillies par le FPGA, l'affichage de celles-ci afin d'informer l'opérateur en temps réel, la régulation de divers paramètres de contrôle et, finalement, la sauvegarde des données pour permettre une analyse ultérieure.

Dans un premier temps, les mesures de pression qui ont été insérées dans les mémoires FIFO doivent être récupérées. En effet, lorsque le nombre de valeurs dans ces mémoires FIFO est égal à 17280 valeurs (12 cycles comprenant 1440 valeurs chacun), le RT retire en une fois l'ensemble de ces valeurs et les traite. Comme indiqué sur Figure 2.12, certaines valeurs doivent être retirées afin d'obtenir les 5 cycles désirés pour chaque cylindre. La récupération des mesures de couple dans la mémoire FIFO correspondante s'effectue de manière similaire.

Deuxièmement, l'ensemble des valeurs des entrées analogiques sont récupérées par le FPGA. Une moyenne est alors établie sur une période de 10 secondes afin d'atténuer les oscillations des mesures. A l'aide de ces valeurs et des pressions, les calculs du HR sont effectués. Lors de ces calculs, une résolution de 1 CAD pour les pressions est employée pour soulager le processeur, et ainsi réduire le temps de calcul nécessaire. Les équations utilisées ainsi que les hypothèses effectuées afin de calculer le HR ont été expliquées en Section 1.3. Une fois que tous les calculs sont finalisés, les résultats ainsi que l'ensemble des paramètres utiles à l'analyse du moteur sont affichés sur l'ordinateur de contrôle.

De plus, le RT effectue la régulation de la vitesse du moteur via le variateur de fréquence du générateur électrique. Il réalise également la régulation du détendeur en sortie de compresseur afin d'obtenir la pression désirée dans le collecteur d'admission. Enfin, il accomplit la régulation de la position de la vanne 3-voies du circuit de refroidissement. La régulation de la résistance chauffante de l'air à l'admission est, quant à elle, gérée par un contrôleur externe au CompactRIO.

Finalement, le dernier rôle du RT est de sauvegarder les données de fonctionnement afin de pouvoir les analyser ultérieurement. Lorsque l'opérateur décide de sauvegarder des données, les mesures des pressions (avec une résolution de 0.5 CAD) de 50 cycles par cylindre sont enregistrées. Les données supplémentaires présentes dans ce fichier de sauvegarde sont les valeurs du couple pour ces 50 cycles, ainsi que la moyenne sur 10 secondes d'une série de paramètres, notamment les différents débits, températures et pressions. Cette durée de 10 secondes a été choisie pour que la moyenne corresponde aux conditions présentes dans le système lors des 50 derniers cycles en question.

# CHAPITRE 3

# RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Tout d'abord, les méthodes de traitement des données et de calibration de certains paramètres sont expliquées. Ensuite, l'analyse des performances du moteur HCCI est développée en fonction des paramètres d'admissions, à savoir la température d'admission, la pression d'admission ainsi que la richesse. Ces performances sont comparées avec celles obtenues à l'aide du modèle mathématique. L'influence de paramètres secondaires, comme la température du moteur ou la contre-pression à l'échappement, est également examinée. Les différentes conversions d'énergie et les rendements associés sont étudiés, nécessitant notamment le calcul du HR. De plus, les variations entre cylindres et les limites de la plage de fonctionnement sont discutées. Finalement, l'exactitude des résultats est considérée.

## 3.1 Calibration

Comme le calcul du dégagement de chaleur est très sensible aux variations de certains paramètres, ceux-ci ont dû être calibrés. Dans un premier temps, il est nécessaire d'avoir une mesure de pression aussi fiable que possible. A cette fin, le pegging et le filtrage des mesures de pression sont indispensables. Ensuite, il convient d'ajuster le taux de compression et de corriger le positionnement du codeur angulaire.

### 3.1.1 Pegging des mesures de pression

Le pegging des mesures, fournies par les capteurs de pression dans les cylindres, est le terme désignant le fait de compenser leur offset, c'est-à-dire leur décalage en tension continue. Bien que ces capteurs fournissent une mesure de la pression absolue, cette compensation a été jugée nécessaire. En effet, la calibration effectuée de manière statique n'a pas été satisfaisante car les pressions observées lors de tests dynamiques présentaient un décalage notable.

Afin de corriger l'offset des capteurs, la pression dans le cylindre au PMB de la phase d'admission a été égalée à celle du collecteur d'admission. Selon Lee et al. [13], cette méthode est très précise lorsque le moteur tourne à basse vitesse. Comme la vitesse du moteur en question est fixée à 1500 tr/min, cette méthode est valide et a été choisie pour effectuer le pegging. Cette procédure revient à ajouter une constante $\Delta p$ égale à la différence entre la pression à l'admission et celle dans le cylindre lors du PMB de l'admission, comme le montre l'équation (3.1).

$$p_{\text{corrigée}} = p_{\text{mesurée}} + \Delta p \quad \text{avec} \quad \Delta p = p_{\text{in}} - p_{\text{PMB}} \tag{3.1}$$

Comme le signal de pression dans le cylindre est bruité, la moyenne de la pression entre -180 et -160 CAD a été utilisée plutôt qu'une seule valeur de pression au PMB. L'utilisation de la pression moyenne est justifiée par la quasi-constance de la pression entre ces positions, comme le montre la Figure 3.1.

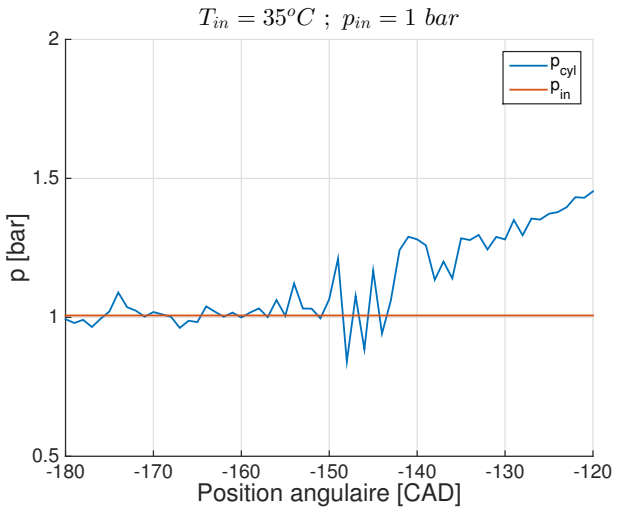



FIGURE 3.1 – Pression mesurée dans le cylindre après le pegging et pression moyenne mesurée dans le collecteur d'admission. La pression dans le cylindre est bien constante entre -180 et -160 CAD.

### 3.1.2 Filtrage des mesures de pression

La deuxième et dernière étape du traitement des mesures de pression dans le cylindre consiste à les filtrer afin de supprimer le bruit du signal. Une procédure très simple consiste à faire la moyenne des courbes de pression d'un grand nombre de cycles consécutifs. Cette technique fournit des résultats satisfaisants pour la pression mais sa dérivée reste fort bruitée, comme le montrent les Figures 3.2 et 3.3.

Afin de pallier ce problème, les mesures de pressions sont traitées par un filtre passe-bas, ce qui permet de réduire les variations à haute fréquence, caractéristiques du bruit. Une fenêtre de Hamming, dont la réponse en fréquence est fournie à l'équation (3.2), a été utilisée comme filtre passe-bas dans le but d'atténuer de manière continue le contenu spectral des fréquences comprises entre $f_1$ et $f_2$.

$$H(f) = \begin{cases} 1 & \text{si } f < f_1 \\ \cos\left(\frac{\pi}{2}\,\frac{f-f_1}{f_2-f_1}\right) & \text{si } f_1 \leq f \leq f_2 \\ 0 & \text{si } f > f_2 \end{cases} \tag{3.2}$$

Pour déterminer les fréquences $f_1$ et $f_2$ les plus appropriées à chaque signal de pression, la méthode proposée par Payri et al. [14] a été retenue. Le contenu fréquentiel du signal est défini comme celui comprenant les fréquences qui sont des multiples entiers de la fréquence des cycles du moteur. Le contenu spectral du bruit comprend toutes les autres fréquences du signal brut. Les valeurs de $f_1$ et $f_2$ sont définies en fonction de la fréquence à partir de laquelle le contenu fréquentiel du signal et du bruit deviennent indissociables. Grâce à cette méthode, le signal de pression est comparable à celui obtenu à l'aide d'une moyenne sur un grand nombre de cycles. L'avantage de ce filtrage est que la dérivée de cette pression, illustrée à la Figure 3.3 et intervenant dans le calcul du HR, est de meilleure qualité.

### 3.1.3 Taux de compression

La valeur précise du taux de compression $\tau$ est primordiale puisqu'elle influence le volume du cylindre, sa dérivée, l'estimation du HR et par conséquent l'estimation des performances du moteur. En effet, le taux de compression est très sensible vu le faible volume au PMH. Dès lors, les tolérances de fabrication, les chanfreins et notamment les abords des soupapes peuvent entraîner une erreur non négligeable sur sa valeur. De plus, comme la culasse a été modifiée pour accueillir les capteurs de pression, cette erreur pourrait avoir été amplifiée.

Afin d'évaluer au mieux le taux de compression réel, les courbes de pression en motoring sont utilisées. Lors d'un fonctionnement en motoring, aucun dégagement de chaleur n'a lieu, ce qui

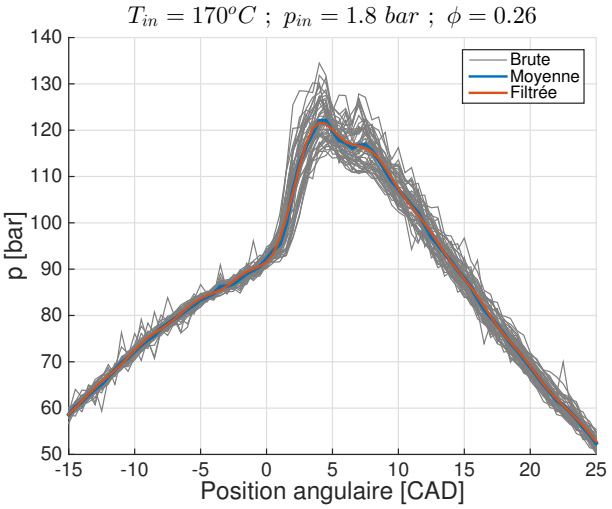



FIGURE 3.2 – Signaux bruts des pressions, pression moyenne sur 50 cycles et pressions filtrées avec une fenêtre de Hamming.

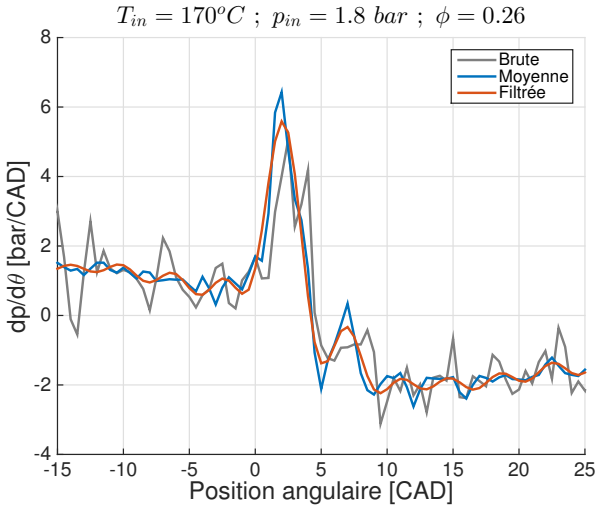



FIGURE 3.3 – Dérivées de la pression brute d'un cycle, de la pression moyenne sur 50 cycles et de la pression filtrée.

implique que la valeur du RoHR devrait être nulle tout au long du cycle. Dès lors, l'équation du RoHR a été évaluée pour différents taux de compression, en partant du taux de compression original de 18.1. Le taux de compression corrigé choisi est celui qui permet d'obtenir le RoHR le plus proche de zéro, en utilisant la méthode des moindres carrés.

A l'aide de courbes de pression en motoring récoltées à des pressions et températures propres aux conditions de fonctionnement du moteur, le taux de compression réel a été estimé à 17.9. Cette valeur de 17.9 a donc été conservée pour l'ensemble des analyses présentées dans ce travail.

### 3.1.4 Offset du point mort haut

Un autre paramètre important à calibrer est celui de l'offset du PMH. Comme détaillé en Section 2.3.1, le codeur angulaire est positionné de telle manière que son signal de référence soit synchronisé avec le PMH de la phase motrice du premier cylindre. Sachant que le volume de la chambre de combustion et de sa dérivée dépendent de la position angulaire, un mauvais placement entraînerait une évaluation erronée des performances du moteur. Compte tenu de la difficulté d'ajuster manuellement ce dispositif lors de son installation, il est indispensable de corriger l'offset du PMH lors de l'analyse des résultats.

De nombreuses méthodes numériques existent afin de calibrer ce paramètre. Celle développée par Tunestål [15] a été sélectionnée dans ce travail. Cette méthode a été choisie car elle ne nécessite que peu d'hypothèses et est relativement facile à implémenter. Elle présume qu'en motoring, aux environs du PMH, les pertes pariétales $\frac{dQ_{\text{loss}}}{d\theta}$ sont constantes. En effet, la variation de volume au PMH étant très faible, il est supposé que la pression et la température des gaz sont constantes. Il est également supposé que le mouvement des gaz et la température des parois des cylindres sont

constants. De plus, comme le dégagement de chaleur est nul en motoring, l'équation (1.17) peut être simplifiée comme suit :

$$\underbrace{\frac{dQ_{gross}}{d\theta}}_{=0} = \frac{\gamma}{\gamma-1}p\frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1}V\frac{dp}{d\theta} + \underbrace{\frac{dQ_{loss}}{d\theta}}_{\simeq k} \tag{3.3}$$

Le volume du cylindre et sa dérivée étant connus pour chaque position angulaire, l'offset du PMH se traduit par une mauvaise synchronisation entre ces deux valeurs connues et les mesures de pression. Pour un décalage d'une valeur $\theta_0$, l'équation (3.3) peut être réécrite comme suit :

$$0 \simeq \frac{\gamma}{\gamma-1}p(\theta+\theta_0)\frac{dV}{d\theta}(\theta) + \frac{1}{\gamma-1}V(\theta)\frac{dp}{d\theta}(\theta+\theta_0) + k \tag{3.4}$$

Cette équation est ensuite évaluée aux environs du PMH pour différents décalages angulaires. A nouveau, le décalage choisi est celui qui permet de minimiser les résidus de l'équation (3.4) au sens des moindres carrés. Cette procédure a été effectuée sur base de pressions récoltées à différentes températures et pressions d'admission et a fourni des résultats similaires.

### 3.1.5 Erreurs provenant de la calibration

Dans cette section, l'influence de divers paramètres et hypothèses sur le calcul du HR a été examinée. A cette fin, les calculs permettant d'obtenir la courbe de la chaleur dégagée par la combustion, $Q_{\text{gross}}$, ont été effectués en faisant varier ces paramètres. Les résultats utilisés pour cette analyse sont ceux récoltés lors de tests réalisés avec une pression d'admission de 2 bar, une température d'admission de 165°C et une richesse de 0.22.

Premièrement, l'influence de la valeur utilisée pour IVC dans le calcul du profil de température, détaillé en Section 1.3.2, a été analysée. Si la fermeture des valves est supposée plus avancée, la température calculée est plus importante durant l'entièreté du cycle, comme le montre la Figure 3.4. Cette différence de température a un effet sur les pertes pariétales, qui sont proportionnelles à la différence de température entre la charge et les parois du cylindre, et sur la valeur du coefficient adiabatique $\gamma$. L'impact sur la chaleur totale dégagée par la combustion est de l'ordre de 1%, comme le montre la Figure 3.5.

Deuxièmement, l'influence de la valeur du coefficient de mise à l'échelle des pertes pariétales, $\alpha_{ech}$, a été étudiée. Comme le montre la Figure 3.6, son influence est similaire à celle de IVC. En effet, l'augmentation du coefficient $\alpha_{ech}$ et l'avance de IVC donnent chacune lieu à une augmentation des pertes pariétales, ce qui a pour conséquence d'augmenter la valeur du $Q_{\text{gross}}$. La valeur de $\alpha_{ech}$ a été modifiée de 10%, ce qui a induit une variation d'environ 2% sur la valeur finale du $Q_{\text{gross}}$.

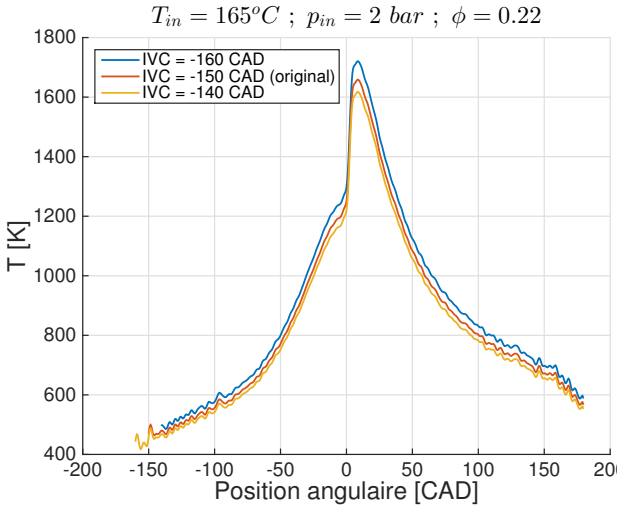



FIGURE 3.4 – Influence de IVC sur le profil de température.

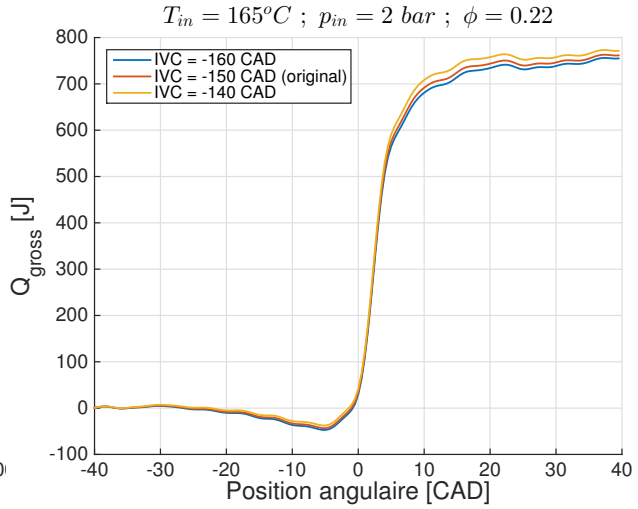



FIGURE 3.5 – Influence de IVC sur la chaleur dégagée par la combustion.

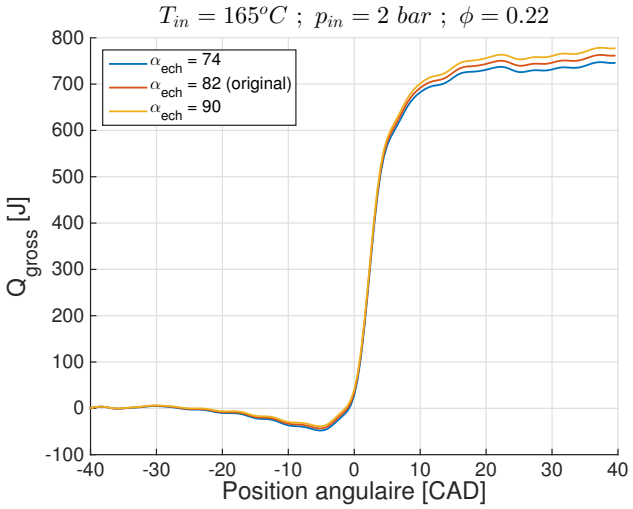



FIGURE 3.6 – Influence de $\alpha_{ech}$ sur la chaleur dégagée par la combustion.

Ensuite, l'influence de la valeur du taux de compression a été analysée. Celle-ci a un impact sur de nombreuses valeurs utilisées dans le calcul du HR. Néanmoins, son influence sur la valeur finale du $Q_{\text{gross}}$ est relativement faible, comme le montre la Figure 3.7. Cette figure montre cependant que la forme de la courbe du $Q_{\text{gross}}$ est impactée par la valeur du taux de compression ; cela implique une hausse de la durée de combustion de 9 à 11 CAD en passant de 17.7 à 18.1 pour le taux de compression mais n'a pas d'influence notable sur la valeur calculée du CA50.

Finalement, l'impact que la valeur de l'offset du PMH a sur l'estimation du $Q_{\text{gross}}$ est présenté à la Figure 3.8. Pour une erreur sur l'offset du PMH de seulement 0.5 CAD, la valeur calculée du $Q_{\text{gross}}$ varie approximativement de 11%. En comparant cette variation avec celles engendrées par les autres paramètres, il en ressort qu'une erreur sur l'estimation de l'offset du PMH a des conséquences bien plus importantes que les erreurs éventuellement commises sur les autres paramètres. La précision

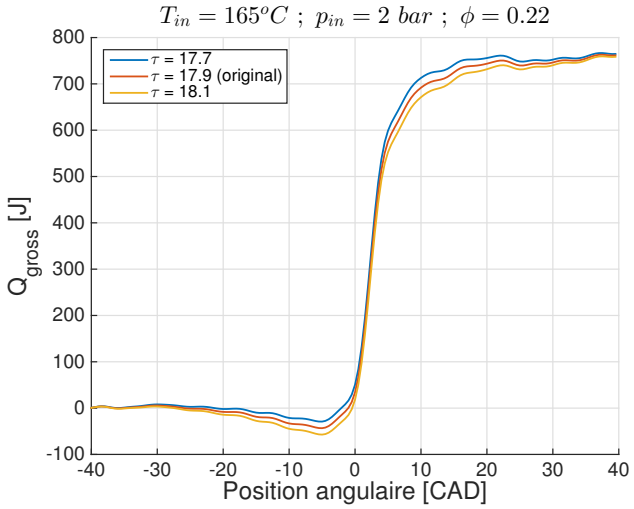



FIGURE 3.7 – Influence du taux de compression sur la chaleur dégagée par la combustion.

de l'offset du PMH est dès lors primordiale pour obtenir une estimation correcte du HR.

Malgré la calibration de ces différents paramètres, un rendement légèrement supérieur à 100%, et donc physiquement impossible, est observé à la Figure 3.9. Cela signifierait que des imprécisions persistent après ces calibrations ou que des hypothèses ont été mal posées pour calculer le HR. Une discussion des causes probables de ces erreurs est proposée en Section 3.6.

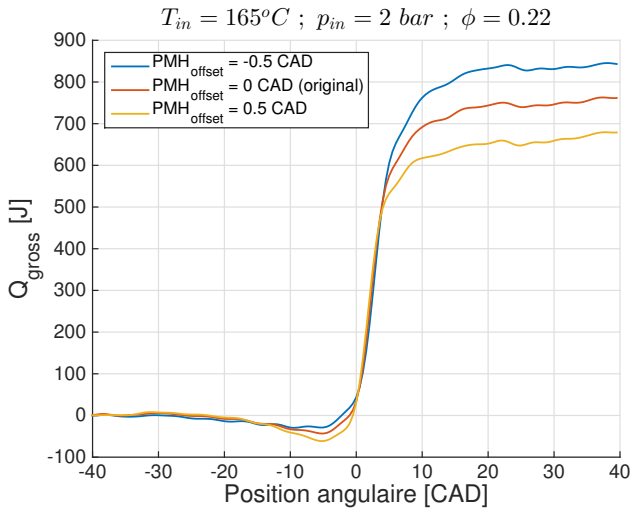



FIGURE 3.8 – Influence de l'offset du PMH sur la chaleur dégagée par la combustion.

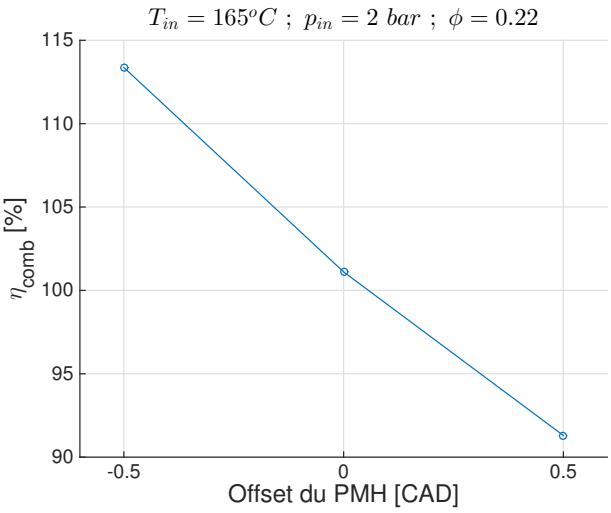



FIGURE 3.9 – Influence de l'offset du PMH sur le rendement de combustion.

## 3.2 Influence des paramètres d'admission

L'analyse des performances du moteur en fonction de deux paramètres d'admission, à savoir la pression et la richesse, est effectuée en partant de l'énergie chimique du méthane jusqu'à

l'énergie mécanique disponible au vilebrequin (voir Section 1.2). Les résultats présentés dans cette section sont calculés en faisant la moyenne des performances du moteur sur des périodes d'une minute. Lorsque les performances individuelles des cylindres sont calculables, la valeur moyenne des 4 cylindres est affichée. Quant aux différences entre cylindres, celles-ci sont expliquées en Section 3.4.

Les pressions considérées lors de ces essais varient entre 1.8 et 2.1 bar. Ces pressions ont été déterminées sur base des prévisions effectuées à l'aide du modèle mathématique. Quant aux richesses, elles ont été étudiées entre 0.2 et 0.28. Les limites de cette plage de fonctionnement sont expliquées en Section 3.5.

Une analyse de l'influence de la température d'admission a aussi été effectuée. Il en ressort qu'une température d'admission d'environ 160°C permet d'obtenir une combustion régulière. En dessous de cette température, la combustion devient si irrégulière qu'elle induit de fortes variations du couple produit ainsi que des vibrations importantes du moteur. La limite supérieure de la température d'admission est déterminée par la température maximale autorisée par les clapets anti-retour et la soupape de sécurité. Dès lors, des essais ont été réalisés entre 160°C et 175°C. Ces essais à températures différentes n'ont cependant pas permis de mettre en évidence avec certitude l'influence de la température sur les performances du moteur. Ceci est notamment dû à la précision des mesures, à la répétabilité des essais et à l'étroitesse de la plage de température analysée. C'est pourquoi aucune analyse supplémentaire de l'influence de la température n'est présentée dans ce travail. Une température fixe de 165°C a été choisie pour étudier l'influence de la richesse et de la pression.

Tout au long des expériences, la température de l'eau du circuit de refroidissement, mesurée à la sortie du moteur, a été maintenue à 90°C. Quant à la position de la vanne à l'échappement, celle-ci n'a pas été modifiée durant ces essais pour limiter le nombre de paramètres à étudier simultanément. La position de celle-ci a permis d'obtenir une pression à l'échappement légèrement inférieure ou égale à celle à l'admission.

Quant aux résultats exposés dans l'ensemble de cette section, il est important de garder un regard critique en les analysant. C'est pourquoi, une étude de l'exactitude et de la fiabilité des résultats est présentée en Section 3.6.

### 3.2.1 Energie du combustible

Le FuelMEP représente la quantité d'énergie chimique introduite dans le moteur via le carburant, à savoir du méthane dans le cas présent. Comme le débit volumique de méthane est très faible par rapport à celui de l'air ($\dot{V}_{CH_4} = \frac{\phi}{9.52}\,\dot{V}_{air}$), le débit d'air peut être considéré comme constant en fonction de la richesse, à pression fixée. Dès lors, la quantité de méthane introduite dans le moteur peut être considérée comme proportionnelle à la richesse. Quant à la pression, une augmentation de celle-ci induit une hausse proportionnelle de la densité de la charge et donc une croissance

proportionnelle de la quantité de méthane introduite. Ces tendances peuvent être observées à la Figure 3.10.

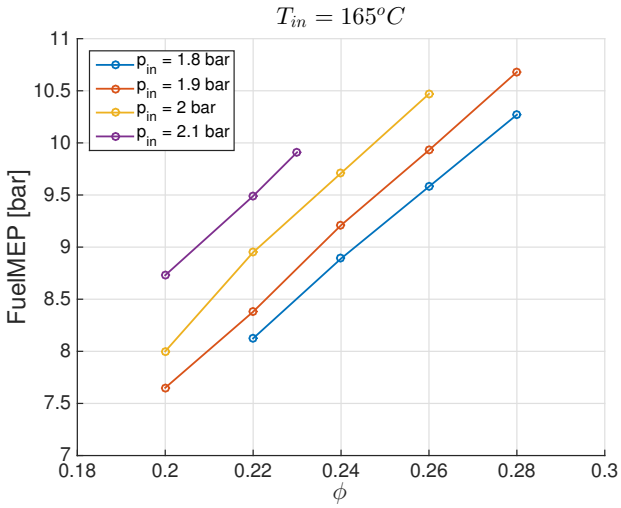



FIGURE 3.10 – Energie contenue dans le fuel en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

### 3.2.2 Rendement de combustion

Comme les capteurs choisis ne disposent pas d'une haute précision, ils rendent l'analyse de la combustion relativement délicate. En effet, cette analyse requiert des mesures de pression très précises et enregistrées à haute fréquence. De ce fait, les résultats sont à observer avec un regard critique. Effectivement, des rendements supérieurs à 100% ont parfois été obtenus alors qu'ils sont physiquement impossibles. Malgré cela, la tendance de ces résultats a pu être analysée.

Après avoir étudié la quantité de méthane mise en jeu, il convient d'analyser sa combustion. Une augmentation de la richesse, tout comme une augmentation de la pression d'admission, induit une hausse de la chaleur dégagée vu qu'une quantité plus importante de combustible est introduite dans le cylindre. Cela entraîne une hausse des températures et donc une amélioration du rendement de combustion, comme expliqué en Section 1.1.1. Ces tendances ont été vérifiées lors des essais, comme le montrent les résultats disponibles à la Figure 3.11.

### 3.2.3 Timing et durée de combustion

Mis à part la qualité de la combustion caractérisée par son rendement, le timing et la durée de celle-ci sont très importants et dépendent fortement des paramètres d'admission. En effet, si la combustion se déclenche trop tôt, l'augmentation de pression se produit dans la phase de compression et une hausse du travail de compression est dès lors observée. A l'opposé, si la combustion se déroule trop tard, la pression moyenne durant la phase de détente est plus basse, et donc un travail de détente

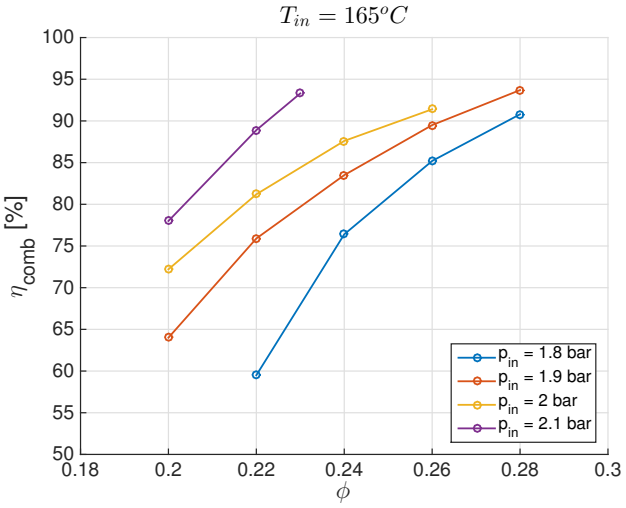



FIGURE 3.11 – Rendement de combustion en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

plus faible est produit. Le rendement thermodynamique interne $\eta_{ti}$ va donc être influencé par le moment auquel le dégagement de chaleur se produit et par la durée de celui-ci.

Pour rappel, le CA50 représente la position angulaire à laquelle 50% de la chaleur générée par la combustion est dégagée. De plus, la durée de combustion est définie comme la durée en CAD qui sépare le CA10 du CA90, donc entre les moments où respectivement 10 et 90% de la chaleur sont dégagés.

Si le CA50, et donc par conséquent le dégagement de chaleur, se produit plus près du PMH, le pic de pression est plus élevé car les augmentations de pression dues à la combustion et à la compression sont combinées. Ceci implique une température plus élevée dans la chambre de combustion, ce qui devrait améliorer le rendement de combustion.

L'évolution du CA50 en fonction des différents paramètres de contrôle est représentée à la Figure 3.12. Le CA50 diminue bel et bien lorsque la pression à l'admission ou la richesse augmente. Les résultats pour la durée de la combustion suivent exactement cette même tendance, comme illustré à la Figure 3.13.

Il est important de rappeler que les mesures de pression sont prises à des intervalles de 0.5 CAD. C'est pourquoi les valeurs du CA50 et de la durée de combustion, calculées pour chaque cycle individuel, ont une résolution de 0.5 CAD. Quant aux graphes exposés, ils représentent la moyenne des valeurs obtenues pour l'ensemble des cycles enregistrés.

Les Figures 3.14 et 3.15 permettent de comprendre l'origine de l'évolution du CA50 et de la durée de la combustion. La Figure 3.14 montre que plus la richesse est grande, plus le dégagement de chaleur est court et intense en amplitude. Ces observations sont également visibles à la Figure 3.15 qui illustre la chaleur produite au cours de la combustion, normalisée par sa valeur à la fin de la combustion. Cette normalisation permet de comparer les pentes des différentes courbes qui sont en

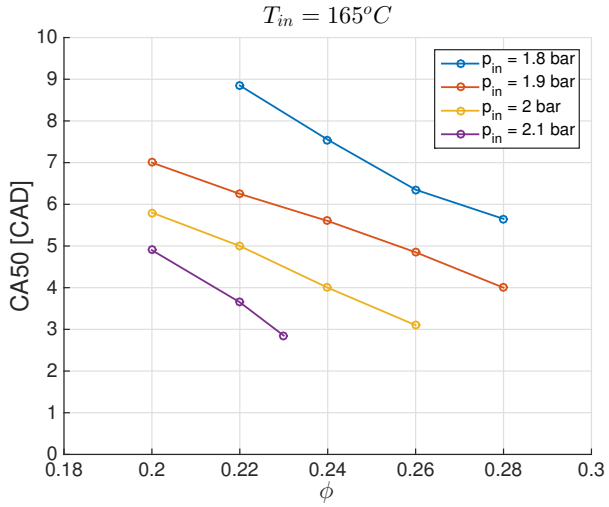



FIGURE 3.12 – CA50 en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

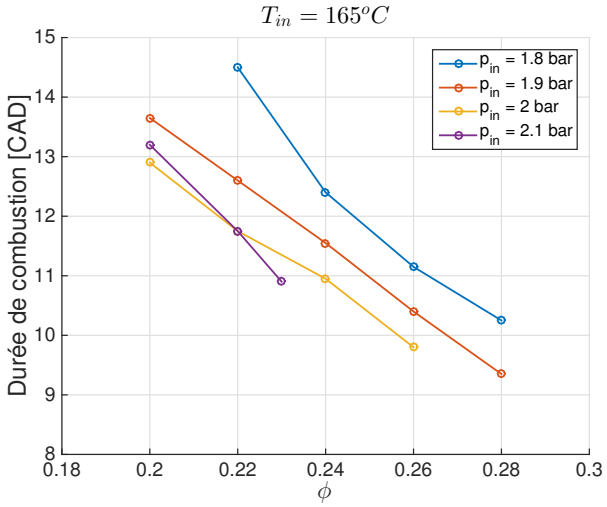



FIGURE 3.13 – Durée de combustion en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

lien avec la durée de combustion. Ces deux figures montrent que la combustion semble démarrer au même moment quelle que soit la richesse utilisée. Dès lors, un raccourcissement de la durée de combustion implique un CA50 plus avancé.

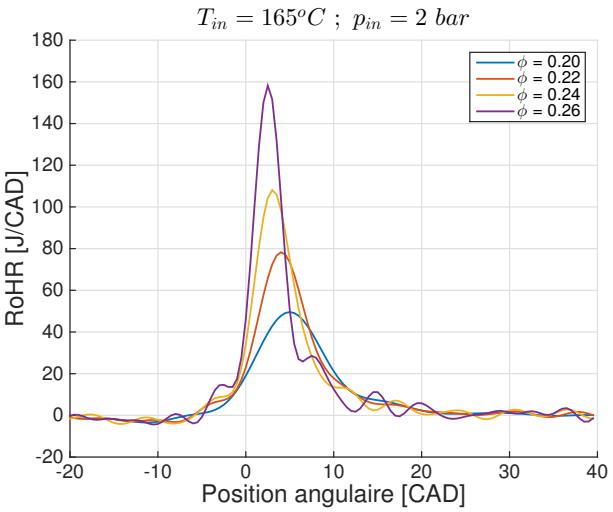



FIGURE 3.14 – Taux de dégagement de chaleur durant la combustion en fonction de la richesse.

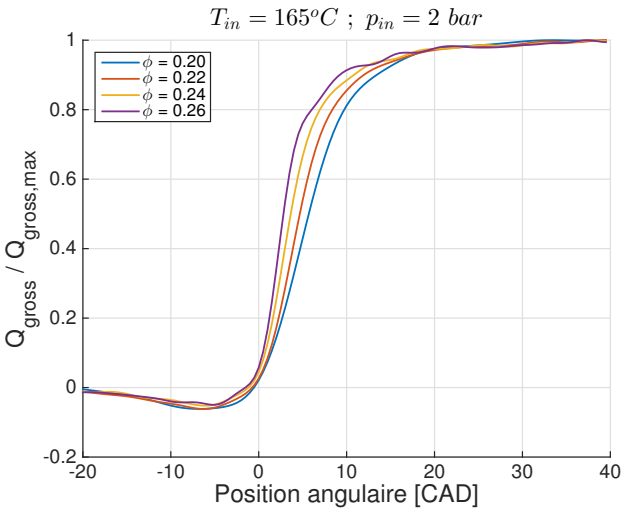



FIGURE 3.15 – Chaleur dégagée par la combustion, normalisée par sa valeur maximale, en fonction de la richesse.

### 3.2.4 Rendement thermodynamique interne

Dans cette section, l'analyse concerne la transformation de la chaleur dégagée par la combustion (QMEP) en travail sur le piston durant la phase motrice ($IMEP_g$). L'efficacité avec laquelle cette conversion est réalisée est exprimée par le rendement thermodynamique interne $\eta_{ti}$. Les pertes

présentes lors de cette conversion sont les pertes pariétales (HTMEP) et celles à l'échappement (EXMEP).

Les pertes pariétales sont proportionnelles à la différence de température entre celle des parois du cylindre et celle des gaz à l'intérieur de celui-ci. Comme le montre la Figure 3.16, la température de ces gaz augmente avec la richesse à la suite d'un plus grand dégagement de chaleur. L'augmentation des pertes pariétales $Q_{\mathrm{HT}}$ est néanmoins limitée à 18% pour une augmentation de la richesse de 0.20 à 0.26, comme l'illustre la Figure 3.17.

En revanche, la Figure 3.17 montre que la chaleur dégagée par la combustion, $Q_{\mathrm{gross}}$, augmente significativement avec la richesse. Une hausse d'environ 66% est observée lorsque la richesse est élevée de 0.20 à 0.26. En effet, en plus d'insérer davantage de carburant dans le cylindre, le rendement de combustion est amélioré lorsque la richesse est en hausse. Comme l'augmentation des pertes pariétales est inférieure à celle de la chaleur dégagée, le coefficient de pertes pariétales $\varepsilon_{HT}$ diminue lorsque la richesse croît (voir Figure 3.18).

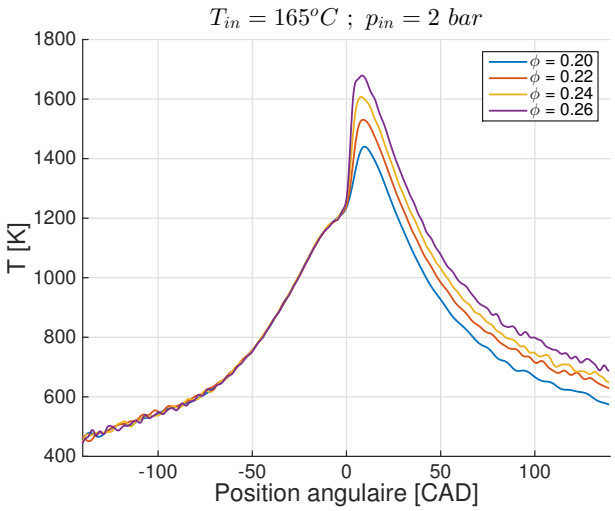



FIGURE 3.16 – Profil de température en fonction de la richesse.

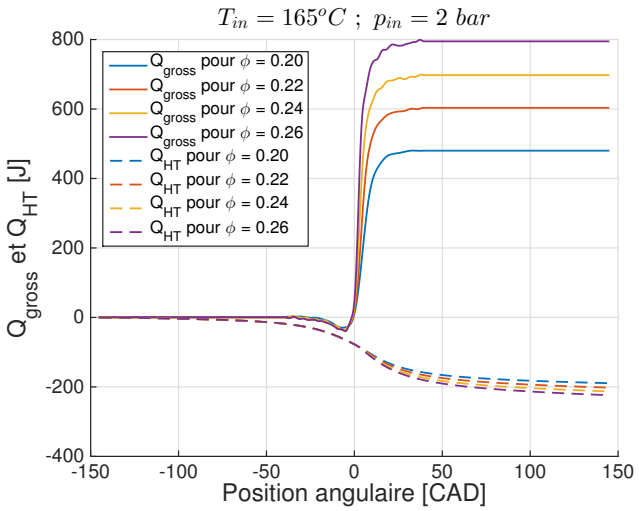



FIGURE 3.17 – Chaleur dégagée par la combustion et pertes pariétales en fonction de la richesse.

Quant aux pertes à l'échappement, elles augmentent légèrement avec la richesse. En effet, comme le montre la Figure 3.16, la température des gaz à l'échappement augmente si la richesse est plus élevée. Le coefficient de pertes à l'échappement $\varepsilon_{EX}$ (voir Figure 3.19) est déduit à partir du coefficient de pertes pariétales et du rendement thermodynamique interne. En effet, il est difficile d'estimer la température des gaz d'échappement, malgré la présence de thermocouples à l'échappement de chaque cylindre. Comme le thermocouple a un certain temps de réponse, il mesure en fait une température moyenne. Cette moyenne n'est pas représentative de la température des gaz lors de l'ouverture des soupapes d'échappement. En effet, les gaz d'échappement ne passent pas en continu à proximité du thermocouple, étant donné que les soupapes d'échappement ne sont ouvertes qu'environ un tiers du temps.

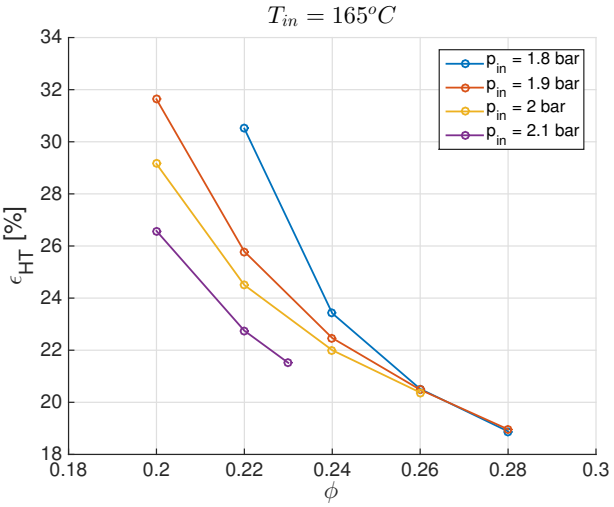



FIGURE 3.18 – Coefficient des pertes pariétales en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

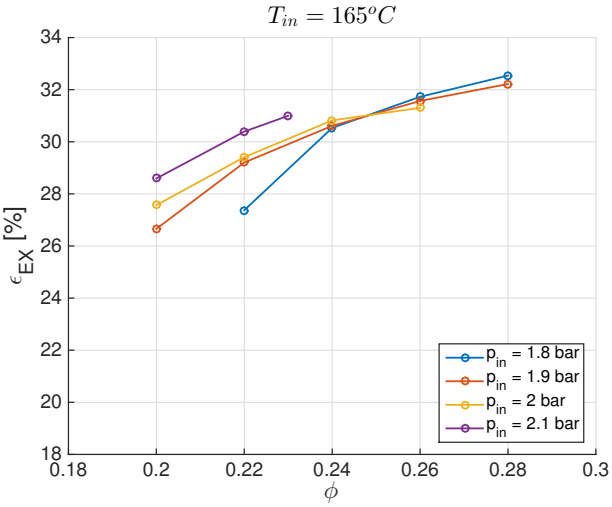



FIGURE 3.19 – Coefficient des pertes à l'échappement en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

Finalement, le rendement thermodynamique interne est présenté à la Figure 3.20. Ce rendement est amélioré lorsque la richesse augmente étant donné que la réduction du coefficient de pertes pariétales est plus importante que l'augmentation des pertes à l'échappement. De plus, une hausse de la richesse ou de la pression induit un CA50 proche du PMH, ce qui pourrait impacter positivement le travail de détente. Néanmoins, aucune relation entre le CA50 et le rendement thermodynamique interne n'a pu être établie dans le cadre de ce travail. Une durée de combustion réduite est également observée lorsque la richesse augmente, ce qui devrait aussi avoir une influence positive sur le travail de détente, et donc sur le rendement thermodynamique interne.

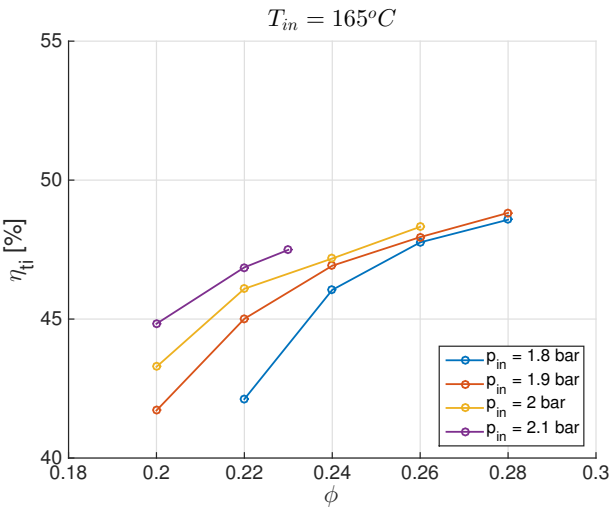



FIGURE 3.20 – Rendement thermodynamique interne expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

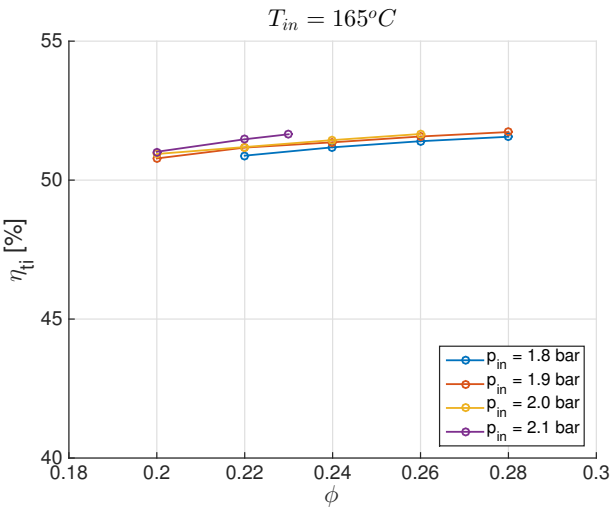



FIGURE 3.21 – Rendement thermodynamique interne théorique en fonction de la richesse et de la température d'admission. [2]

La comparaison des Figures 3.20 et 3.21 montre que ces rendements, obtenus respectivement de manière expérimentale et à l'aide du modèle mathématique, sont relativement proches pour les richesses élevées. En effet, à richesse élevée, le rendement de combustion expérimental [1] s'approche de la valeur utilisée dans les simulations, à savoir 95%. Une hypothèse du modèle suppose un rendement de combustion constant, quelle que soit la richesse. Le QMEP est donc directement proportionnel à la richesse dans le cas théorique. Dès lors, une augmentation de la richesse de 30% (de 0.20 à 0.26 par exemple) engendre une hausse de la chaleur dégagée par la combustion de seulement 30% dans le cas théorique, contre 66% lors des essais (voir Figure 3.17). Ceci explique pourquoi le rendement thermodynamique interne théorique ne chute pas autant qu'il le devrait à faible richesse. Ces explications sont également valables pour les courbes du $IMEP_g$, présentées aux Figures 3.22 et 3.23.

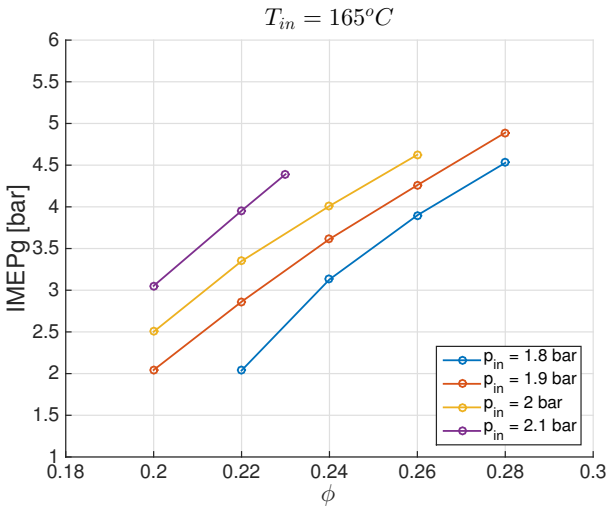



FIGURE 3.22 – $IMEP_g$ expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

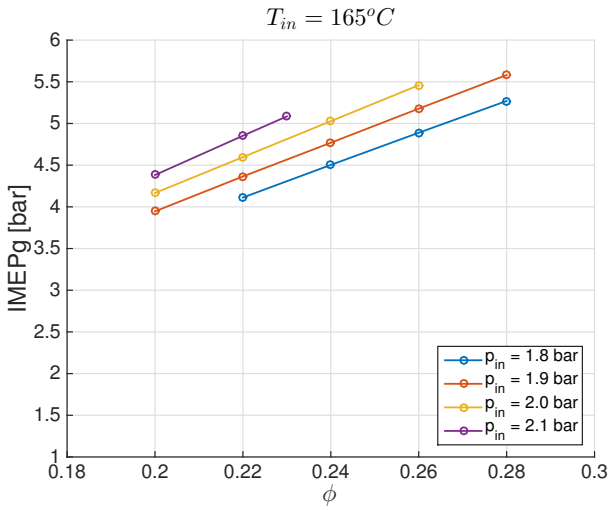



FIGURE 3.23 – $IMEP_g$ théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2]

### 3.2.5 Rendement indiqué

Après avoir analysé la conversion de chaleur en travail sur le piston durant la phase motrice du cycle, il est nécessaire de prendre en compte la boucle de pompage pour obtenir le $IMEP_n$. Le travail de pompage PMEP peut être exprimé comme la différence entre les pressions moyennes à l'échappement et à l'admission, présentes durant la respiration.

Lors des essais, la vanne à l'échappement a été positionnée de telle sorte que la pression à l'échappement soit légèrement inférieure ou égale à celle à l'admission, ce qui engendre une valeur du PMEP proche de zéro (voir Figure 3.24). De ce fait, le $IMEP_n$ (voir Figure 3.26) est légèrement supérieur au $IMEP_g$ et implique un travail de pompage bénéfique.

1. Afin d'alléger la comparaison des résultats, une quantité "expérimentale" ou "théorique" signifie qu'elle a été obtenue de manière expérimentale ou de manière théorique à l'aide du modèle mathématique.

Dans le modèle mathématique, la contre-pression créée par la turbine est calculée pour que celle-ci fournisse la puissance nécessaire au compresseur. Cette contre-pression est d'autant plus importante que la pression d'admission est élevée. Par ailleurs, elle diminue pour les plus hautes richesses car les gaz d'échappement arrivant à la turbine sont plus chauds. Dès lors, le PMEP est plus important que dans le cas expérimental et varie entre 0.6 et 1.5 bar, comme illustré à la Figure 3.25. De ce fait, le $IMEP_n$ théorique est significativement réduit par rapport au $IMEP_g$, comme le montre la Figure 3.27.

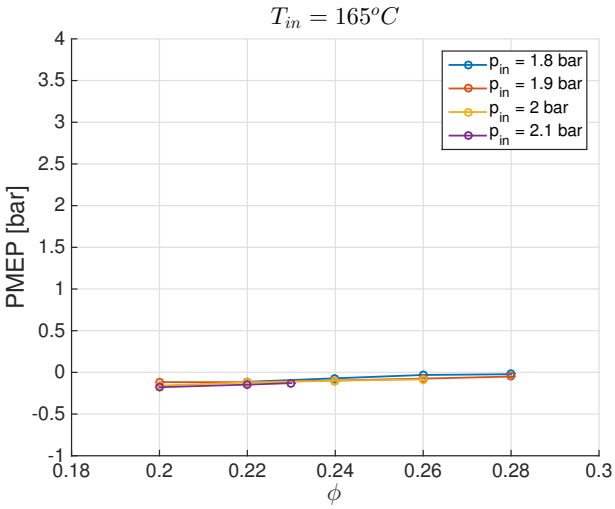



FIGURE 3.24 – PMEP expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

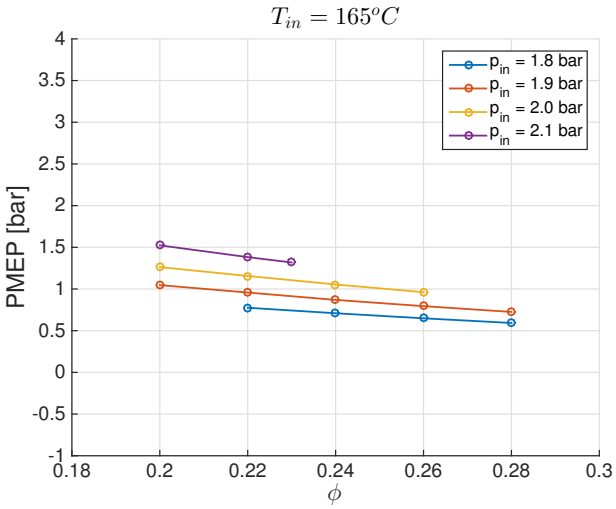



FIGURE 3.25 – PMEP théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2]

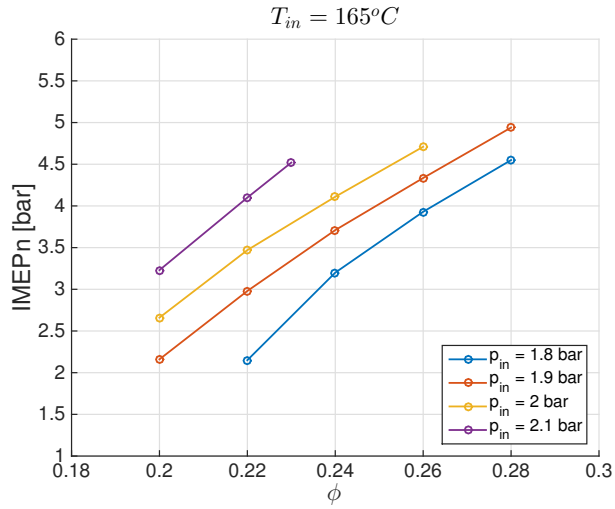



FIGURE 3.26 – $IMEP_n$ expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

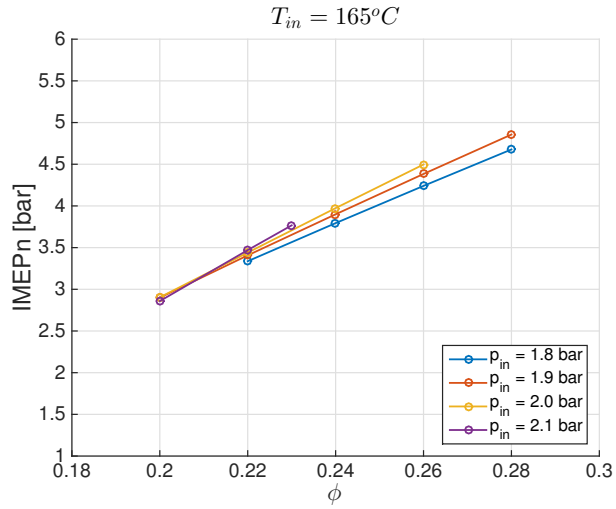



FIGURE 3.27 – $IMEP_n$ théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2]

Quant aux rendements indiqués illustrés aux Figures 3.28 et 3.29, la différence fondamentale entre ceux-ci est leur évolution en fonction de la pression d'admission. En effet, le rendement indiqué expérimental augmente de manière conséquente avec la pression car la puissance nécessaire au compresseur n'est pas suffisamment représentée par la contre-pression à l'échappement. Dans le

cas théorique, l'augmentation de la pression d'admission a pour effet d'augmenter le $IMEP_n$ au détriment du rendement indiqué.

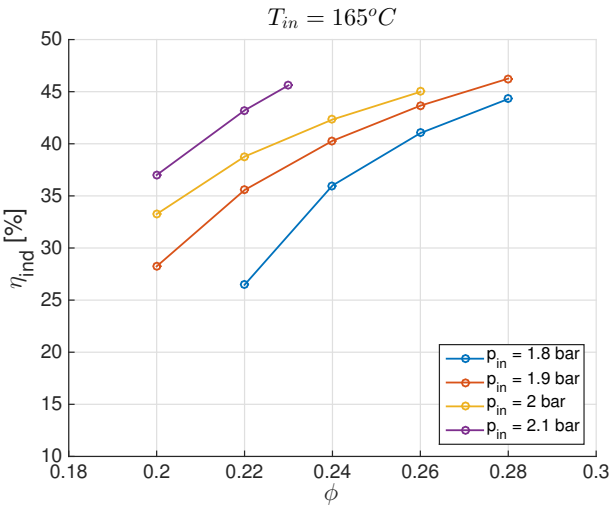



FIGURE 3.28 – Rendement indiqué expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

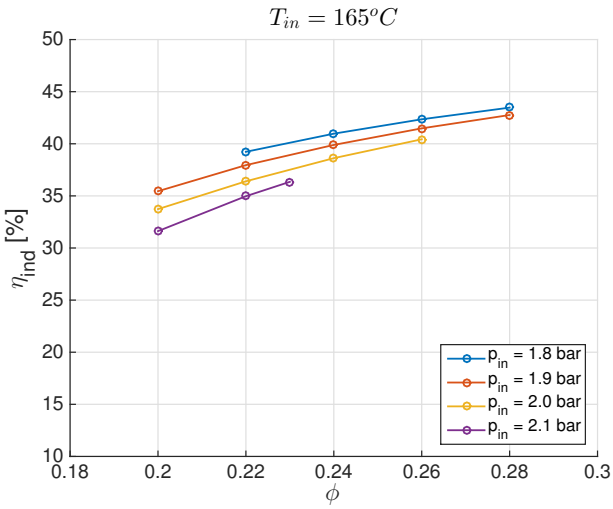



FIGURE 3.29 – Rendement indiqué théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2]

En supposant que la valeur du $IMEP_g$ n'est pas impactée par la présence d'une plus grande contre-pression, des valeurs plus réalistes du $IMEP_n$ et du rendement indiqué (voir Figures 3.30 et 3.31) peuvent être obtenues en considérant les valeurs du PMEP fournies par le modèle mathématique. La validité de cette hypothèse est étudiée à la Section 3.3.2 dans laquelle l'influence de la pression à l'échappement est analysée.

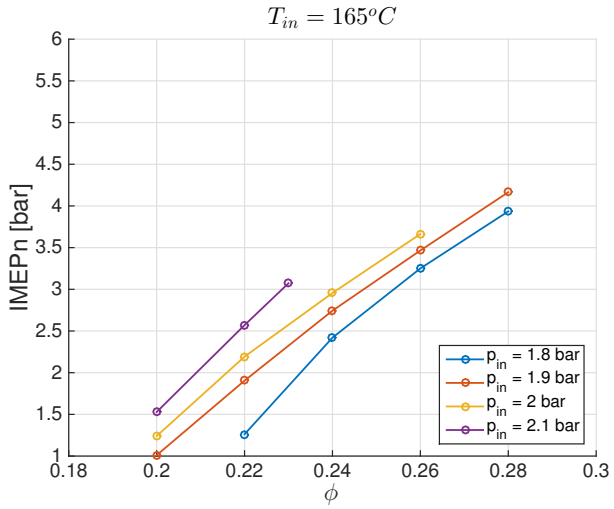



FIGURE 3.30 – Estimation du $IMEP_n$ en considérant le PMEP du modèle mathématique.

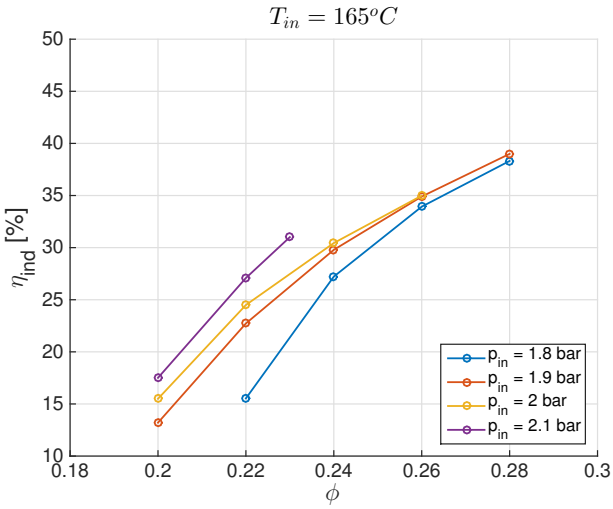



FIGURE 3.31 – Estimation du rendement indiqué en considérant le PMEP du modèle mathématique.

### 3.2.6 Rendement effectif

Le dernier terme intervenant dans la conversion d'énergie est celui des pertes mécaniques qu'il faut soustraire au $IMEP_n$ pour obtenir le BMEP. Dans l'ensemble, quelles que soient les conditions de fonctionnement du moteur, ces pertes mécaniques ne varient presque pas étant donné que le moteur tourne à vitesse constante. A l'aide de la mesure du couple transmis au générateur, la puissance mécanique et le BMEP sont déduits. Les évolutions du BMEP et du rendement effectif sont présentées aux Figures 3.32 et 3.33. Il est important de noter qu'en présence d'un vrai turbocompresseur, la valeur du PMEP aurait été plus importante et aurait également impacté négativement le BMEP ainsi que le rendement effectif.

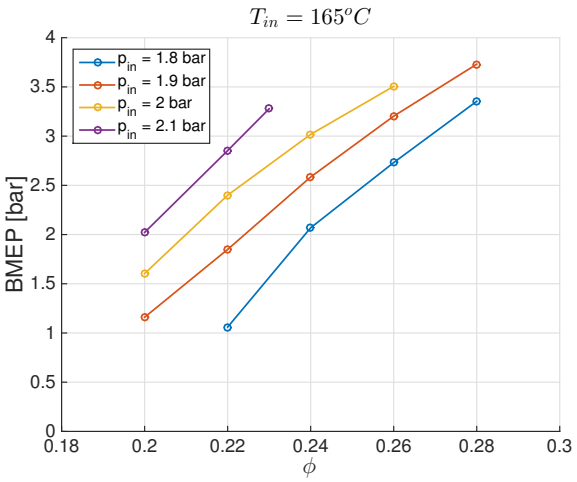



FIGURE 3.32 – BMEP en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

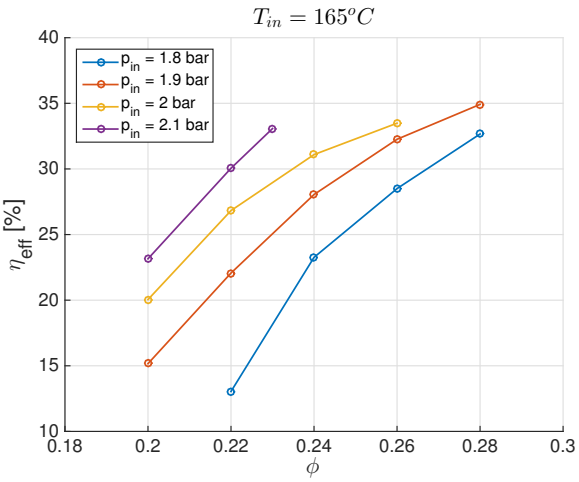



FIGURE 3.33 – Rendement effectif en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

En soustrayant les valeurs du BMEP à celles du $IMEP_n$, les pertes par frottements mécaniques FMEP peuvent être estimées. Celles-ci sont relativement constantes et varient entre 1 et 1.2 bar, comme le montre la Figure 3.34. Dès lors, l'allure du BMEP est identique à celle du $IMEP_n$.

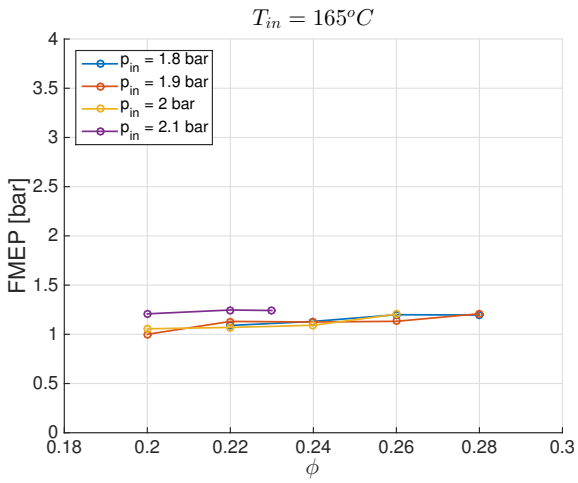



FIGURE 3.34 – FMEP en fonction de la richesse et de la pression d'admission.

## 3.3 Influence de paramètres secondaires

Après avoir étudié l'influence des paramètres d'admission, l'influence de la température du moteur et de la contre-pression à l'échappement est analysée. Ces paramètres sont qualifiés de secondaires car ils ne peuvent pas être modifiés à souhait. En effet, la température du moteur, et par conséquent celle du liquide de refroidissement, sont limitées pour prévenir notamment une dilatation excessive de certaines pièces pouvant conduire à un endommagement du moteur. Quant à la contre-pression, elle est imposée par la turbine du turbocompresseur. Pour l'ensemble des résultats présentés en Section 3.2, ces deux paramètres ont été gardés aussi constants que possible. La température du liquide de refroidissement a été maintenue à 90°C et la position de la vanne à l'échappement a été fixée de manière à avoir une pression à l'échappement légèrement inférieure à celle à l'admission.

### 3.3.1 Température du moteur

Tout d'abord, il est important de préciser que la température du moteur, et plus précisément des parois du cylindre, est difficilement mesurable. C'est pourquoi, la température du liquide de refroidissement à la sortie du moteur est utilisée comme indicateur pour estimer la température du moteur. Pour des paramètres d'admission fixés, la vanne 3-voies du système de refroidissement a été utilisée afin de régler la proportion du débit passant à l'échangeur. La température du liquide de refroidissement a été stabilisée à 3 températures différentes, à savoir 87, 90 et 94°C.

Premièrement, le rendement de combustion, disponible à la Figure 3.35, est amélioré lorsque les parois du cylindre sont plus chaudes. En effet, une augmentation de la température des parois permet d'obtenir une meilleure combustion à proximité de celles-ci. A nouveau, les valeurs du rendement de combustion sont à considérer avec du recul, mais la tendance semble indéniable.

Deuxièmement, dans une moindre mesure, cette augmentation de la température du moteur réduit les pertes pariétales et pourrait avoir un impact positif sur le rendement thermodynamique interne.

Par conséquent, le rendement effectif présenté à la Figure 3.36 est amélioré lorsque le moteur est plus chaud. Néanmoins, l'influence de cette température plus élevée sur la durée de vie du moteur est difficilement quantifiable.

### 3.3.2 Contre-pression à l'échappement

Afin d'étudier l'impact d'un turbocompresseur, différentes pressions d'échappement ont été considérées en modifiant la position de la vanne à l'échappement. Ces pressions ont été incrémentées de 1.3 à 2.3 bar, par intervalle de 0.25 bar.

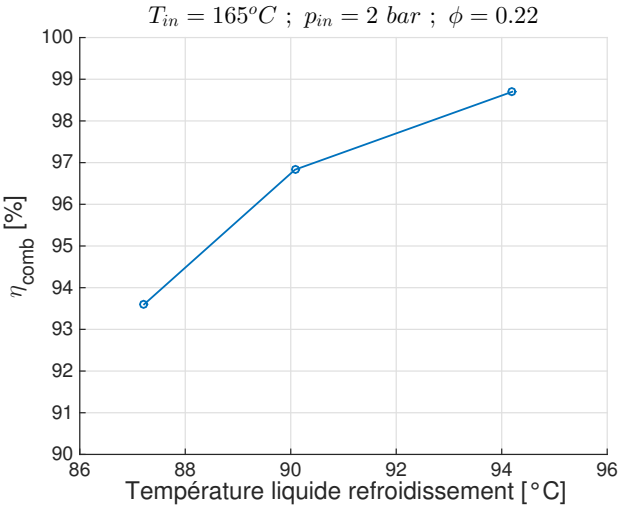



FIGURE 3.35 – Influence de la température du liquide de refroidissement sur le rendement de combustion.

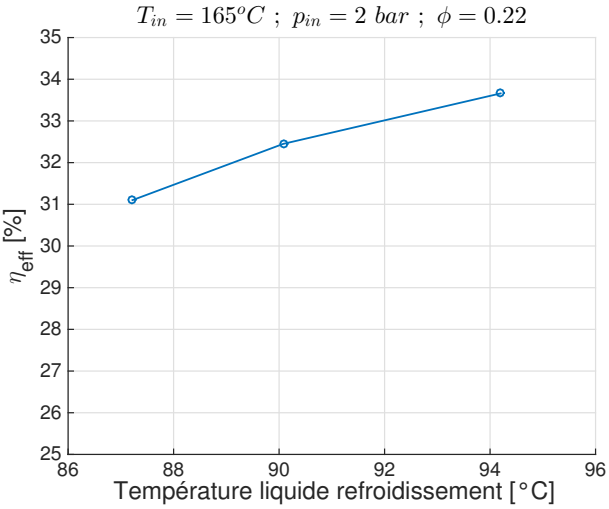



FIGURE 3.36 – Influence de la température du liquide de refroidissement sur le rendement effectif.

L'augmentation de cette contre-pression entraîne une faible diminution des quantités de fuel et d'air introduites dans le moteur. En effet, une plus grande contre-pression à l'échappement empêche une partie des gaz brûlés d'être évacués de la chambre de combustion et une plus petite quantité de charge fraîche peut alors être admise. La Figure 3.37 montre bien qu'une baisse du FuelMEP est présente mais qu'elle est inférieure à 5% pour une variation d'un bar.

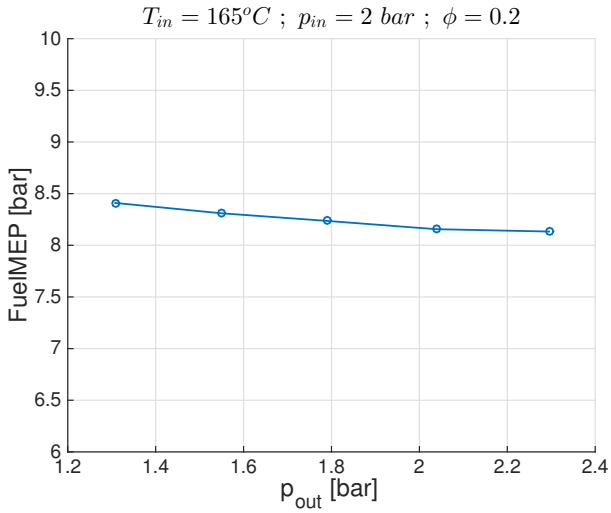



FIGURE 3.37 – FuelMEP en fonction de la contre-pression à l'échappement.

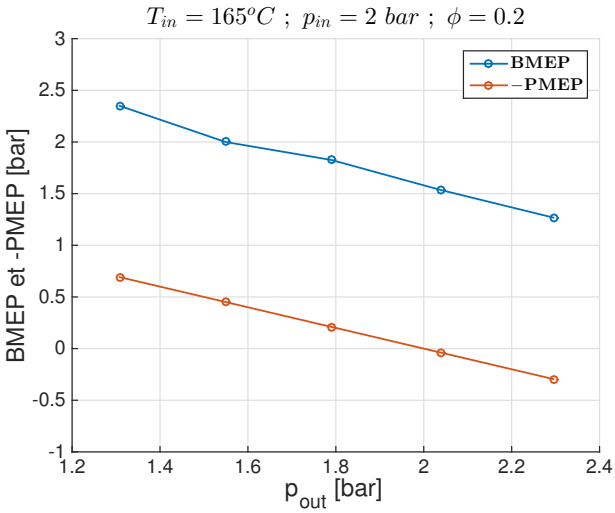



FIGURE 3.38 – BMEP et l'opposé du PMEP en fonction de la contre-pression à l'échappement.

Malheureusement, lors de ces tests, des problèmes avec le codeur angulaire ont été rencontrés et sont détaillés en Section 3.6.2. Dès lors, les données recueillies n'ont pas permis de fournir des résultats suffisamment fiables pour pouvoir analyser la combustion ou déterminer les valeurs du $IMEP_g$ qui sont sensibles à un décalage entre la position angulaire et les mesures de pression.

Malgré cela, la mesure du couple mécanique est indépendante des informations fournies par le codeur angulaire et a dès lors pu être récupérée. Son évolution en fonction de la pression à l'échappement est présentée à la Figure 3.38. Pour mieux pouvoir analyser la relation entre le BMEP et le PMEP, le signe du PMEP a été modifié sur ce graphe. Cette figure montre que l'évolution du BMEP est très similaire à celle de l'opposé du PMEP. Etant donné la ressemblance de ces deux courbes, il semblerait que l'évolution du BMEP soit majoritairement influencée par celle du PMEP. Cela laisse à penser que l'hypothèse posée en Section 3.2.5, supposant une faible dépendance du $IMEP_g$ à la pression à l'échappement, est valide.

## 3.4 Variations entre cylindres

Cette section a pour but d'analyser les différences présentes entre les 4 cylindres. Ces différences peuvent être calculées à l'aide des deux seules mesures prises de manière individuelle à chaque cylindre, à savoir la pression dans les cylindres et la température à l'échappement. En effet, les autres mesures comme la pression et la température à l'admission, la température du moteur et la richesse, sont prises de manière globale pour le moteur.

Tout d'abord, les courbes de pression des 4 cylindres sont exposées à la Figure 3.39. Cette figure montre que la pression atteinte en fin de compression pour le cylindre 4 est légèrement inférieure à celles des autres cylindres, et cela a été vérifié pour l'ensemble des tests effectués. Si cette différence minime ne provient pas d'une erreur du capteur, elle pourrait être expliquée par un remplissage légèrement différent des cylindres. En effet, les collecteurs d'admission et d'échappement n'ont pas l'air d'être optimisés pour un remplissage identique des cylindres.

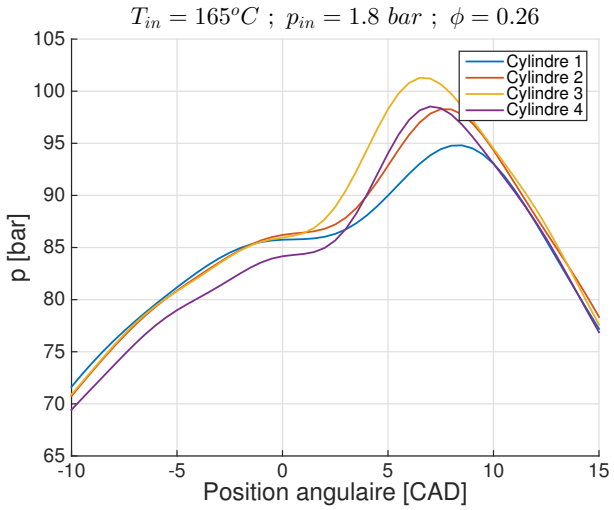



FIGURE 3.39 – Différences entre les courbes de pression de chaque cylindre.

Par rapport aux Figures 3.40 et 3.41, il semble que le cylindre 1 soit le moins performant. En effet, la température des gaz d'échappement présente constamment un écart d'au moins 10°C entre le

cylindre 1 et les autres cylindres. De plus, son $IMEP_g$ et celui du cylindre 2 sont constamment plus faibles que les autres. Cette différence pourrait être expliquée par le fait que le liquide de refroidissement, représenté par la flèche bleue sur la Figure 3.42, refroidit le cylindre 1 en premier lieu après être passé dans l'échangeur. Les parois de ce cylindre pourraient dès lors être plus froides et empêcher une partie de la combustion de se produire à proximité des parois. De plus, une température plus faible aux parois donnerait lieu à des pertes pariétales plus importantes et diminuerait davantage la température des gaz d'échappement.

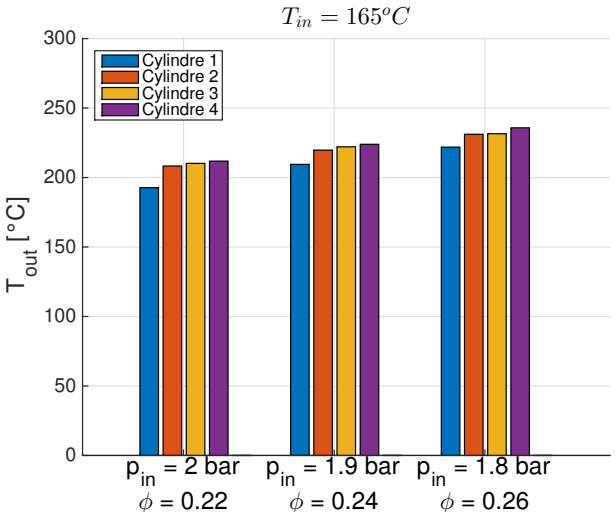



FIGURE 3.40 – Température à l'échappement pour chaque cylindre sous différentes conditions.

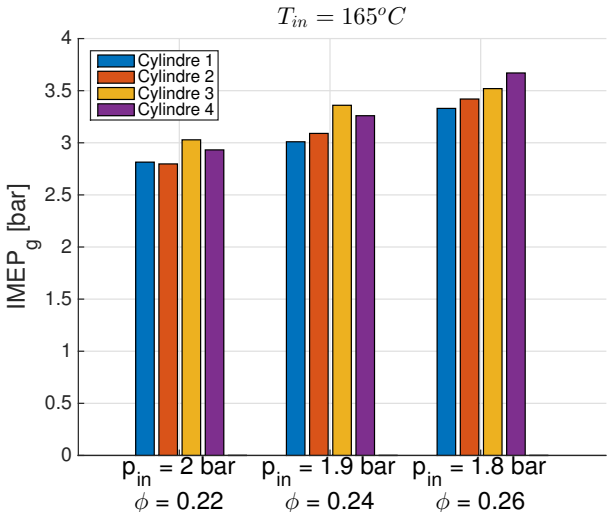



FIGURE 3.41 – $IMEP_g$ pour chaque cylindre sous différentes conditions.

Une autre explication serait une légère différence de température à l'admission entre les cylindres. En effet, le mélange d'air et de méthane, représenté par les flèches rouges sur la Figure 3.42, arrive dans le collecteur d'admission à une température $T_{in}$. Comme le cylindre 1 est le plus éloigné de l'entrée du collecteur, la température du mélange pourrait être légèrement inférieure à celles des autres cylindres à cause des pertes thermiques avec l'ambiance.

Pour conclure, il est néanmoins nécessaire de relativiser les différences de performance entre les cylindres. En effet, celles-ci sont mineures et montrent que, dans l'ensemble, tous les cylindres fonctionnent correctement. Il semblerait donc qu'un contrôle individuel de chaque cylindre ne soit pas nécessaire. Des différences plus importantes auraient pu être gênantes et, dans l'état actuel du dispositif expérimental, n'auraient pas pu être compensées.

## 3.5 Limites de la plage de fonctionnement

La limite inférieure de la plage de fonctionnement a principalement été fixée par les faibles rendements de combustion observés. Comme le rendement de combustion chute rapidement avec une diminution de la richesse, les plus faibles richesses analysées sont de l'ordre de 0.20. Quant

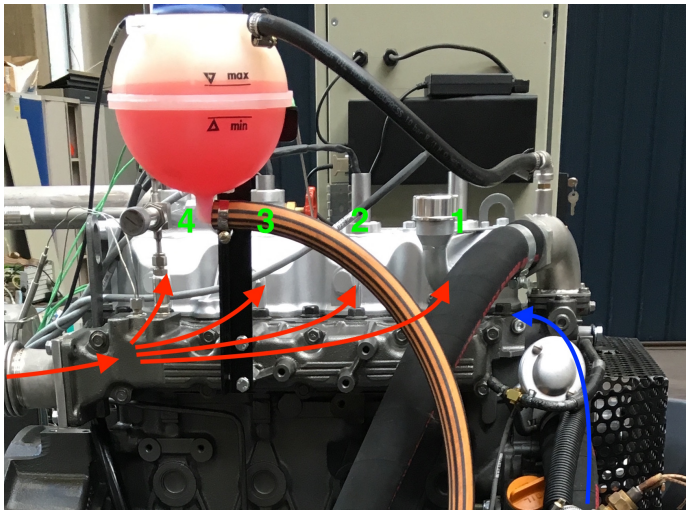



FIGURE 3.42 – Parcours de la charge vers les différents cylindres (flèches rouges), arrivée du liquide de refroidissement dans le moteur après avoir été refroidi à l'échangeur (flèche bleue) et numérotation des cylindres (en vert).

à la température, il a été observé qu'une température d'environ 160°C à l'admission était nécessaire pour obtenir une combustion stable. Sur base des estimations de fonctionnement avec un turbocompresseur, les pressions étudiées sont supérieures ou égales à 1.8 bar.

La limite supérieure dépend de la pression maximale atteinte dans les cylindres et du MPRR. Ces limites sont fixées respectivement à 150 bar et 10 bar/CAD. La Figure 3.43 montre la pression maximale observée parmi les 4 cylindres et sur l'ensemble des cycles enregistrés. Quant à la Figure 3.44, elle présente la moyenne de la pression maximale observée dans chacun des cycles du cylindre 3. Ce cylindre a été choisi car c'est celui qui présente constamment les pressions les plus importantes et restreint donc l'utilisation de pressions d'admission ou de richesses importantes. La différence entre la pression maximale et la moyenne des pressions maximales est conséquente. En effet, dans certains cas, le pic de pression monte plus de 10 bar au-dessus de la moyenne.

Le système de sécurité, implémenté dans le système d'acquisition de données et de contrôle, a comme fonction de couper le débit de combustible dès que la limite sur la pression maximale est atteinte pour un des cylindres. Il a néanmoins été observé que cette condition pourrait être assouplie. En effet, la limite de 150 bar devrait être appliquée par rapport à la valeur moyenne des pics de pression. Des pics de pression occasionnels supérieurs à 150 bar ne devraient pas endommager le moteur. Dès lors, des richesses plus importantes pourraient être utilisées sans risque pour le moteur et permettraient d'induire une hausse de la puissance maximale et potentiellement du rendement effectif.

Les pressions à l'admission utilisées lors de ces essais ont été limitées à 2.1 bar. Au-dessus de cette valeur, les charges admissibles doivent rester tellement faibles pour respecter la pression maximale acceptable qu'elles donnent lieu à des puissances et des rendements trop bas pour être considérés.

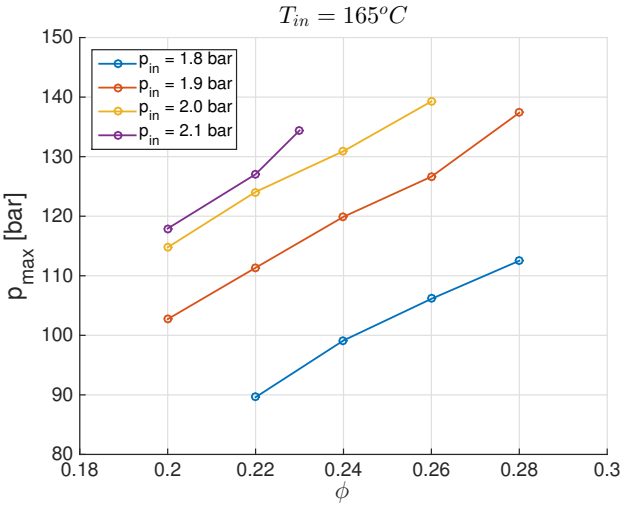



FIGURE 3.43 – Pression maximale observée dans les cylindres.

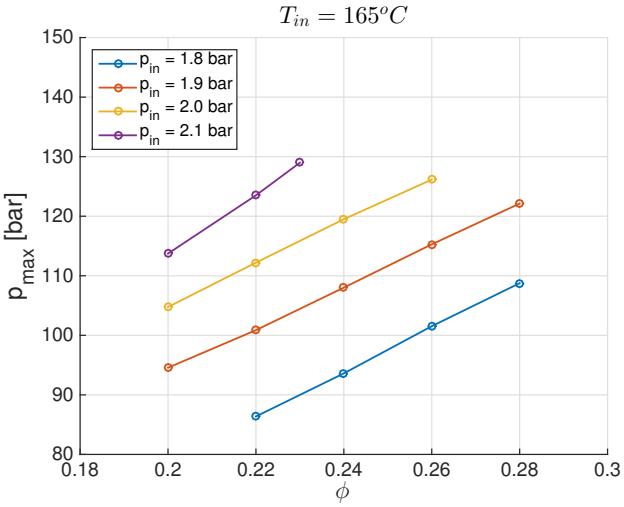



FIGURE 3.44 – Moyenne des pressions maximales observées dans les cylindres durant les 50 derniers cycles.

Quant aux valeurs du MPRR présentées à la Figure 3.45, celles-ci atteignent également des valeurs proches de la limite fixée à 10 bar/CAD. Comme expliqué en Section 1.1.5, l'utilisation d'EGR permettrait de ralentir la combustion et, par conséquent, de diminuer la valeur du MPRR et de travailler à charge plus élevée.

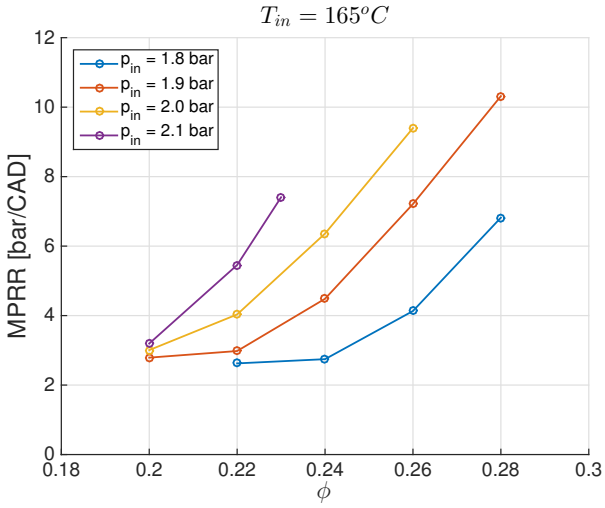



FIGURE 3.45 – MPRR observé dans les cylindres.

## 3.6 Exactitude des résultats

L'exactitude des mesures faites à l'aide des différents capteurs n'est pas garantie. En effet, des incertitudes sur les mesures sont présentes et peuvent se cumuler. Afin de ne pas tirer de conclusions trop hâtives, il est nécessaire d'analyser ces résultats avec un regard critique.

La partie la plus délicate concerne le calcul du HR qui nécessite de nombreuses hypothèses et des mesures de haute précision. Comme l'objectif de ce travail de fin d'études n'est pas d'analyser la combustion HCCI avec précision mais plutôt d'analyser le fonctionnement global du moteur, des capteurs ayant un coût raisonnable ont été choisis. Dès lors, ces capteurs ne fournissent pas de mesures de haute précision. C'est pourquoi les valeurs provenant du calcul du HR, comme le rendement de combustion ou le rendement thermodynamique interne, doivent être considérées avec précaution. Pour cette raison, une analyse axée sur les tendances observées plutôt que les valeurs exactes de ces résultats a été proposée dans ce travail.

Le débit de méthane et le couple transmis au générateur électrique sont les mesures les plus fiables. En effet, ces valeurs sont mesurées respectivement à l'aide des régulateurs de débit massique et du couplemètre, qui sont deux appareils de mesure très précis. Néanmoins, les mesures de couple pourraient présenter des erreurs, principalement de par la présence de pics de couple, caractéristiques de la combustion HCCI, qui pourraient ne pas être correctement mesurés.

Finalement, la répétabilité des expériences et certains problèmes rencontrés avec le codeur angulaire sont deux sources d'imprécisions à prendre en compte et sont expliquées ci-après.

### 3.6.1 Répétabilité des expériences

Lors des essais, des tests effectués dans des conditions identiques ont parfois fourni des résultats différents. Les mêmes conditions signifient que la température d'admission, la pression d'admission, la richesse, la température du liquide de refroidissement et la position de la vanne à l'échappement sont identiques.

Pour analyser la répétabilité des essais, la procédure suivante a été utilisée. Des données ont été acquises après avoir laissé le système se stabiliser pendant 15 minutes à chaque point de fonctionnement. Les 4 points de fonctionnement analysés correspondent à une pression d'admission de 2 bar, une température d'admission de 165°C et 3 valeurs de richesse. Le but de cette campagne de tests est d'observer si les résultats obtenus pour la richesse de 0.20 sont identiques, selon que le moteur ait tourné à une richesse plus élevée ou plus faible précédemment. Les richesses utilisées sont les suivantes et sont citées selon la chronologie des essais : 0.22, 0.20, 0.18 et finalement 0.20 à nouveau. Les flèches présentes aux Figures 3.46 et 3.47 relient les mesures en fonction de leur chronologie.

Tout d'abord, il a été observé que les débits d'air et de méthane mesurés lors des deux essais à une richesse de 0.20 étaient identiques. La pression et la température à l'admission sont aussi égales, ce qui permet d'affirmer que le mélange introduit dans le moteur devrait être identique dans les deux cas. Par contre, les Figures 3.46 et 3.47 montrent que la même charge à l'admission n'a pas permis de produire le même travail. En effet, une réduction de 13% du $IMEP_g$ est observée, impactant par conséquent la valeur du BMEP de 11%.

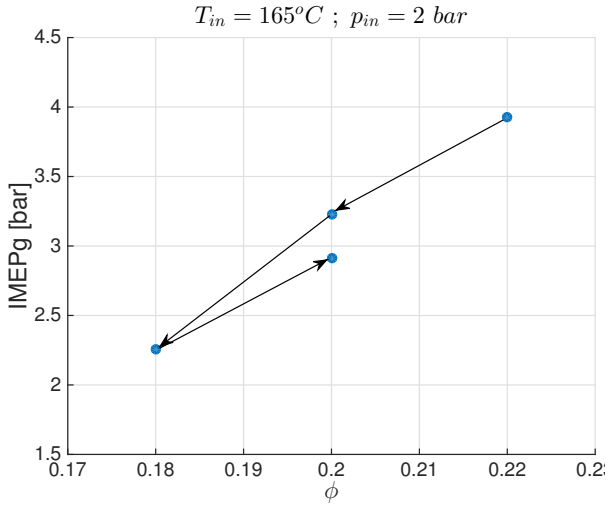



FIGURE 3.46 – $IMEP_g$ lors des 4 points de fonctionnement consécutifs.

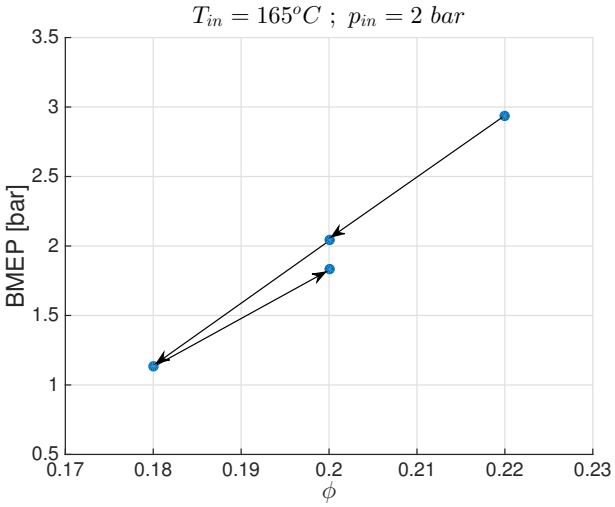



FIGURE 3.47 – BMEP lors des 4 points de fonctionnement consécutifs.

Outre des incertitudes des mesures, les différences thermiques de certains composants du système pourraient être à l'origine de ces écarts. En effet, la température du liquide de refroidissement, et par conséquent la température des parois du cylindre, ont une influence significative sur les performances du moteur, comme expliqué en Section 3.3.1. Il est cependant impossible d'affirmer que l'ensemble du système ait atteint son équilibre thermique à l'aide de la seule mesure de la température du liquide de refroidissement à la sortie du moteur. Il est donc difficile de déterminer le moment auquel le moteur atteint cet équilibre.

Malgré la stabilisation de 15 minutes pour chaque point de fonctionnement, des différences surviennent toujours. Des tests de plus longues durées devraient être effectués afin de vérifier si les écarts persistent. En fonction des résultats, l'origine de ces écarts pourrait être déterminée et fournir une explication quant à la source des problèmes de répétabilité rencontrés.

### 3.6.2 Codeur angulaire

Des erreurs supplémentaires pourraient provenir de problèmes rencontrés avec le codeur angulaire. En effet, le fonctionnement du codeur angulaire était fortement perturbé lors des premiers essais en motoring, vraisemblablement à cause d'interférences électromagnétiques provenant du variateur de fréquence. Ces perturbations électromagnétiques ont comme conséquence la perturbation de signaux électriques et affectent notamment les tensions d'alimentation des différents capteurs qui ne sont dès lors plus en mesure de fonctionner correctement. La solution adoptée pour pallier ce problème est l'utilisation de ferrites, autour desquelles les fils des alimentations sont enroulés, ce qui a permis d'atténuer les perturbations.

Ce problème n'a vraisemblablement pas été totalement résolu car des erreurs surviennent parfois

sur le signal de référence fourni par le codeur angulaire. Pour rappel, ce signal permet d'initier l'acquisition des prises de pression afin de les synchroniser par rapport au PMH de la phase motrice du cylindre 1. Un signal de référence erroné induit un décalage de l'ensemble des pressions, comme illustré à la Figure 3.48.

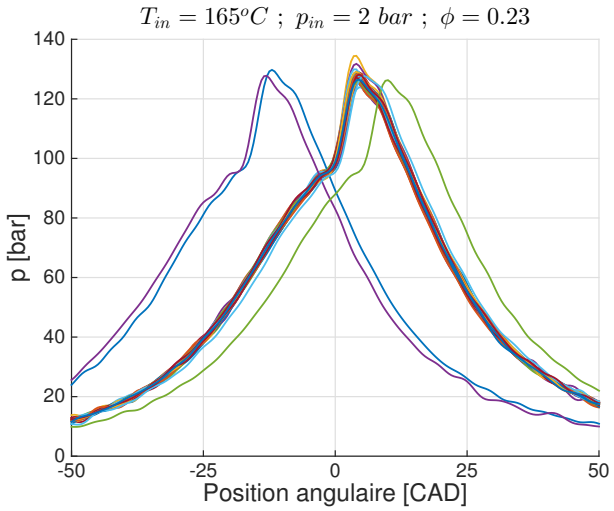



FIGURE 3.48 – Décalage de certaines courbes de pression suite au dysfonctionnement du codeur angulaire.

Dès lors, un post-traitement des données a dû être mis en place avant de pouvoir les utiliser. Ce post-traitement permet d'éliminer les courbes visiblement erronées mais il n'est pas possible d'affirmer que l'entièreté des courbes restantes ne présente pas de décalage. Comme expliqué en Section 3.1.5, un décalage de seulement 0.5 CAD du PMH peut entraîner des variations d'environ 10% du $Q_{\text{gross}}$ et du $\text{IMEP}_{\text{g}}$.

# CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Ce travail de fin d'études présente le développement expérimental d'un moteur HCCI 4 cylindres turbochargé et vise deux grands objectifs. D'une part, la conception d'un banc d'essai et d'autre part, l'analyse du fonctionnement du moteur et de ses performances.

Le premier chapitre de ce travail développe les concepts théoriques nécessaires à la compréhension de la combustion HCCI, ainsi que ses avantages et ses inconvénients. Deux techniques, la suralimentation et la recirculation des gaz d'échappement, sont proposées afin de pallier la faible densité de puissance propre aux moteurs HCCI. Enfin, les bases théoriques permettant d'analyser les performances du moteur sont détaillées.

Le deuxième chapitre décrit l'ensemble du dispositif expérimental et explique les choix effectués pour la conception du banc d'essai et son instrumentation. Enfin, il expose le système d'acquisition de données et de contrôle du moteur.

Dans le troisième et dernier chapitre, l'ensemble des résultats expérimentaux sont présentés. Tout d'abord, le traitement des mesures et la calibration de divers paramètres sont expliqués dans le but de pouvoir analyser les phénomènes de manière fiable. Ensuite, les performances du moteur sont analysées au cours des différentes conversions d'énergie, et ce, en fonction de diverses richesses et pressions d'admission. Ces performances sont également comparées avec les résultats du modèle mathématique. Une analyse de l'influence de paramètres secondaires et des variations entre les cylindres est également présentée. Pour finir, les facteurs limitant la plage d'opération du moteur et l'exactitude des résultats sont abordés.

Dans l'ensemble, les objectifs ont été atteints étant donné que le banc d'essai est fonctionnel et a permis l'analyse des performances du moteur. De plus, l'instrumentation choisie est suffisante pour une analyse et un contrôle global du moteur. Néanmoins, celle-ci présente des limites pour une analyse plus rigoureuse de la combustion. Enfin, les faibles différences constatées entre cylindres démontrent la non-nécessité d'un contrôle individuel de ceux-ci, malgré la grande sensibilité de la combustion HCCI.

En comparaison avec l'étude théorique réalisée par Rouanet [2], les puissances produites se sont avérées plus faibles. En effet, selon cette étude, les performances optimales sont obtenues pour une pression d'admission de 2.2 bar, une température d'admission de 130°C, une richesse de 0.35 et ce, sans recourir à de l'EGR. Dans ces conditions, le moteur produirait un $IMEP_n$ de 7.75 bar avec un rendement indiqué avoisinant les 44%. Lors des essais effectués dans le cadre de ce travail, des pressions d'admission et des richesses aussi élevées n'ont pas pu être atteintes vu les limites imposées par le PCP et le MPRR. En respectant ces contraintes, les performances maximales atteintes lors de ce développement expérimental ont été observées pour une pression d'admission de 1.9 bar, une température de 165°C et une richesse de 0.28. Ces conditions permettent de produire un $IMEP_n$ de 5 bar avec un rendement indiqué de 46%. Ces résultats sont néanmoins surévalués en raison de la faible contre-pression utilisée lors des essais. En considérant une contre-pression plus réaliste, l'$IMEP_n$ serait d'environ 4.2 bar pour un rendement indiqué de 39%.

Ce travail offre de nombreuses perspectives pour des développements futurs. Etant donné que le fonctionnement du moteur a été étudié avec du méthane pur, l'utilisation de gaz naturel permettrait de se rapprocher de l'objectif final. De plus, une étude utilisant de l'EGR pourrait être effectuée afin d'étendre la plage de fonctionnement. Sur base des résultats, le choix d'un turbocompresseur pour la suralimentation, plutôt qu'un compresseur, pourrait être remis en question. Enfin, pour permettre un calcul plus précis du HR, il serait intéressant d'effectuer des calibrations supplémentaires sur base de pressions acquises à une plus haute fréquence.

# BIBLIOGRAPHIE


[1] S. Bhaduri. Experimental studies on hcci combustion of Biomass Syngas towards Tar Tolerant operation. Thèse de doctorat en sciences de l'ingénieur, sous la direction de H. Jeanmart, Université catholique de Louvain, 2015.

[2] A. Rouanet. Turbocharging and Exhaust Gas Recirculation on a stationary natural gas HCCI engine : theoretical analysis. Mémoire de master en ingénieur civil électromécanicien, sous la direction de H. Jeanmart, Université catholique de Louvain, 2015.

[3] S. Aceves and D. Flowers. Engine Shows Diesel Efficiency without the Emissions. *Sci Technol Rev*, pages 17–19, 2004.

[4] P. Amneus, D. Nilsson, F. Mauss, M. Christensen, and B. Johansson. Homogeneous Charge Compression Ignition Engine : Experiments and Detailed Kinetic Calculations. *The Fourth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines*, 1998.

[5] K. Kobayashi, T. Sako, Y. Sakaguchi, S. Morimoto, S. Kanematsu, K. Suzuki, T. Nakazono, and H. Ohtsubo. Development of HCCI natural gas engines. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 3 : 651–656, 2011.

[6] H. Jeanmart. LMECA2220 – Moteurs à combustion interne. Université catholique de Louvain, 2015.

[7] M. Christensen, B. Johansson, P. Amnéus, and F. Mauss. Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition. *SAE Technical paper 980787*, 1998.

[8] B. Johansson. The Path Towards a 60% Efficient Internal Combustion Engine. *KAUST Future Fuels Workshop*, 2016.

[9] B. Johansson, O. Andersson, P. Tunestål, and M. Tunér. MVKN50 – Introduction to Combustion Engines. Lund University, 2014.

[10] J.A. Gatowski, E.N. Balles, K.M. Chun, F.E. Nelson, J.A. Ekchian, and J.B. Heywood. Heat Release Analysis of Engine Pressure Data. *SAE Technical Paper 841359*, 1984.

[11] H.S. Soyhan, H. Yasar, H. Walmsley, B. Head, G.T. Kalghatgi, and C. Sorusbay. Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling. *Applied Thermal Engineering*, 29 : 541–549, 2009.

[12] M. Adelt, M. Hoppe, M. Montero, and G. Peureux. Report on gas compositionrange in Europe. Deliverable report, INGAS, 2011.

[13] K. Lee, M. Yoon, and M. Sunwoo. A study on pegging methods for noisy cylinder pressure signal. *Control Engineering Practice*, 16 : 922–929, 2008.

[14] F. Payri, P. Olmeda, C. Guardiola, and J. Martín. Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in diesel engines combustion analysis. *Applied Thermal Engineering*, 31 : 2869—-2876, 2011.

[15] P. Tunestål. TDC Offset Estimation from Motored Cylinder Pressure Data based on Heat Release Shaping. *Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP Energies nouvelles*, 66(4) : 705–716, 2011.

# TABLE DES FIGURES


1.1 Représentation schématique des différents modes de combustion se produisant dans les moteurs SI, CI et HCCI. [2] . . . . . 4
1.2 Influence de $T_{in}$ et de $\phi$ sur $\eta_e$, $\eta_c$ et le BMEP. [5] . . . . . 6
1.3 Evolution de $p$ et du RoHR pour différentes valeurs de $T_{in}$ et de $\phi$. [5] . . . . . 6
1.4 Comparaison des émissions de NOx et de suies (*soot*) pour les moteurs CI et RCCI ($\simeq$ HCCI) en fonction de la richesse (*equivalence ratio*) et de la température maximale observée dans le cylindre. [6] . . . . . 8
1.5 Schéma d'un moteur suralimenté à l'aide d'un turbocompresseur. [3] . . . . . 10
1.6 Capacités calorifiques des composants principaux de l'EGR. [6] . . . . . 12
1.7 Cascade d'énergie détaillant les différentes pressions moyennes et les rendements correspondants. [4] . . . . . 13
1.8 Pression dans le cylindre en fonction de la position angulaire. . . . . 16
1.9 Schéma reprenant les grandeurs caractéristiques du système bielle-manivelle pour un moteur à combustion interne. [5] . . . . . 17
1.10 Pression mesurée en motoring. . . . . 19
1.11 Pression mesurée et pression simulée en motoring. . . . . 19

2.1 Systèmes d'admission et d'échappement. (1) Flexible amenant l'air comprimé ; (2) vanne de l'admission ; (3) résistance chauffante pour l'air et le $CO_2$ ; (4) mélangeur de gaz ; (5) conduite de combustible ; (6) soupape de sécurité ; (7) clapets anti-retour ; (8) soufflet ; (9) collecteur d'admission ; (10) collecteur d'échappement ; (11) vanne de l'échappement. . . . . 23
2.2 Schéma d'un organe déprimogène. [6] . . . . . 24

2.3 Système de refroidissement. Les flèches non-numérotées indiquent la direction de circulation du liquide de refroidissement et sa température (du plus froid au plus chaud : bleu, orange, rouge). (1) Thermostat ; (2) échangeur à plaques ; (3) vanne 3-voies ; (4) vase d'expansion ; (5) résistance chauffante ; (6) sonde de température. 27
2.4 (1) Générateur électrique ; (2) cardan et sa protection ; (3) bonbonne de méthane ; (4) régulateurs de débit massique (MFC) ; (5) conduite permettant l'extraction des gaz d'échappement. . . . . 29
2.5 Capteurs haute fréquence. (1) Capteurs de pression PSG ; (2) codeur angulaire ; (3) couplemètre. . . . . 30
2.6 Différentes parties du capteur de pression PSG. [7] . . . . . 30
2.7 (a) Positionnement d'un des 4 capteurs PSG dans la culasse à la place de l'ancien injecteur. (b) Vue en coupe du capteur PSG placé dans la culasse à l'aide de la pièce adaptatrice. [8] . . . . . 31
2.8 Interactions entre les différents composants. [9] . . . . . 34
2.9 Flux de données et interactions entre les différents composants. [10] . . . . . 35
2.10 Photo du CompactRIO (à l'extrémité gauche) et des 8 modules installés sur le châssis. 35
2.11 Création d'occurrences à l'aide du codeur angulaire pour le cadencement des mesures de pressions. Les parallélogrammes correspondent aux signaux et aux variables, les rectangles aux opérations et, finalement, les losanges aux vérifications de conditions indiquant le chemin à suivre. [11] . . . . . 37
2.12 Représentation de l'enregistrement des pressions pour les cylindres 1 et 3. Les cycles mémorisés par le FPGA sont représentés en gris clair et gris foncé. Les 5 cycles consécutifs conservés lors du traitement par le RT sont ceux en gris foncé. . 38
2.13 Enregistrement des pressions dans les deux mémoires FIFO. Pour le cylindre x, le "compteur xy" correspond au compteur des occurrences "CAD" si $y = 1$ et au compteur des occurrences "PMH" si $y = 2$. Les parallélogrammes correspondent aux acquisitions de pression, les cercles aux écritures dans les FIFO, les rectangles aux opérations et, finalement, les losanges aux vérifications de conditions indiquant le chemin à suivre. [12] . . . . . 39

3.1 Pression mesurée dans le cylindre après le pegging et pression moyenne mesurée dans le collecteur d'admission. La pression dans le cylindre est bien constante entre -180 et -160 CAD. . . . . 44
3.2 Signaux bruts des pressions, pression moyenne sur 50 cycles et pressions filtrées avec une fenêtre de Hamming. . . . . 46
3.3 Dérivées de la pression brute d'un cycle, de la pression moyenne sur 50 cycles et de la pression filtrée. . . . . 46
3.4 Influence de IVC sur le profil de température. . . . . 48
3.5 Influence de IVC sur la chaleur dégagée par la combustion. . . . . 48
3.6 Influence de $\alpha_{ech}$ sur la chaleur dégagée par la combustion. . . . . 48

3.7 Influence du taux de compression sur la chaleur dégagée par la combustion. . . . . 49
3.8 Influence de l'offset du PMH sur la chaleur dégagée par la combustion. . . . . 49
3.9 Influence de l'offset du PMH sur le rendement de combustion. . . . . 49
3.10 Energie contenue dans le fuel en fonction de la richesse et de la pression d'admission. 51
3.11 Rendement de combustion en fonction de la richesse et de la pression d'admission. 52
3.12 CA50 en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 53
3.13 Durée de combustion en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . 53
3.14 Taux de dégagement de chaleur durant la combustion en fonction de la richesse. . . 53
3.15 Chaleur dégagée par la combustion, normalisée par sa valeur maximale, en fonction de la richesse. . . . . 53
3.16 Profil de température en fonction de la richesse. . . . . 54
3.17 Chaleur dégagée par la combustion et pertes pariétales en fonction de la richesse. . 54
3.18 Coefficient des pertes pariétales en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 55
3.19 Coefficient des pertes à l'échappement en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 55
3.20 Rendement thermodynamique interne expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 55
3.21 Rendement thermodynamique interne théorique en fonction de la richesse et de la température d'admission. [2] . . . . . 55
3.22 $IMEP_g$ expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . 56
3.23 $IMEP_g$ théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2] . . . 56
3.24 PMEP expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 57
3.25 PMEP théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2] . . . . 57
3.26 $IMEP_n$ expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . 57
3.27 $IMEP_n$ théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2] . . . 57
3.28 Rendement indiqué expérimental en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 58
3.29 Rendement indiqué théorique en fonction de la richesse et de la pression d'admission. [2] . . . . . 58
3.30 Estimation du $IMEP_n$ en considérant le PMEP du modèle mathématique. . . . . 58
3.31 Estimation du rendement indiqué en considérant le PMEP du modèle mathématique. 58
3.32 BMEP en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 59
3.33 Rendement effectif en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 59
3.34 FMEP en fonction de la richesse et de la pression d'admission. . . . . 59
3.35 Influence de la température du liquide de refroidissement sur le rendement de combustion. . . . . 61
3.36 Influence de la température du liquide de refroidissement sur le rendement effectif. 61
3.37 FuelMEP en fonction de la contre-pression à l'échappement. . . . . 61

3.38 BMEP et l'opposé du PMEP en fonction de la contre-pression à l'échappement. . . 61
3.39 Différences entre les courbes de pression de chaque cylindre. . . . . 62
3.40 Température à l'échappement pour chaque cylindre sous différentes conditions. . . 63
3.41 $IMEP_g$ pour chaque cylindre sous différentes conditions. . . . . 63
3.42 Parcours de la charge vers les différents cylindres (flèches rouges), arrivée du liquide de refroidissement dans le moteur après avoir été refroidi à l'échangeur (flèche bleue) et numérotation des cylindres (en vert). . . . . 64
3.43 Pression maximale observée dans les cylindres. . . . . 65
3.44 Moyenne des pressions maximales observées dans les cylindres durant les 50 derniers cycles. . . . . 65
3.45 MPRR observé dans les cylindres. . . . . 65
3.46 $IMEP_g$ lors des 4 points de fonctionnement consécutifs. . . . . 67
3.47 BMEP lors des 4 points de fonctionnement consécutifs. . . . . 67
3.48 Décalage de certaines courbes de pression suite au dysfonctionnement du codeur angulaire. . . . . 68

# ANNEXE A

## BANC D'ESSAI

# A.1 Fiche technique du moteur

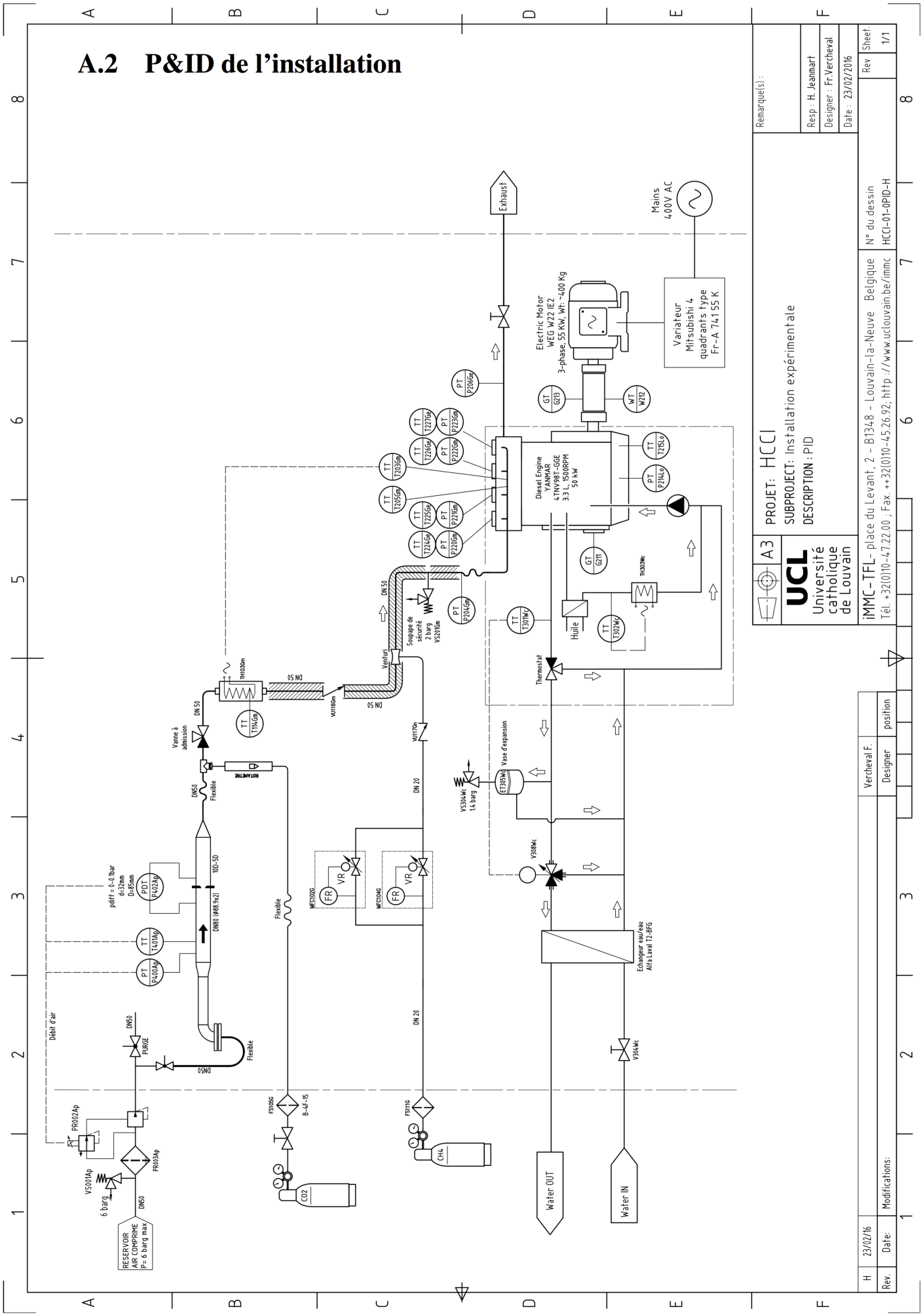



4TNV98T

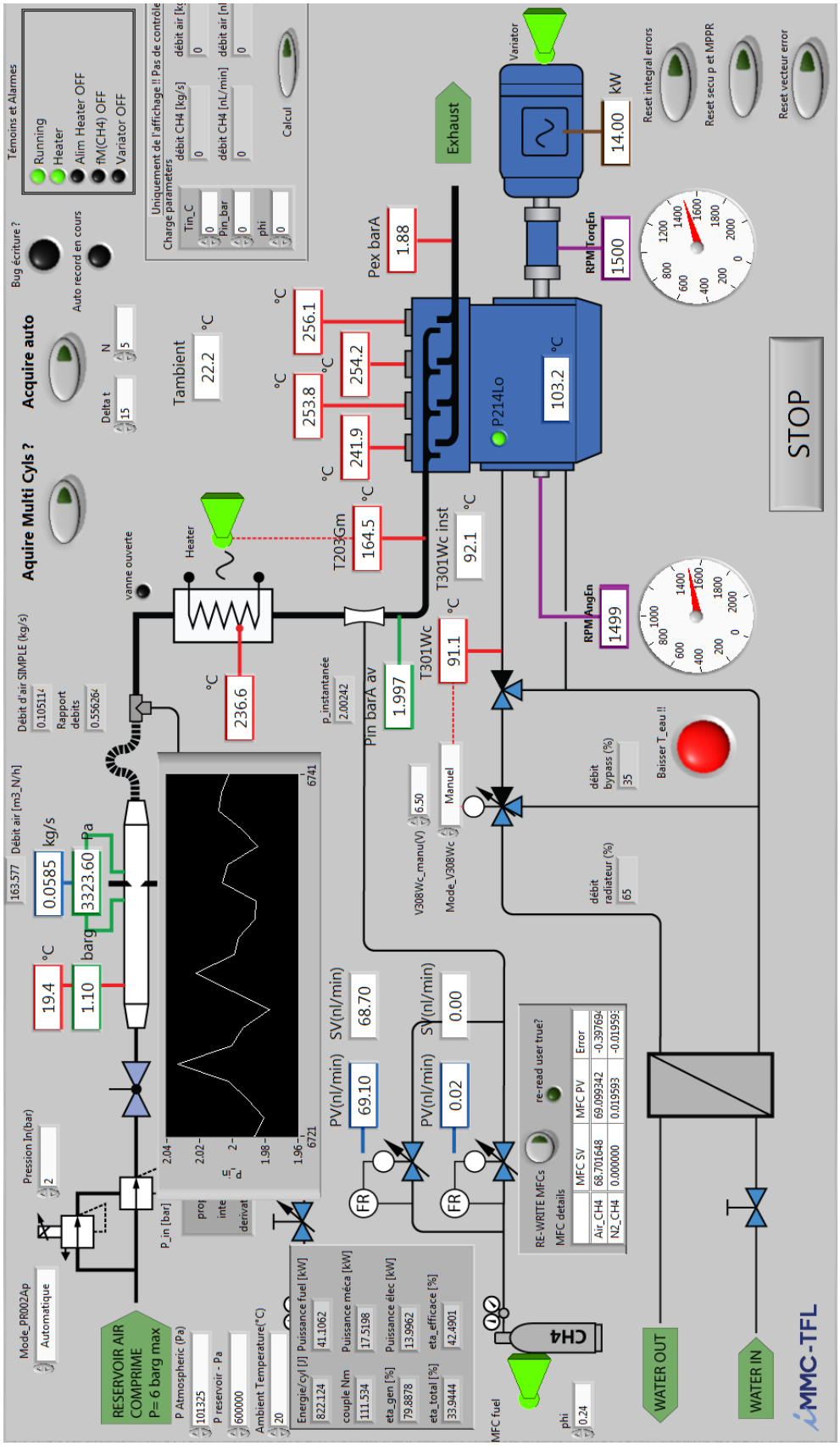
**Engine Technical Data** Revision: 0

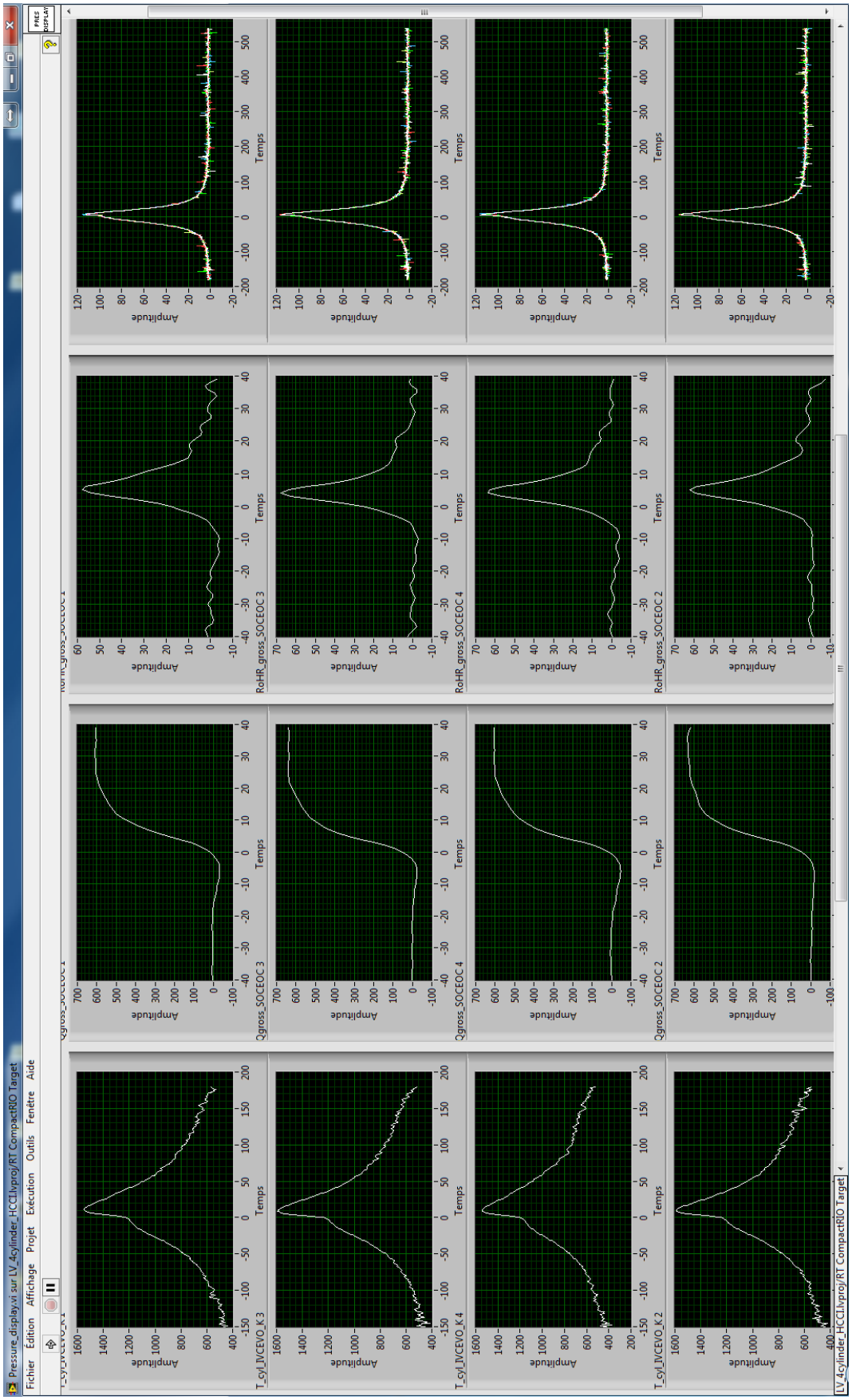
| | Unit | 4TNV98T-GGE |
|---|---|---|
| **General Data** | | |
| Number of Cylinders | - | 4 |
| Engine Type | - | Inline, Water-Cooled, 4 Stroke Diesel |
| Bore x Stroke | mm x mm | 98 x 110 |
| Total Displacement | cc | 3.318 |
| Combustion type | - | Direct Injection |
| Aspiration | - | Turbocharged Aspiration |
| Valves per Cylinder | - | 4 |
| Compression ratio | - | 18.1 |
| Firing Order | - | 1-3-4-2 |
| **Performance Data** | | |
| Net Intermittent Power | HP [kW] / rpm] | 67.2 [50.09]/1800, 55.5 [41.42]/1500 |
| Net Continuous Power | HP [kW] / rpm] | 60.8 [45.3]/1800, 50.5 [37.69]/1500 |
| Net Max Torque | ft-lb [Nm]/rpm | - |
| Low Idle Speed | rpm | 1500+/-25 |
| High Idle Speed | rpm | 1900+/-25 |
| **Physical Data** | | |
| Direction of rotation | - | Counter Clockwise (view from flywheel) |
| Length - Inches | Inches [mm] | 31.06 [789] |
| Width - Inches | Inches [mm] | 21.85 [555] |
| Height - Inches | Inches [mm] | 32.95 [837] |
| Dry Weight | lbs [kg] | 606 [275] |
| **PTO System** | | |
| Flywheel | - | SAE #3 |
| Flywheel Housing | - | SAE #3 ( 125 mm Depth ) |
| Gear Case | - | without SAE Hydraulic Pump Flange |
| **Lubrication System** | | |
| Inclination, Continuous | degrees | 30 |
| Inclination, 3 minutes Max. | degrees | 35 |
| Lubrication Oil Filter Type | - | Paper Element |
| Oil Capacity, Effective | Liters | 4.5 |
| Total System Capacity | Liters | 10.5 |
| Oil Change Interval, Hours | hr | 250 (50, initial) |
| Recommended Oil Type | API | CD, CE, CF or higher grade |
| **Cooling System** | | |
| Fan Type | - | Pusher |
| Fan Diameter | Inches [mm] | 16.9 [430] |
| Number of Blades | - | 6 |
| Fan Pulley Diameter | Inches [mm] | 4.3 [110] |
| Crank Pulley Diameter | Inches [mm] | 5.1 [130] |
| **Fuel System** | | |
| Fuel Filter Type | - | Paper Element |
| Fuel Injection Pump Type | - | Distributor Type |
| Water Separator (Standard) | - | Mesh size: 100-mesh/inch, water reservoir 150 cc |
| **Electrical System** | | |
| System Voltage | Volts | 12 V |
| Electric Stop Device | - | Stop Solenoid |
| Alternator | - | 12V-40A |
| Starting Aid Device | - | Air Heater, 12V 400W |
| Standard pre-heat time | Seconds | 15 |
| Starting Motor Type | - | Reduction |
| Starting Motor Power | kW | 2.3 |

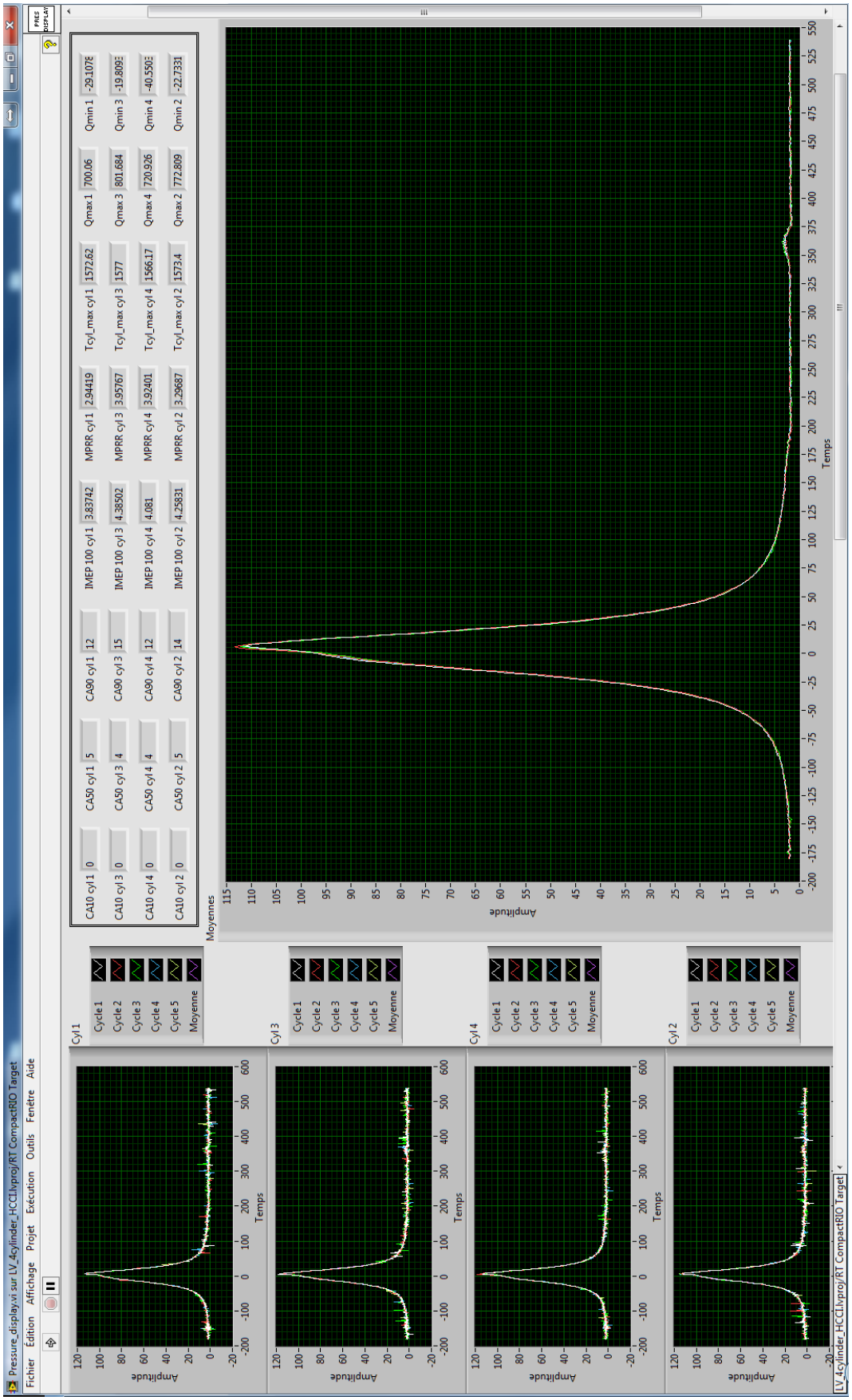
# A.2 P&ID de l'installation



## A.3 Interface du système d'acquisition de données et de contrôle




Pressure_display.vi sur LV_4cylinder_HCCI.lvproj/RT CompactRIO Target
Fichier Édition Affichage Projet Exécution Outils Fenêtre Aide
Amplitude
Temps
T_cyl_IVCEVO_K 3
T_cyl_IVCEVO_K 4
T_cyl_IVCEVO_K 2
Qgross_SOCEOC 3
Qgross_SOCEOC 4
Qgross_SOCEOC 2
RoHR_gross_SOCEOC 3
RoHR_gross_SOCEOC 4
RoHR_gross_SOCEOC 2
LV_4cylinder_HCCI.lvproj/RT CompactRIO Target


Pressure_display.vi sur LV_4cylinder_HCCI.lvproj/RT CompactRIO Target
Fichier Édition Affichage Projet Exécution Outils Fenêtre Aide
CA10 cyl1 0
CA50 cyl1 5
CA90 cyl1 12
IMEP 100 cyl1 3.83742
MPRR cyl1 2.94419
Tcyl_max cyl1 1572.62
Qmax 1 700.06
Qmin 1 -29.1078
CA10 cyl3 0
CA50 cyl3 4
CA90 cyl3 15
IMEP 100 cyl3 4.38502
MPRR cyl3 3.95767
Tcyl_max cyl3 1577
Qmax 3 801.684
Qmin 3 -19.8093
CA10 cyl4 0
CA50 cyl4 4
CA90 cyl4 12
IMEP 100 cyl4 4.081
MPRR cyl4 3.92401
Tcyl_max cyl4 1566.17
Qmax 4 720.926
Qmin 4 -40.5503
CA10 cyl2 0
CA50 cyl2 5
CA90 cyl2 14
IMEP 100 cyl2 4.25831
MPRR cyl2 3.29687
Tcyl_max cyl2 1573.4
Qmax 2 772.809
Qmin 2 -22.7331
Moyennes
Amplitude
Temps
Cyl 1
Cyl 3
Cyl 4
Cyl 2
Cycle 1
Cycle 2
Cycle 3
Cycle 4
Cycle 5
Moyenne
LV_4cylinder_HCCI.lvproj/RT CompactRIO Target

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve **www.uclouvain.be/epl**

