

Analyse expérimentale d'un moteur HCCI turbocompressé avec recirculation des gaz d'échappement

Mémoire présenté par
Martin GOLARD , Mathieu ROSAR

en vue de l'obtention du grade de Master
Ingénieur civil mécanicien

Promoteur
Hervé JEANMART

Lecteurs
Tony ARTS, Maxime POCHET

Année académique 2016-2017

*“ I tried so hard, and got so far,
But in the end, it doesn't even matter ”*

Linkin Park

Résumé

A l'heure actuelle, la recherche en matière de moteurs à combustion interne se concentre sur la baisse de consommation ainsi que sur la réduction des émissions de gaz polluants. C'est dans cette optique que la technologie HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) a vu le jour. Elle combine les avantages des deux principales technologies de moteurs existantes, à savoir les moteurs à essence et les moteurs Diesel. D'une part, comme dans les moteurs à essence, la charge est mélangée de manière homogène à l'air avant l'admission ce qui permet de réduire la production d'oxydes d'azote (NO_x). D'autre part, la charge est comprimée afin d'atteindre son point d'auto-allumage, comme dans les moteurs Diesel. Ce mode d'allumage permet l'emploi de taux de compression élevés nécessaires à l'obtention de hauts rendements.

Ce travail s'inscrit dans la suite d'autres thèses et mémoires réalisés sur la technologie HCCI. Ces derniers se concentraient sur l'étude d'un moteur HCCI fonctionnant au méthane. Des recherches sur l'impact de la suralimentation ainsi que l'utilisation d'un système de recirculation des gaz d'échappement (ou EGR) sont entreprises afin d'améliorer les performances de ces moteurs.

La première partie de ce travail reprend l'ensemble des concepts théoriques nécessaires à la compréhension de la technologie HCCI. Ensuite, les notions relatives à la suralimentation et au système d'EGR sont abordées.

Dans la seconde, la suralimentation au moyen d'un turbocompresseur est analysée afin de vérifier les résultats théoriques. Pour ce faire, un banc d'essai précédemment mis en place a été modifié en vue d'y adjoindre un turbocompresseur. De plus, le système recirculation des gaz d'échappement a aussi été étudié et implémenté. Enfin, un changement de carburant est envisagé afin de passer du méthane pur au gaz naturel.

Pour terminer, dans la troisième partie, l'analyse expérimentale des performances du moteurs est discutée selon différents paramètres de fonctionnement. Ensuite, l'impact de la modification du carburant est mis en évidence. Une analyse succincte de la recirculation des gaz d'échappement clôture ce chapitre.

Remerciements

En premier lieu, nous remercions notre promoteur, le Professeur Hervé Jeanmart pour nous avoir supervisé tout au long de ce travail et plus particulièrement pour la disponibilité dont il a fait preuve durant la période où nous avons effectué les essais.

Nous remercions Maxime Pochet d'une part pour l'aide qu'il nous a apporté et le temps qu'il nous a consacré. D'autre part, nous le remercions pour sa participation en tant que lecteur.

Nous souhaitons remercier le Professeur Tony Arts d'avoir accepté la tâche de lecteur de ce mémoire.

Nous tenons aussi à remercier Lily, Franck, François, Julien et Axel, les techniciens du laboratoire pour la mise en place du banc d'essai, pour leurs conseils précieux et pour leur aide lors des nombreuses difficultés qui ont jalonné ce travail, mais surtout pour leur disponibilité tout au long de l'année.

Nous adressons également nos remerciements à Grégoire et Pascal, de la société Atelier François, pour avoir mis à notre disposition leur compresseur et pour avoir adapté leur emploi du temps pour nous.

Enfin, nous remercions nos familles respectives, nos proches et nos amis pour nous avoir soutenu et encouragé tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Table des matières

1	Concepts théoriques	3
1.1	Les technologies de moteurs	3
1.1.1	Moteur à essence	3
1.1.2	Moteur Diesel	4
1.1.3	Moteur HCCI	4
1.2	La combustion HCCI : Auto-inflammation	4
1.2.1	Avantages	7
1.2.2	Inconvénients	8
1.3	Rendements et pression moyennes indiquées	9
1.4	La suralimentation	11
1.4.1	Intérêt	11
1.4.2	Le turbocompresseur	12
1.5	Recirculation des gaz d'échappements	20
1.5.1	EGR interne ou externe	20
1.5.2	Impact de l'EGR sur la combustion HCCI	20
1.6	Calcul du dégagement de chaleur	22
1.6.1	Paramètres géométriques	23
1.6.2	Coefficient adiabatique	25
1.6.3	Pertes pariétales	25
1.6.4	Profil de température	26
2	Modifications du banc d'essai	27
2.1	Caractéristiques techniques du moteur	27
2.2	Description du banc d'essai	28
2.2.1	Système d'admission	28
2.2.2	Système d'échappement	31
2.2.3	Système de refroidissement	32
2.2.4	Générateur électrique et cardan	33
2.3	Correction du débit de carburant	33
2.4	Modification du carburant	36
2.4.1	Choix du carburant	36
2.4.2	Détermination de la composition	36
2.4.3	Équation de combustion	38
2.4.4	Impacts sur la combustion et les performances du moteur	39
2.5	Choix du turbocompresseur et dimensionnement du système EGR	41
2.5.1	Turbocompresseur	41
2.5.2	Système EGR	45
2.5.3	Mise en place et ajout de capteurs	46

3	Résultats expérimentaux	49
3.1	Acquisition des données	49
3.1.1	Filtrage des données de pression	49
3.2	Calibration	50
3.2.1	Le taux de compression	50
3.2.2	Décalage du point mort haut	50
3.3	Plan des expériences	51
3.4	Performances globales du banc d'essai	52
3.4.1	Recherche optimum VGT	52
3.4.2	Démarrage de l'installation	52
3.4.3	Fonctionnement à diverses positions VGT	53
3.4.4	Rendements turbine/compresseur	63
3.5	Impact de l'hydrogène	64
3.5.1	Tests à T_a constant	64
3.5.2	Tests à CA50 constant	68
3.6	EGR	70
3.7	Variabilité des résultats	73
3.7.1	Incertitude sur les rendements	73
3.7.2	Différence entre les cylindres	73
A	Banc d'essai	79
A.1	Fiche technique moteur	80
A.2	Schéma technique de l'installation :P&ID	81
A.3	Interface graphique : Labview®	82
A.4	Modélisation 3D de l'installation	83
A.5	Accouplement codeur angulaire	84
A.6	Procédure de démarrage et d'arrêt du banc d'essai	84

Liste des abréviations

HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	Charge Homogène et allumage spontané
SI	Spark Ignition	Allumage commandé
CI	Compression Ignition	Allumage spontané
PMH	Top Dead Center	Point Mort Haut
PMB	Bottom Dead Center	Point Mort Bas
CAD	Crank Angle Degree	Degré d'angle de vilebrequin
RON	Research Octane Number	Indice Octane de recherche
NO_x	Nitrogen Oxydes	Oxydes d'azote
EGR	Exhaust Gas Recirculation	Recirculation des gaz d'échappement
MPRR	Maximum Pressure Rise Rate	Taux de montée en pression maximum
RoHR	Rate of Heat Release	Taux de dégagement de chaleur
PCP	Peak Cylinder Pressure	Pression maximale dans le cylindre
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition	Réactivité contrôlée et allumage spontané
HC	Hydrocarbons	Hydrocarbures
MEP	Mean Effective Pressure	Pression moyenne effective
FuelMEP	Fuel Mean Effective Pressure	Pression moyenne de combustible
QMEP	Heat Mean Effective Pressure	Pression moyenne de la chaleur dégagée
CLMEP	Chemical Losses Mean Effective Pressure	Pression moyenne des pertes chimiques
$IMEP_g$	Gross Indicated Mean Effective Pressure	Pression moyenne indiquée brute
$IMEP_n$	Net Indicated Mean Effective Pressure	Pression moyenne indiquée nette
PMEP	Pumping Mean Effective Pressure	Pression moyenne de pompage
HTMEP	Heat Transfer Mean Effective Pressure	Pression moyenne des pertes pariétales
EXMEP	Exhaust Mean Effective Pressure	Pression moyenne des pertes à l'échappement
FMEP	Friction Mean Effective Pressure	Pression moyenne des pertes par friction
BMEP	Brake Mean Effective Pressure	Pression moyenne de frein
VGTT	Variable Geometry Turbine	Turbine à géométrie variable
HR	Heat Release	Dégagement de chaleur
IVO	Inlet Valve Opening	Ouverture de la soupape d'admission
IVC	Inlet Valve Closing	Fermeture de la soupape d'admission
EVO	Exhaust Valve Opening	Ouverture de la soupape d'échappement
EVC	Exhaust Valve Closing	Fermeture de la soupape d'échappement
MFC	Mass Flow Controller	Régulateur de débit massique
ATDC	After Top Dead Center	Après le point mort haut

Introduction

A l'heure actuelle, la recherche en matière de moteurs à combustion interne se concentre sur la baisse de consommation ainsi que sur la réduction des émissions de gaz polluants. C'est dans cette optique que la technologie HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) a vu le jour. Elle combine les avantages des deux principales technologies de moteurs existantes, à savoir les moteurs à essence et les moteurs Diesel. D'une part, comme dans les moteurs à essence, la charge est mélangée de manière homogène à l'air avant l'admission ce qui permet de réduire la production d'oxydes d'azote (NO_x). D'autre part, la charge est comprimée afin d'atteindre son point d'auto-allumage, comme dans les moteurs Diesel. Ce mode d'allumage permet l'emploi de taux de compression élevés nécessaires à l'obtention de hauts rendements.

En contrepartie, le timing de combustion n'est plus contrôlé de la même manière que dans les deux types de moteurs précédents. La technologie HCCI ne se base pas sur un système de bougies ou d'injecteurs mais uniquement sur l'auto-allumage de la charge. Ce dernier n'a lieu que dans certaines conditions particulières qui ne sont assurées que sur base des conditions d'admission. En effet, lors de la compression, la température atteindra la valeur désirée à l'instant souhaité moyennant un contrôle de l'ensemble des paramètres d'entrée. Le phénomène d'auto-inflammation est par définition très difficile à contrôler et violent. De plus, la rapidité avec laquelle l'énergie contenue dans le cylindre est libérée implique l'utilisation de charge à faibles richesses afin de ne pas altérer les composants du moteur. La plage de fonctionnement de ce type de moteur est donc intrinsèquement limitée par ce mode de combustion. Afin de l'élargir, deux pistes ont été étudiées : la suralimentation et la recirculation des gaz d'échappement aussi appelée EGR (*Exhaust Gas Recirculation*). Ce mémoire s'inscrit dans la lignée de différents travaux concernant le sujet qui sont évoqués ci-après.

La thèse de Badhuri [1] intitulée "Experimental studies on HCCI combustion of Biomass Syngas towards Tar Tolerant operation" constitue le point de départ de la réflexion. Celle-ci analyse les avantages d'un moteur HCCI alimenté avec des gaz dont le principal composé est le méthane, issu de biomasse. La mise en place d'un banc d'essai et les expériences réalisées sur celui-ci y sont détaillées. De plus, la recirculation des gaz d'échappement est également traitée.

Le mémoire de Rouanet A. [2] intitulé "Turbocharging and Exhaust Gas Recirculation on a stationary natural gas HCCI engine : theoretical analysis" a ensuite investigué la piste de la suralimentation sur base de simulations numériques. La recirculation des gaz d'échappement est aussi envisagée dans le cadre de ce travail.

Par la suite, Boveroux & Gramme [3] ont mis en place un banc d'essai comprenant un moteur 4 cylindres et son système d'acquisition de données dans leur mémoire intitulé "Développement expérimental d'un moteur HCCI au gaz naturel". Des premiers résultats concernant l'application

de la suralimentation à la technologie HCCI ont été obtenus. Cette suralimentation s'effectuait au moyen d'un compresseur externe à l'installation et non au moyen d'un turbocompresseur.

Le but de ce travail est de joindre l'ensemble des résultats et expériences accumulés dans ces précédentes analyses afin de suralimenter le moteur à l'aide d'un turbocompresseur, mais aussi de mettre en place un système de recirculation des gaz d'échappement.

Ce travail s'est articulé autour de deux grandes étapes. La première concerne le choix du turbocompresseur et du système EGR ainsi que leur implémentation sur le banc d'essai précédemment établi. La deuxième porte sur l'analyse expérimentale des performances du moteur après modifications.

Le premier chapitre de ce travail rassemble les concepts théoriques nécessaires à la compréhension du fonctionnement d'un moteur HCCI. D'autres concepts comme la suralimentation et la recirculation des gaz d'échappement sont également décrits afin de comprendre leur principe et leurs intérêts. Enfin, la méthode de calcul menant au dégagement de chaleur sera détaillée.

Le second chapitre se concentre sur la description des systèmes composant le banc d'essai et sur l'explication des modifications apportées afin d'installer un turbocompresseur et un système EGR. Le changement de mode de suralimentation rend l'utilisation du méthane pur inappropriée car elle entraîne des difficultés au démarrage. Le remplacement du carburant par du gaz naturel est alors étudié pour pallier à ce problème. De plus, ce carburant est une ressource plus facile d'accès car il est disponible via le réseau de distribution de gaz. Finalement, le choix du turbocompresseur ainsi que le dimensionnement du système de recirculation des gaz sont discutés.

Le troisième chapitre commence par une analyse des performances moteurs et l'influence du turbocompresseur sur celles-ci. L'impact des différents paramètres de fonctionnement y est ensuite mis en évidence. Enfin, une analyse succincte de l'influence de la recirculation des gaz d'échappement est effectuée afin de vérifier l'évolution des performances due à son utilisation.

CHAPITRE 1

Concepts théoriques

Dans cette partie, les concepts essentiels à la compréhension de notre travail seront développés. Étant donné que celui-ci s'inscrit dans une suite de travaux déjà réalisés sur le même sujet, il est important d'avoir une vue d'ensemble de ceux-ci afin de comprendre les bases de notre réflexion. Celle-ci consiste principalement à explorer les pistes proposées par Arnaud Rouanet et vérifier expérimentalement les résultats existants.

1.1 Les technologies de moteurs

Dans un contexte global de normes d'émissions polluantes de plus en plus strictes, des recherches sont effectuées dans le domaine des moteurs à combustion interne afin d'augmenter l'efficacité de ceux-ci. A l'heure actuelle, les deux principales technologies sont : les moteurs à allumage commandé ou moteurs essence (*Spark Ignition engine*, SI) et les moteurs à allumage spontané ou moteurs Diesel (*Compression Ignition engine*, CI). Ces deux systèmes comportent leurs avantages et inconvénients en terme de rendement, de pollution, etc. La technologie HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) combine les avantages respectifs de ces deux types de moteurs. Afin de mieux comprendre la relation entre le HCCI, le moteur à essence et le moteur Diesel, le principe de fonctionnement de chacun de ceux-ci sera expliqué dans les sections suivantes.

1.1.1 Moteur à essence

Dans ce type de moteurs, le carburant est mélangé à l'air avant admission dans des conditions de richesse proches 1. La richesse est définie comme le rapport entre le ratio de carburant et d'air mis en oeuvre et celui qui mènerait à une combustion stoechiométrique :

$$\phi = \frac{\frac{m_c}{m_a}}{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{st}} \quad (1.1)$$

Après admission dans le cylindre, la charge est comprimée par la montée du piston et une bougie crée une étincelle pour déclencher la combustion, quelques CAD (*Crank Angle Degree*) avant le point mort haut. La flamme se propage alors dans le cylindre lorsque le piston effectue sa redescente.

Durant la compression de la charge, il se pourrait que les conditions d'auto-allumage soient atteintes et donc que le mélange s'enflamme en plusieurs endroits simultanément dans le cylindre. Ce phénomène induit la rencontre de plusieurs fronts de flamme, qui engendrent des chocs menant à des pics de pressions destructeurs pour le moteur, aussi appelé cliquetis. Afin d'éviter ce type de problèmes, les moteurs SI utilisent de faibles rapports de compression et des combustibles dont l'auto-inflammation est difficile. Cette propriété des combustibles est caractérisée par l'indice RON (*Research Octane Number*), une échelle établie expérimentalement dont la référence est l'iso-octane.

1.1.2 Moteur Diesel

Les moteurs Diesel reposent sur les conditions d'auto-allumage de la charge pour déclencher la combustion. Les richesses employées sont de l'ordre de 0.6. Afin d'atteindre les conditions requises pour la combustion, l'air est comprimé de manière à atteindre des pression et de température élevées. Le combustible est ensuite introduit dans le cylindre à l'aide d'injecteur pour y déclencher la combustion. Le combustible utilisé est choisi spécifiquement pour être propice à l'auto-ignition et possède donc un indice d'octane faible. Le mélange ainsi créé par l'injection s'enflamme dans un délai de l'ordre de 1-2 [ms] et il permet le dégagement d'énergie entraînant le déplacement du piston. Comme l'allumage de la charge est régi par l'utilisation d'injecteurs, ce type de technologie rend possible l'utilisation de taux de compression importants puisque la combustion doit être initiée par auto-inflammation. Ces taux de compression élevés permettent d'atteindre des rendements plus élevés pour les moteurs Diesel que dans le cas du moteur essence. L'inconvénient majeur des moteurs CI est la production de nombreux éléments polluants tels que les NO_x (*Nitrogen Oxydes*, oxydes d'azote), les suies et les imbrûlés. La production en grandes quantités de ces éléments découle de la température de combustion très élevée dans le cylindre, mais aussi du fait que le mélange de carburant dans le cylindre n'est pas homogène.

1.1.3 Moteur HCCI

Le moteur HCCI combine les deux technologies mentionnées dans les sections précédentes afin d'en reprendre les avantages respectifs. En effet, tout comme le moteur essence, le mélange d'air et de combustible se fait avant le collecteur d'admission, ce qui permet d'obtenir un mélange homogène. Ensuite, comme dans le cas des moteurs diesel, la propriété d'auto-inflammation du carburant est utilisée pour déclencher l'allumage de la charge. De cette manière, le moteur HCCI permet l'utilisation de large taux de compression et la diminution des émissions polluantes, en particulier des oxydes d'azote.

1.2 La combustion HCCI : Auto-inflammation

La complexité du HCCI réside dans le contrôle de la combustion. En effet, aucun dispositif ne permet d'assurer le déclenchement de la combustion comme pour les technologies CI et SI. Pour les moteurs HCCI, seule la cinétique chimique influence le début de la combustion. Il faut donc composer avec la propriété d'auto-inflammation du mélange qui dépend de plusieurs facteurs tels que la température, la pression, la charge dans le cylindre, la nature du combustible ainsi que la fraction des gaz d'échappement qu'il pourrait contenir (EGR *Exhaust Gas Recirculation*). Étant donné que les conditions de pression, de température (sauf aux parois) et de richesse sont homogènes dans l'ensemble du cylindre, l'entière de la charge s'enflamme presque instantanément. Cette durée de combustion très courte engendre par conséquent des montées en pression importantes. De faibles richesses sont généralement utilisées pour limiter le taux de montée en pression maximum (*Maximum Pressure Rise Rate* ou MPRR), afin d'éviter des contraintes mécaniques importantes liées à une montée en pression trop brusque.

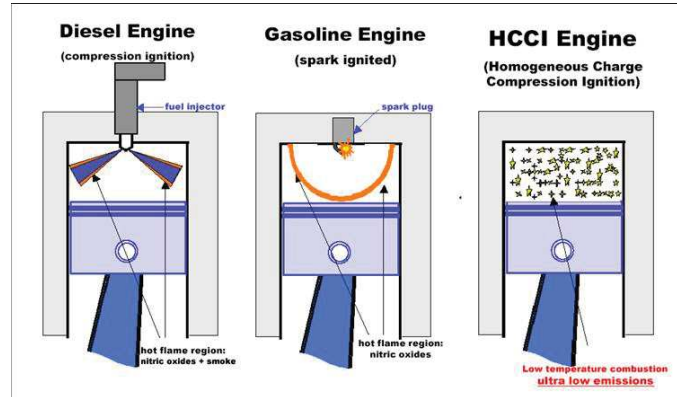
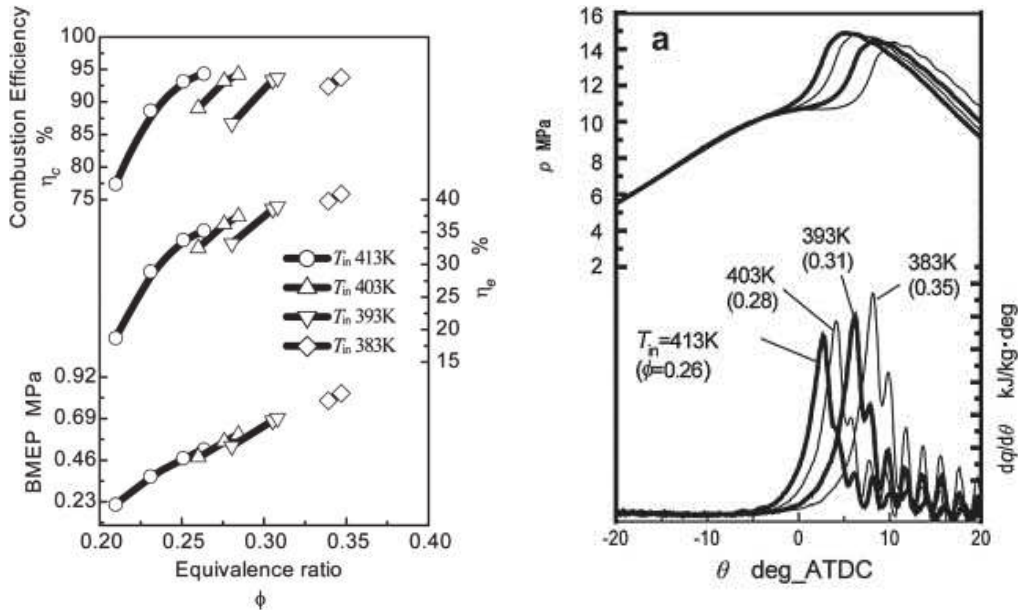


FIGURE 1.1 – Comparaison combustion HCCI-Diesel-Essence [4]

Le facteur déterminant dans le contrôle de l'auto-allumage de la charge est la température. Chaque type de carburant possède une température d'auto-allumage qui lui est propre. Celle-ci n'est pas une valeur exacte, la combustion spontanée de la charge se produira lorsque cette température sera atteinte ou dépassée de manière prolongée. Cette propriété est liée aux différents paramètres d'admission (pression, richesse, etc.), mais ceux-ci ont un impact limité. Dans le cas étudié d'un taux de compression de 18, une température d'admission de 380 K est requise pour l'auto-inflammation du gaz naturel. En comparaison, une température de 400 K à l'admission est nécessaire pour du méthane pur avec un taux de compression identique [5].

Le caractère prédominant de la température est vérifié par l'article publié en 1998 par Amneus et al. "Homogeneous Charge Compression Ignition Engine : Experiments and Detailed Kinematic Calculations" [6]. Dans cette analyse, les auteurs étudient l'auto-allumage dans un moteur HCCI fonctionnant au gaz naturel en faisant varier la richesse, la température et la pression à l'admission. Chaque incrément de l'un de ces trois paramètres avait pour conséquence d'avancer l'auto-allumage. À l'inverse, diminuer ces mêmes paramètres provoquait un retard de celui-ci. Cependant, la température d'admission jouait le rôle le plus important dans le timing d'auto-allumage, un accroissement de 5 K (0.6%) entraînait une avance à l'auto-allumage d'un CAD. Pour obtenir une variation similaire avec les autres paramètres, il fallait soit une augmentation de pression de 11%, soit une augmentation de richesse de 10%. Cela montre bien que les effets de la température sont d'un ordre de grandeur supérieur. L'impact de la richesse peut être expliqué en analysant la cinétique chimique, plus précisément la vitesse de réaction, qui dépend de la concentration du combustible : un mélange plus riche s'auto-allumera plus promptement (i.e. à plus basses températures) qu'un mélange plus pauvre.

Un second article écrit par Kobayashi et al. et parut en 2011 intitulé "Development of HCCI natural gas engines" [7] se concentre lui aussi sur l'impact de divers paramètres sur le timing d'auto-allumage de la charge ainsi que sur les rendements d'un moteur HCCI suralimenté.



(a) Impact des variations de T_{in} et de ϕ sur η_c , η_e et BMEP (b) Évolution de p et du RoHR pour différentes valeurs de T_{in} et de ϕ

FIGURE 1.2 – Analyse de l'influence de T_{in} et de ϕ sur les performances des moteurs HCCI [7]

L'analyse a montré qu'augmenter la température d'admission T_{in} ou la richesse ϕ a une influence favorable sur le rendement de combustion η_c (voir Figure 1.2(a)). Le fait d'avoir une température plus élevée au moment de la combustion provoque une oxydation plus efficace du CO en CO_2 , et réduit ainsi la quantité d'énergie non-utilisée perdue dans les gaz d'échappements. Augmenter la richesse a un effet similaire, puisqu'elle permet d'atteindre des températures plus élevées dans le cylindre grâce à un dégagement de chaleur supérieur.

Les auteurs ont mis en évidence que le rendement effectif η_e est plus élevé lorsque la richesse augmente (voir Figure 1.2(a)). Ce constat peut se justifier en observant le rapport entre les pertes par frottement et le travail utile. En augmentant la richesse, le travail utile croît ce qui diminue l'importance relative des pertes par frottements. Le rendement de combustion est lui aussi plus élevé avec une richesse croissante. De plus, il est intéressant de noter que le rendement maximal augmente en cas de diminution de la température à l'admission, ce qui s'explique par l'utilisation de richesses plus élevées. La diminution de la température dans le cylindre, réduisant ainsi les pertes pariétales, induit une hausse de rendement. Qui plus est, pour une même richesse, la densité de la charge est accrue, permettant ainsi de brûler une plus grande quantité de combustible. La pression moyenne effective (BMEP ou *Brake Mean Effective Pressure*) évolue de la même manière que le rendement effectif.

La Figure 1.2(b) dépeint les variations de pression et de RoHR (Rate of Heat Release ou taux de dégagement de chaleur) en fonction de la position angulaire pour différentes températures d'admission. Les richesses utilisées pour les différentes courbes sont celles qui maximisent le MPRR et le PCP (*Peak Cylinder Pressure* ou pression maximale dans le cylindre) dans les limites des conditions admissibles, celles-ci varient selon la température d'admission. Ce graphe illustre que réduire la température d'admission produit un auto-allumage plus tardif de la charge. Comme le gaz arrive dans le cylindre à une température plus faible, il est nécessaire de le comprimer plus fortement avant que les conditions d'auto-allumage ne soient atteintes. Ce phénomène de décalage du point d'auto-ignition permet donc un fonctionnement à richesses plus élevées en diminuant la température d'admission, puisque la combustion a lieu de plus en plus tard et ainsi en plus grande partie pendant la phase d'expansion. Pour une richesse fixée, un PCP plus faible

est donc observé à température d'admission plus faible. Enfin, l'augmentation de la richesse produit intrinsèquement un pic de RoHR plus élevé.

1.2.1 Avantages

Les moteurs de type HCCI ont pour avantage de produire de faibles émissions de NO_x car ils sont formés en présence d'oxygène et d'azote à très haute température dans les zones oxydantes. Or, la technologie HCCI est caractérisée par une combustion basse température qui va à l'encontre des conditions requises pour la production de NO_x . Une température de 2100 K est nécessaire pour produire des oxydes d'azote, comme le montre la Figure 1.3. Cette plage de température n'est pas atteinte pour les moteurs de type RCCI (*Reactivity Controlled Combustion Ignition*), similaires au HCCI. De plus, le fait d'utiliser de faibles charges prévient la production de suies, caractéristique des moteurs CI.

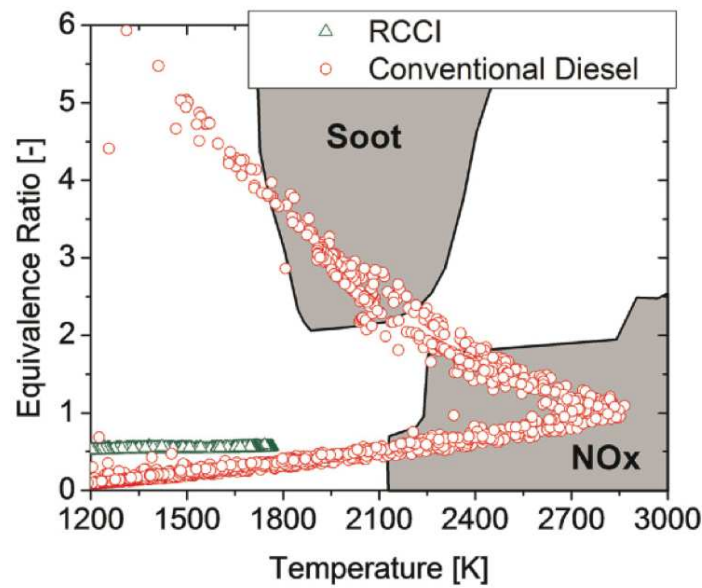


FIGURE 1.3 – Cartographie température/richeesse illustrant les zones de hautes émissions de NO_x et de suies pour les moteurs Diesel et RCCI ($\approx$ HCCI) [8]

L'utilisation de haut taux de compression est prônée puisque, comme dans les moteurs CI, l'auto-allumage de la charge est utilisé. En se référant à l'équation (1.2), il ressort que l'utilisation d'un taux de compression élevé permet d'obtenir de meilleurs rendements η . Même si le modèle est basé sur des hypothèses simplificatrices, cette tendance s'observe bien dans la réalité.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\tau^x} \quad \text{avec } x = f(\tau, \phi) \quad (1.2)$$

Finalement, les moteurs HCCI offrent la possibilité de brûler presque n'importe quel type de carburant liquide ou gazeux. Les seules conditions requises sont que les paramètres de fonctionnement soient calibrés pour atteindre les conditions d'auto-allumage de la charge, et que le carburant soit présent sous phase gazeuse dans le moteur. Pour utiliser des carburants liquides, une évaporation est donc nécessaire.

1.2.2 Inconvénients

Le premier point négatif concerne la production importante de monoxyde de carbone (CO) et d'hydrocarbures (HC) imbrûlés, dûe à de faibles rendements de combustion. Étant donné que la température de combustion est relativement peu élevée dans les moteurs HCCI (1500 - 1800 K), le mélange dans le cylindre peut avoir tendance à s'éteindre plus aisément dans les crevasses et à proximité des parois. Dans ces régions, le combustible ne parvient pas à s'oxyder complètement, menant à la production élevée d'HC et de CO. Des rendements de combustion de l'ordre de 95% sont observés en pratique, là où des moteurs CI classiques atteignent des valeurs proches de 100%. Ces éléments constituent une perte nette d'énergie gaspillée dans les gaz d'échappement, mais sont aussi des polluants nocifs pour l'être humain puisqu'ils sont cancérigènes et toxiques.

Un second élément problématique pour la technologie est le contrôle de l'initiation de la combustion. En effet, contrairement aux moteurs CI qui utilisent le timing d'injection et aux moteurs SI qui utilisent un système d'allumage par bougie, les moteurs HCCI ne possèdent aucun moyen direct de garantir que l'allumage de la charge sera effectif à un moment prédéterminé. Un système de contrôle complexe doit alors être mis en oeuvre en temps réel, afin de s'assurer que l'auto-allumage de la charge se produise au moment souhaité.

Un dernier point limitant propre aux moteurs HCCI réside dans sa plage de fonctionnement très restreinte. Plus spécifiquement, ce sont les extrémités supérieures et inférieures correspondant respectivement à de hautes et de faibles charges qui sont difficilement atteignables.

La limite à faible charge s'explique par les problèmes rencontrés pour parvenir à allumer la charge, en raison de la forte dilution de celle-ci dans le cylindre. Des ratés de combustion apparaissent, menant à une forte variabilité dans le couple mécanique fourni par le moteur d'un cycle à l'autre. Cela provient de combustions incomplètes et donc de faibles rendements.

D'autre part, la partie à forte charge est restreinte pour trois raisons, menant à une densité de puissance faible en comparaison aux moteurs CI et SI, caractéristique des moteurs HCCI. Premièrement, étant donné que toute la charge s'enflamme quasi instantanément, un accroissement de pression très prononcé a lieu, impliquant de fortes contraintes mécaniques. Afin d'éviter tout problème de résistance des différents composants du moteur, il convient de limiter le taux d'accroissement maximal de pression. Des valeurs extrêmes tolérées pour ce paramètre sont généralement comprises entre 10 bar/CAD (selon Bhaduri [1]) et 20 bar/CAD (selon Christensen et al. [9]). Deuxièmement, une limite existe aussi au niveau de la pression dans le cylindre, qui ne doit pas être plus grande que la valeur maximale fixée par la PCP. Dans le cas de la suralimentation, il est plus aisé d'atteindre cette limite en raison de plus grandes pressions à l'admission que dans le cas d'une aspiration naturelle. Troisièmement, de grandes quantités de NO_x pourraient être émises en cas de charge élevée induisant de hautes températures.

1.3 Rendements et pressions moyennes indiquées

Afin de pouvoir caractériser l'efficacité de la conversion de l'énergie depuis sa forme chimique dans le carburant jusqu'au travail mécanique obtenu, différents rendements sont définis pour chacune des étapes de conversion. Diverses grandeurs caractéristiques normalisées permettent d'évaluer les quantités d'énergie en jeu à chaque niveau de la conversion. Cette normalisation permet d'évaluer les performances d'un moteur sans tenir compte de sa taille, et rend possible la comparaison avec d'autres. Pour ce faire, les pressions moyennes ou *Mean Effective Pressures* (MEP) ont été définies. Ces termes sont appelés des pressions en raison de leur unité ; il s'agit d'un rapport entre énergie et volume qui a donc les unités d'une pression. Ces MEP sont le plus souvent exprimées en bar. Chacune des MEP et les rendements qui les lient sont détaillées à la Figure 1.4 et vont être expliquées ci-après.

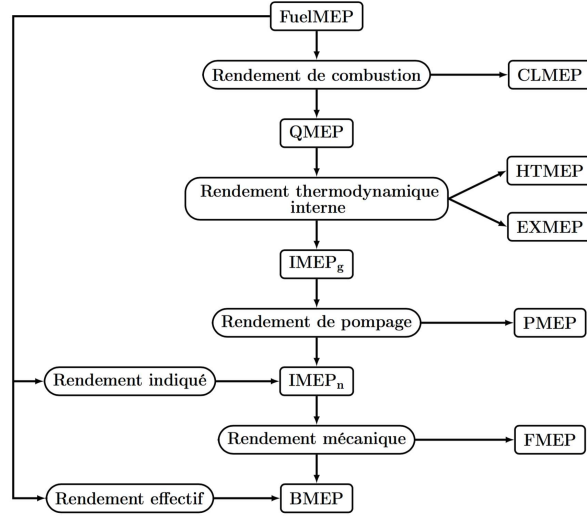


FIGURE 1.4 – Diagramme des rendements et pressions moyennes indiquées associées [3]

Les différentes quantités seront définies en progressant du haut vers le bas de la figure, décrivant ainsi les étapes de conversion de l'énergie dans un moteur. Tout d'abord, la quantité d'énergie contenue dans le carburant peut être évaluée en tenant compte de son pouvoir calorifique inférieur (PCI) et de sa masse par cycle moteur m_c . Celle-ci est ensuite normalisée par rapport à la cylindrée du moteur V_c , permettant ainsi de définir la quantité FuelMEP.

$$FuelMEP = \frac{m_c PCI}{V_c} \quad (1.3)$$

Durant la combustion, une quantité d'énergie QMEP pourra être récupérée, correspondant à l'énergie effectivement libérée par la réaction chimique. Dès lors, le rendement de combustion η_c est défini comme étant le rapport entre l'énergie du combustible et celle récupérée après combustion. QMEP étant une quantité elle aussi normalisée, le rendement de combustion peut s'écrire comme :

$$\eta_c = \frac{QMEP}{FuelMEP} \quad (1.4)$$

La fraction d'énergie du combustible qui n'a pas pu être récupérée peut alors être définie : CLMEP (*Chemical Losses MEP*). Il s'agit des composés qui n'ont pas pu être brûlés entièrement et dont la conversion en chaleur est incomplète. La quantité correspondante d'énergie perdue est appelée la perte chimique et est évacuée à l'échappement.

Ensuite, le cycle moteur est analysé au moyen du rendement thermodynamique interne. Ce dernier est défini par le rapport entre le travail produit sur le piston $IMEP_g$ (*Indicated MEP gross*) et la quantité de chaleur récupérée de la combustion $QMEP$. Une autre formulation de ce rendement fait intervenir les pertes plutôt que le travail, à savoir : les pertes aux parois du cylindre $HTMEP$ (*Heat Transfer MEP*) et les pertes à l'échappement $EXMEP$ (*Exhaust MEP*). Il est important de noter que ce rendement évalue le cycle thermodynamique sans que la phase de respiration ne soit prise en considération.

$$\eta_{ti} = \frac{IMEP_g}{QMEP} = 1 - \frac{\overbrace{HTMEP}^{\epsilon_p}}{QMEP} - \frac{\overbrace{EXMEP}^{\epsilon_E}}{QMEP} \quad (1.5)$$

Dans cette équation, ϵ_p et ϵ_E sont respectivement les coefficients de pertes pariétales et à l'échappement.

Lorsque le travail de pompage $PMEP$ est pris en compte, le travail indiqué $IMEP_n$ peut être dérivé. Il s'agit de la soustraction du travail de pompage à l' $IMEP_g$. La quantité $PMEP$ caractérise la balance entre deux phénomènes :

- D'une part, plus la pression d'admission est élevée, plus le piston est assisté dans sa descente lors de l'entrée de l'air dans le cylindre.
- D'autre part, plus la pression à l'échappement est élevée, plus la remontée du piston puise dans l'énergie motrice du vilebrequin pour expulser les gaz.

Si la pression à l'admission est plus élevée qu'à l'échappement, le travail de pompage est donc négatif et la boucle de pompage participe au travail moteur. Dans le cas contraire, le travail de pompage est positif et la boucle est néfaste au fonctionnement du moteur. Une approximation du $PMEP$ peut être développée en utilisant les pressions moyennes à l'admission p_a et à l'échappement p_e durant la boucle de pompage au moyen de l'expression suivante :

$$PMEP \approx p_e - p_a \quad (1.6)$$

Le rendement indiqué représente l'efficacité de conversion du carburant en travail net pour un cycle moteur. Il est défini comme le rapport entre les quantités $IMEP_n$ et $FuelMEP$.

L'étape suivante de la conversion concerne l'évaluation des pertes par frottements mécaniques ou $FMEP$ (*Friction MEP*). En retranchant cette quantité à l' $IMEP_n$, le travail effectif disponible est obtenu, portant le nom de $BMEP$ (*Brake MEP*). Cette dernière quantité permet d'évaluer le rendement mécanique selon la formule :

$$\eta_{mec} = \frac{BMEP}{IMEP_n} = 1 - \frac{FMEP}{IMEP_n} \quad (1.7)$$

Enfin, la conversion de l'énergie chimique du combustible jusqu'au travail mécanique effectivement récupéré est quantifiée par le rendement effectif η_e .

$$\eta_e = \frac{BMEP}{FuelMEP} \quad (1.8)$$

Les quantités développées dans cette section serviront dans les analyses des performances du banc d'essai.

1.4 La suralimentation

Dans cette partie, le fonctionnement d'un turbocompresseur va être expliqué ainsi que ses impacts sur le moteur. Cette partie est basée sur l'ouvrage de C.Baines [10] et le mémoire d'Arnaud Rouanet [2].

1.4.1 Intérêt

Le but de la suralimentation réside dans l'augmentation de la densité de puissance qu'elle peut fournir à un moteur. Dans le cas d'un moteur HCCI, il s'agit d'un élément très utile, étant donné la faible densité caractéristique de ce type de technologie. Le travail indiqué W_{ind} est le travail net effectué par l'expansion des gaz de combustion sur les pistons du moteur durant un cycle complet. Son expression est la suivante :

$$W_{ind} = \overbrace{\eta_{ti} \eta_c r \rho_0 \frac{V_{a1}}{V_{a1} + \phi} \frac{\phi PCI}{m_{a1}} V_c}^{W_i} - \overbrace{(p_e - p_a) V_c}^{W_p} \quad (1.9)$$

L'équation (1.9) est composée de deux termes : W_i , lié au travail fourni par le cycle moteur, et W_p , relatif aux pertes par pompage.

Dans le premier terme, ϕ , m_{a1} , V_{a1} sont respectivement la richesse, les pouvoirs comburivores massique et volumique.

Dans le second terme, p_e et p_a sont les pressions moyennes durant l'échappement et l'admission, ρ_0 est la masse volumique de la charge à l'ambiance et r est le facteur de remplissage. Celui-ci équivaut à la quantité de mélange présente dans le cylindre divisée par $\rho_0 V_c$.

Il est important de remarquer qu'une des limitations principales de la puissance délivrée par un moteur est le remplissage du cylindre r . Pour caractériser le remplissage par rapport aux conditions d'ambiance, celui-ci est défini par rapport au rendement volumétrique η_{vol} :

$$r = \eta_{vol} \frac{\rho_a}{\rho_0} = \eta_{vol} \frac{p_a T_0}{p_0 T_a} \quad (1.10)$$

avec ρ_a et p_a respectivement la masse volumique et la pression de la charge à l'admission. La seconde forme de l'expression a été établie en considérant que la charge se comporte comme un gaz parfait.

Le rendement volumétrique est défini comme le rapport entre la masse d'air effective dans les cylindres et la masse d'air maximale que pourrait contenir la cylindrée aux mêmes conditions de température et de pressions.

$$\eta_{vol} \triangleq \frac{m_i}{\rho_i V_c} \quad (1.11)$$

m_i représente la masse dans le cylindre tandis que ρ_i est la masse volumique de l'air d'admission. L'expression peut être développée afin d'y faire apparaître les caractéristiques intrinsèques du moteur en suivant la méthode décrite dans l'ouvrage de J.Heywood [11] :

$$\eta_{vol} = \frac{\cos \theta_{IVO} - \cos \theta_{IVC}}{2} - \frac{p_e/p_a - 1}{\gamma(\tau - 1)} \left(1 - \frac{\tau - 1}{2} (1 - \cos \theta_{IVO}) \right) \quad (1.12)$$

Dans laquelle θ_{IVO} et θ_{IVC} sont respectivement les angles d'ouverture et de fermeture de la soupape d'admission par rapport au PMH, exprimés en radians.

En injectant l'expression du remplissage dans l'équation (1.9), le travail peut être exprimé en fonction de la pression d'admission

$$W_{ind} = \eta_{ti} \eta_c \overbrace{\frac{V_{a1}}{V_{a1} + \phi} \frac{\phi PCI}{m_{a1}} \eta_{vol} \frac{p_a T_0}{p_0 T_a} \rho_0 V_c}^{W_i} - \overbrace{(p_e - p_a) V_c}^{W_p} \quad (1.13)$$

Il est donc possible d'améliorer W_i en refroidissant la charge après compression, mais cela va à l'encontre de l'auto-allumage de celle-ci, puisqu'il est dépendant de la température d'admission. La suralimentation permettra surtout de compenser la perte de masse volumique due à la haute température de la charge.

La Figure 1.5 fournit une représentation de l'arrangement des différents composants qui constituent un dispositif de suralimentation d'un moteur.

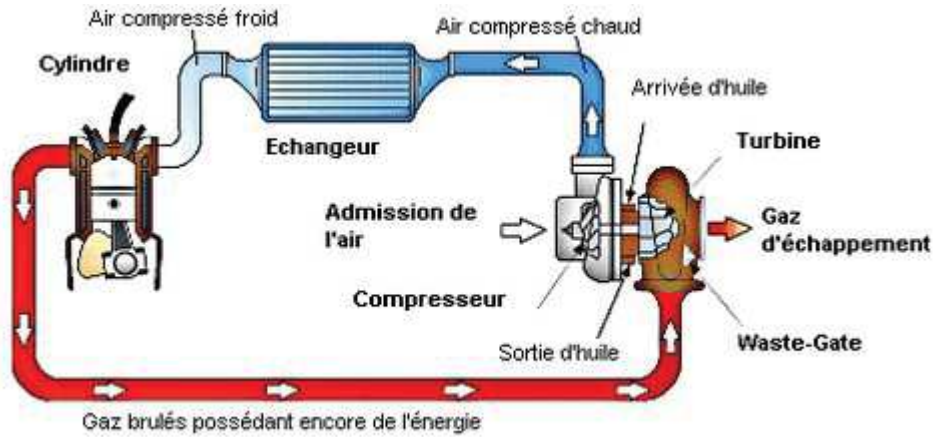


FIGURE 1.5 – Schéma type reprenant les divers composants d'une installation de suralimentation [12]

En pratique, il existe deux méthodes très répandues pour comprimer la charge. La première est un compresseur puisant l'énergie nécessaire directement dans celle fournie par le moteur, ce qui nuit au rendement global de celui-ci. En anglais, le terme "Supercharging" est utilisé pour désigner cette méthode. Utiliser ce type de méthode a un effet bénéfique sur la densité de puissance de l'installation, mais au détriment de son rendement.

La deuxième option est appelée un turbocompresseur, car il est doté d'une turbine récupérant l'énergie résiduelle contenue dans les gaz d'échappement. Cette méthode permet la compression sans nuire au rendement puisqu'elle récupère une partie de l'énergie constituant l'enthalpie résiduelle des gaz d'échappement, qui serait totalement perdue s'il n'y avait pas de turbine.

1.4.2 Le turbocompresseur

Cette section décrit le fonctionnement général d'un turbocompresseur. Comme son nom l'indique, un turbocompresseur est composé d'une turbine et d'un compresseur relié entre-eux par un axe. Cette connexion permet de transférer l'énergie des gaz d'échappement récupérée par la turbine vers le compresseur qui comprime la charge fraîche entrant dans le moteur. La Figure 1.6 montre les différents composants du turbocompresseur ainsi que les directions des différents fluides qui le parcourent, chacune représentée par une flèche. La couleur rouge montre le parcours des gaz d'échappement tandis que la couleur bleu montre celui de la charge fraîche.

Il existe différents types de compresseurs et de turbines : ils peuvent être axiaux, radiaux, à pistons ,... Ces derniers ont des gammes de fonctionnement différentes en terme de débits et de pressions atteignables. La suite de cette section décrit de manière plus approfondie l'aspect thermodynamique du compresseur et de la turbine.

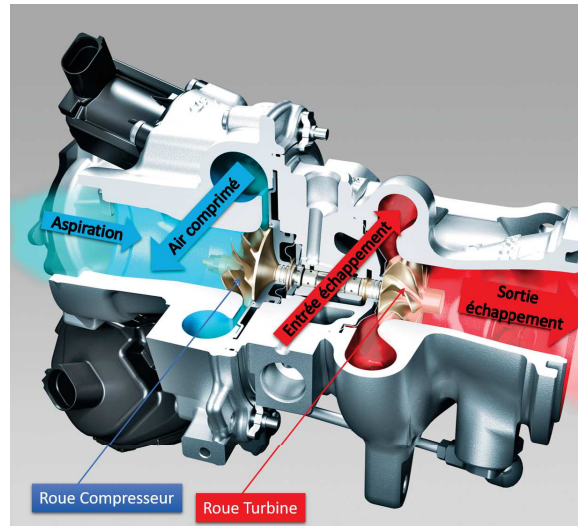
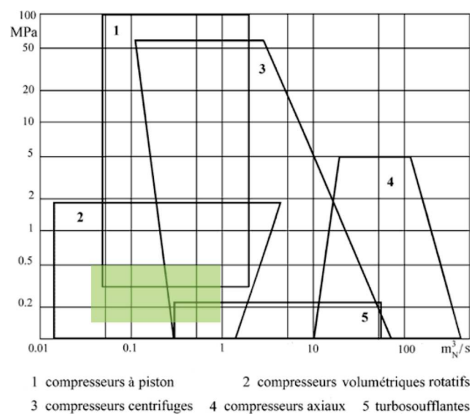


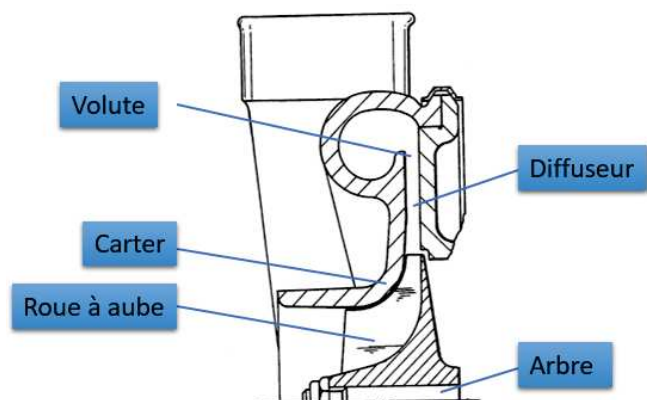
FIGURE 1.6 – Vue en coupe d'un turbocompresseur illustrant l'écoulement des gaz[13]

Le compresseur

Le graphe 1.7(a) synthétise les différentes gammes de fonctionnement des technologies de compresseurs existantes. La gamme de débit et de pression qui est d'intérêt pour notre application a été représentée par le rectangle vert sur la Figure 1.7(a). Il ressort de ce graphe que les compresseurs centrifuges et volumétriques sont de bons candidats pour cette application. Les machines centrifuges sont plus largement utilisées dans les turbocompresseurs tandis que les compresseurs volumétriques sont utilisés en cas de supercharging.



(a) Classification des différents technologies de compresseurs selon leurs gammes de fonctionnement [14]



(b) Coupe méridionale d'un compresseur radial

FIGURE 1.7 – Détails de fonctionnement d'un compresseur

La Figure 1.7(b) montre une coupe du compresseur où ses multiples composants sont observables. Le fluide passe d'abord au travers de la roue à aube en rotation, ce qui permet un transfert de travail de la roue vers le fluide. En sortie de celle-ci se trouve un diffuseur dont le but

est de convertir l'énergie cinétique que le fluide a accumulée en pression et ce, en le ralentissant. Le fluide termine sa course dans la volute qui l'accueille en sortie de diffuseur et le renvoie vers le système d'admission. La volute permet un ralentissement du fluide par l'évolution croissante de sa section.

Pour caractériser le travail fourni par la roue au flux d'air, la relation d'Euler est employée.

$$W = U_2 C_{t2} - U_1 C_{t1} \quad (1.14)$$

où C_t représente la composante tangentielle de la vitesse absolue, $U = \omega r$ est la vitesse de l'aube avec ω et r étant respectivement la vitesse de rotation en [rad/s] et le rayon de la roue à aube. Les indices 1 et 2 correspondent respectivement à l'état d'entrée et de sortie de la roue à aube, comme représentés sur la Figure 1.8. En considérant l'expression thermodynamique du travail dans laquelle h^0 et T^0 représentent respectivement l'enthalpie totale et la température totale, comprenant les parties statique et cinétique du fluide

$$W = \Delta h^0 = h_2^0 - h_1^0 = \left(h_2 + \frac{C_2^2}{2}\right) - \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2}\right) \quad (1.15)$$

Le lien entre l'enthalpie du fluide et sa vitesse s'exprime alors :

$$W = h_2^0 - h_1^0 = U_2 C_{t2} - U_1 C_{t1} \quad (1.16)$$

Cette relation lie la géométrie et la vitesse de la roue à la compression réalisée. Pour cela, l'expression du travail est développée afin d'y faire apparaître la pression.

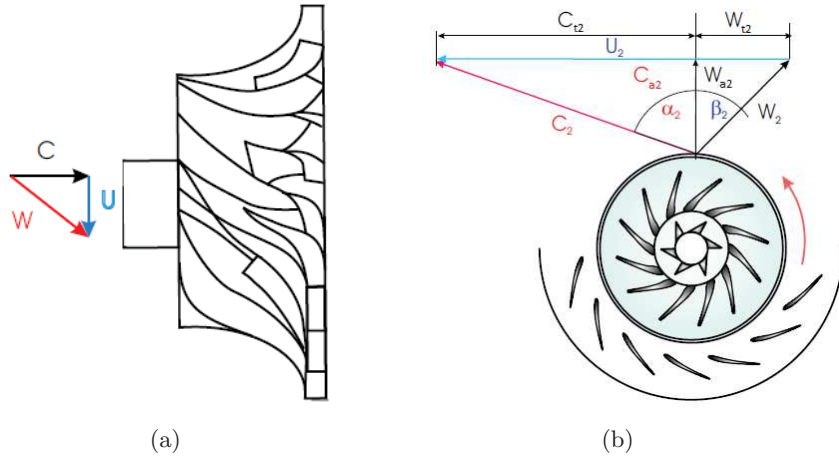


FIGURE 1.8 – Représentation des triangles de vitesse d'entrée et de sortie pour une roue à aube de compresseur [15]

Pour prendre en compte les pertes dans le processus de compression, le rendement isentropique total à total du compresseur η_{SiC-tt} est défini comme le rapport entre la transformation isentropique et la transformation réelle (adiabatique et irréversible). Le choix du rendement total à total est fait pour le compresseur étant donné que l'énergie cinétique en sortie de roue à aube est convertie en pression par le diffuseur, elle ne constitue donc pas une perte.

$$\eta_{SiC-tt} = \frac{h_{2s}^0 - h_1^0}{h_2^0 - h_1^0} = \frac{c_p(T_{2s}^0 - T_1^0)}{c_p(T_2^0 - T_1^0)} = \frac{\left(\frac{p_2^0}{p_1^0}\right)^{\frac{\gamma_C - 1}{\gamma_C}} - 1}{\frac{T_2^0}{T_1^0} - 1} \quad (1.17)$$

Dans l'expression ci-dessus, $\gamma_C = \frac{C_{pC}}{C_{vC}}$ représente le rapport des chaleurs spécifiques à pression et volume constants pour le fluide passant dans le compresseur.

Le travail (1.16) et le rendement (1.17) sont exprimés en fonction du rapport de pression $\pi_C = \frac{p_2^0}{p_1^0}$ où p^0 est la pression totale.

$$W = c_p T_1^0 \left(\frac{T_2^0}{T_1^0} - 1 \right) = c_p T_1^0 \frac{1}{\eta_{SiC-tt}} \left(\pi_C^{\frac{\gamma_C-1}{\gamma_C}} - 1 \right) \quad (1.18)$$

Les caractéristiques et performances des compresseurs sont représentées par le graphe du rapport de compression en fonction du débit normalisé (voir Figure 1.9). Il peut s'agir d'un débit volumique ou massique corrigé suivant des conditions variables d'un fabricant à l'autre. Le plus souvent, il s'agit de la pression atmosphérique $p_0 = 101325[Pa]$ et de la température de $T_0 = 288.15[K]$.

$$m_{corr} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_1 p_0}{T_0 p_1}} \quad (1.19)$$

Les courbes d'iso-rendements sont aussi présentes sur ce graphe. Le rendement est maximum dans une région restreinte au centre de ce graphe, ce qui implique que le choix du compresseur doit être précis afin de minimiser les pertes.

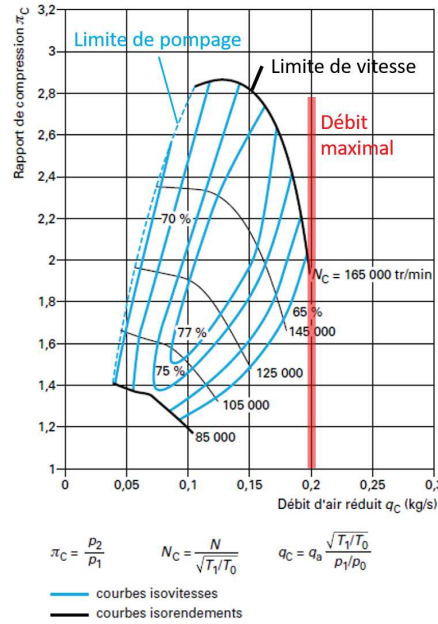


FIGURE 1.9 – Cartographie type d'un compresseur illustrant les extrémités de la plage de fonctionnement [16]

3 limites sont visibles sur ce graphe :

- ◊ **La limite de débit** est représentée par la ligne rouge sur la Figure 1.9. Celle-ci est due à la vitesse du fluide dans le compresseur qui devient sonique et à pour conséquence de faire chuter rapidement le rendement du compresseur.
- ◊ **La limite de vitesse** de rotation est déterminée par la vitesse à laquelle la tenue mécanique du compresseur est compromise suite aux contraintes engendrées par l'effet centrifuge. De plus, à ces vitesses, le moindre défaut d'équilibrage du rotor du turbocompresseur peut entraîner de fortes vibrations.

- ◇ **La limite de pompage** est l'ensemble des points pour lesquels la compression est maximale pour un débit minimal. Cette situation est instable car elle peut conduire à l'inversion du sens d'écoulement du fluide de manière répétée et induire le phénomène dit de "pompage". Il faut éviter que le compresseur travaille dans ce mode de fonctionnement afin d'assurer sa tenue mécanique dans le temps.

La turbine

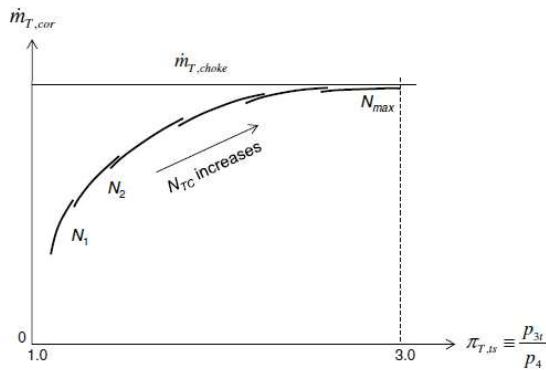
Afin de fournir la puissance nécessaire à la compression, la turbine récupère l'énergie encore contenue dans les gaz d'échappement. A l'inverse du compresseur, les gaz d'échappement entrent par la volute où ils sont dirigés vers le stator qui permet d'accélérer et d'orienter le fluide sur le rotor. Celui-ci converti alors la vitesse du fluide en énergie mécanique afin de la transmettre au compresseur. Les gaz sortent ensuite par le centre de la turbine. Comme pour le compresseur, le travail qui peut être fourni à la roue à aubes est décrit par l'équation d'Euler. L'expression du travail est une nouvelle fois développée, cette fois-ci pour la turbine. Pour modéliser celle-ci, le rendement total à statique η_{SiT-ts} est utilisé afin de prendre en compte la différence de travail réellement effectué par rapport à une détente isentropique. Ce rendement prend en compte que l'énergie cinétique résiduelle des gaz en sortie de turbine n'est pas récupérée. C'est pourquoi, l'enthalpie totale des gaz de sortie est remplacée par leur enthalpie statique comme terme représentant le travail maximum théorique dans l'équation suivante :

$$\eta_{SiT-ts} = \frac{h_4^0 - h_5^0}{h_4^0 - h_{5s}^0} = \frac{c_p(T_4^0 - T_5^0)}{c_p(T_4^0 - T_{5s}^0)} = \frac{1 - \frac{T_5^0}{T_4^0}}{\left(1 - \frac{p_5}{p_4}\right)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}}} \quad (1.20)$$

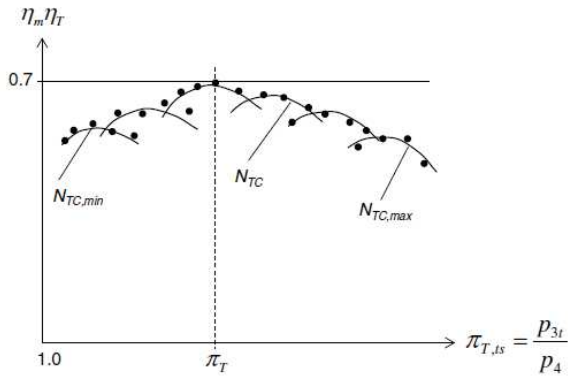
Le travail à la turbine est obtenu en considérant une détente isentropique dans l'équation (1.16)

$$W = c_p T_4^0 \left(1 - \frac{T_5^0}{T_4^0}\right) = c_p T_4^0 \eta_{SiT-ts} \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}}\right) \quad (1.21)$$

Avec le rapport de détente $\pi_T = \frac{p_4^0}{p_5}$ et γ_T le rapport des capacités calorifiques à pression et à volume constants des gaz d'échappement. Les indices 4 et 5 correspondent respectivement à l'état d'entrée et de sortie des gaz de la turbine, afin de rester cohérent avec les travaux précédemment réalisés. Comme pour le compresseur, les caractéristiques de la turbine se représentent sous la forme d'un graphe du débit corrigé de gaz d'échappement en fonction du rapport de détente (voir Figure 1.10(a)). Les N_i sont les vitesses de rotation de la turbine.



(a) Caractéristique turbine [17]



(b) Rendement de la turbine [17]

FIGURE 1.10 – Caractérisation des performances d'une turbine sur base du rapport de détente, du débit corrigé et de la vitesse de rotation

La Figure 1.10(a) présente une limite de débit car le rapport de détente augmente exponentiellement par rapport au débit. En effet, la vitesse de l'écoulement atteint la vitesse du son dans la volute ce qui engendre des pertes importantes dans la turbine. La Figure 1.10(b) représente le rendement de la turbine multiplié par le rendement mécanique en fonction du rapport de détente. Il est intéressant de noter qu'à chaque rapport de détente correspond une vitesse de rotation qui maximise le rendement.

Afin de s'adapter à tout type de moteur, les turbines sont conçues pour pouvoir fonctionner à différents débits de manières optimales. Pour cela, il existe de nombreuses variables géométriques qui permettent d'obtenir la caractéristique turbine souhaitée.

Le trim est un paramètre géométrique lié à la section transversale du rotor. Il est défini comme le rapport des aires d'entrée et de sortie pour le compresseur et inversement pour la turbine.

$$trim_{compresseur} = \left(\frac{inducer^2}{exducer^2} \right)_{compresseur}$$

$$trim_{turbine} = \left(\frac{exducer^2}{inducer^2} \right)_{turbine}$$

L'inducer représente le diamètre de la roue à aube au moment où les gaz entrent dans la turbine ou le compresseur. Réciproquement, l'exducer est le diamètre de la roue au moment où les gaz quittent celui ou celle-ci (voir Figure 1.11). Augmenter le trim en augmentant le plus grand diamètre de la roue permet d'accroître le débit admissible dans celui-ci. Plus spécifiquement, pour les turbines, il en résulte un déplacement vers le haut des courbes caractéristiques.

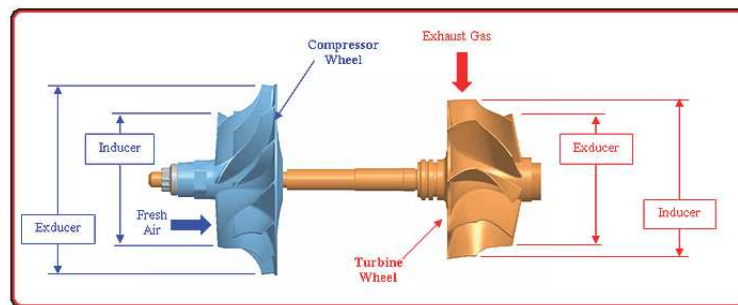
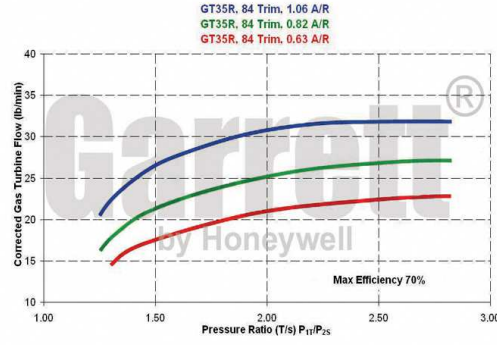
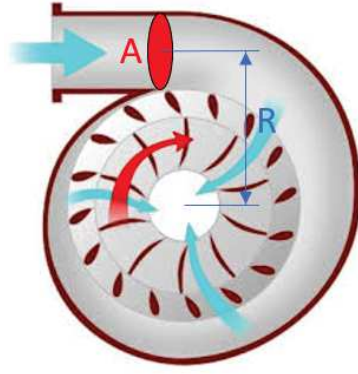


FIGURE 1.11 – Définition de l'inducer et de l'exducer pour chaque roue d'un turbocompresseur [18]

Le A/R ratio est un paramètre géométrique concernant la volute. Il s'agit du rapport entre l'aire de la section de la volute et la distance entre le centre de cette section et l'axe du rotor (voir Figure 1.12(a)). Ce rapport a une influence majeure sur le fonctionnement de la turbine. Pour un débit constant, diminuer l'A/R ratio implique que la vitesse des gaz d'échappement sera plus élevée pour attaquer la roue de la turbine. Cette augmentation de vitesse implique aussi que le flux de gaz arrive sur la roue plus tangentiellement et, par conséquent, cela réduit le débit maximum acceptable dans la turbine (selon [19]). De plus, une augmentation de la contre-pression à l'échappement se produit. Inversement, l'utilisation d'un A/R ratio plus grand, permet une réduction de la vitesse du fluide ainsi qu'une arrivée plus radiale. Cela amoindrit la contre-pression à l'échappement et permet d'augmenter la capacité de la turbine à recevoir des débits plus élevés.



(a) Coupe schématique d'une turbine illustrant l'A/R ratio (b) Effet de l'A/R ratio sur la caractéristique d'une turbine[19]

FIGURE 1.12 – Illustration de l'A/R ratio et de son impact sur les caractéristiques turbines

La Figure 1.12(b) montre l'influence du A/R ratio sur la courbe caractéristique de la turbine. Diminuer ce paramètre permet d'augmenter le rendement de la turbine pour des débits plus faibles, en comparaison à une même turbine dont le A/R ratio est plus élevé.

Turbine à géométrie variable

Parmi les différents types de turbocompresseurs, deux grandes familles existent : les turbocompresseurs à géométrie fixe et ceux à géométrie variable. Le premier ayant des caractéristiques fixées, il est conçu afin de fonctionner à son rendement maximum pour une gamme de débit limitée. Afin d'obtenir de meilleures performances sur une plus large gamme de débit, la deuxième famille de turbo a été imaginée. Les géométries variables ont un effet similaire au A/R ratio car elles modifient la section de passage du gaz dans la turbine au niveau du stator. Une réduction de section de passage entraîne une augmentation de la vitesse et une réorientation du fluide. Il faut veiller à ce que l'écoulement reste subsonique pour ne pas engendrer de pertes. L'aire critique à partir de laquelle l'écoulement devient sonique est déterminée en utilisant la relation entre le rapport des aires des sections et le nombre de Mach de l'écoulement :

$$\frac{A_{in}}{A^*} = \frac{1}{M} \left(\frac{1 + \frac{(\gamma_T + 1)}{2} M^2}{\frac{(\gamma_T + 1)}{2}} \right)^{\frac{(\gamma_T + 1)}{2(\gamma_T - 1)}} \quad (1.22)$$

Avec A_{in} l'aire d'entrée de la volute et A^* l'aire à partir de laquelle l'écoulement est sonique et M le nombre de Mach.

Une turbine à géométrie variable, de l'anglais "Variable Geometry turbine (VGT)", peut être de deux types :

- soit un système d'ailettes orientables remplaçant les ailettes fixes du stator d'un turbocompresseur à géométrie fixe
- soit une bague coulissante à la section de passage entre la volute et le stator, permettant de faire varier l'aire de cette dernière.

Les ailettes pivotantes sont généralement utilisées sur des turbocompresseurs de petites tailles tandis que le système bague coulissante est au contraire plus répandu sur des turbocompresseurs de plus grandes tailles. La Figure 1.13 représente une coupe de la turbine pour les deux positions extrêmes de la VGT pour le système d'ailettes. Les images illustrent que la rotation des ailettes crée une réduction de la section de passage du fluide.

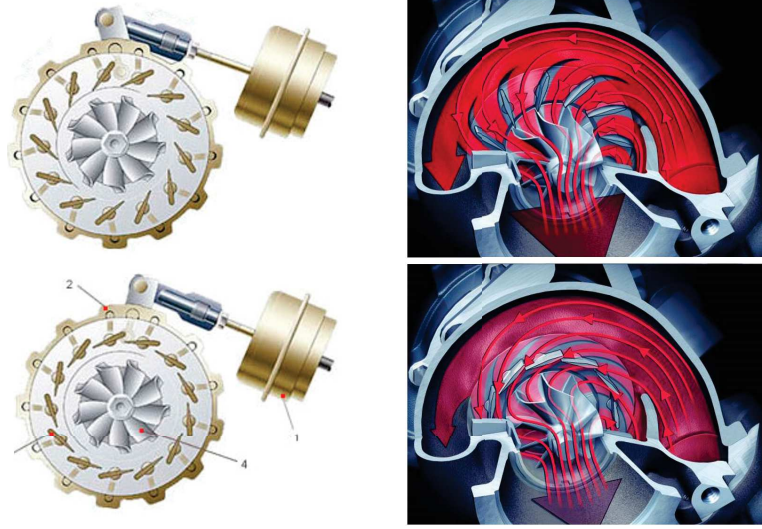


FIGURE 1.13 – Représentation de l'écoulement du fluide dans une VGT à ailettes [20, 21]

Procédure de choix d'un turbocompresseur

Cette section, basée sur les travaux de Nicolas C. Baines et A. Rouanet [10, 2], décrit la procédure à suivre pour choisir un turbocompresseur.

1. *Choisir le rapport de compression π_C désiré.*
2. *Calculer le débit d'air corrigé au compresseur.*

Pour cela, la pression et la température en entrée de compresseur sont nécessaires. Le débit est donc calculé sur base de la pression à la sortie du compresseur (en fonction du π_C souhaité) et la température à l'admission : $\dot{m} = \eta_{vol} \rho_a V_c \frac{N}{120}$, $\rho_a = \frac{p_a}{RT_a}$, l'indice a désignant les conditions d'admission. Cette formule prend en compte le changement de densité de l'air suite à la compression et au réchauffement.

3. *Déterminer la température d'entrée à la turbine.*

Celle-ci dépend de nombreux paramètres tels que la richesse, la fraction d'EGR, les pertes pariétales,... Il est donc difficile de la prédire avec précision. Cependant, dans le travail de Rouanet, cette température a été estimée à des valeurs de l'ordre de 300 à 400 °C selon la richesse du mélange. De plus, suite aux expériences menées par Boveroux & Gramme [3], des températures d'échappement de l'ordre de 350°C pour les plus hautes richesses ont pu être recueillies, appuyant ainsi le modèle précédemment établi.

4. *Déterminer le rapport de détente π_T .*

En égalant les équations du travail au compresseur (1.18) et à la turbine (1.21), la courbe de rapport de détente nécessaire au fonctionnement du compresseur est alors obtenue :

$$\pi_T = \left(1 - \frac{c_{pC} T_1}{c_{pT} T_4} \frac{1}{\eta_{TC}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_C - 1}{\gamma_C}} - 1 \right) \right)^{\frac{\gamma_T}{\gamma_T - 1}} \quad (1.23)$$

avec le rendement total du turbocompresseur $\eta_{TC} = \eta_{mec} \eta_{SiT-ts} \eta_{SiC-tt}$, avec comme approximation de départ $\eta_{SiT-ts} = 70\%$ et $\eta_{SiC-tt} = 75\%$

5. *Corriger le débit selon la température et la pression à l'entrée de la turbine.*

$$\dot{m}_{T,corr} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_4 p_0}{T_0 p_4}} \quad (1.24)$$

6. *Placer les points de fonctionnement sur les graphes caractéristiques de turbine et de compresseur.*

Le choix peut alors être effectué sur base du rendement obtenu. Si aucune convergence n'est observée, reprendre à partir de l'étape 4 en changeant les rendements turbine et compresseur sur base des rendements présents dans les graphes utilisés.

7. *Contrôler les pertes par pompage.*

Si la contre-pression à l'échappement p_4 est trop élevée par rapport à p_a , des pertes par pompage apparaissent.

1.5 Recirculation des gaz d'échappements

La recirculation des gaz d'échappements consiste à récupérer une partie des gaz d'échappements pour la réintroduire à l'admission, mélangée à de la charge fraîche. Les différentes techniques pour la mettre en place sont développées ici. De plus, une analyse complète des impacts de l'EGR sur la combustion HCCI a été effectuée par Rouanet [2], dont le travail a servi de base pour cette section.

1.5.1 EGR interne ou externe

La recirculation des gaz d'échappement peut s'effectuer au moyen de deux techniques : l'emprisonnement dans le cylindre, ou EGR interne, et le recyclage des gaz d'échappement par mélange avec la charge fraîche avant ou dans le collecteur d'admission, ou EGR externe.

L'EGR interne est naturellement présent dans tous les moteurs, puisqu'une faible quantité de gaz d'échappement est toujours présente dans le cylindre après fermeture des soupapes. En ajustant le timing des soupapes, il est possible d'accentuer ce phénomène afin de varier la proportion utilisée. Il est important de prendre en considération la contre-pression à l'échappement pour bien maîtriser la quantité d'EGR interne effective. Afin de contrôler le taux d'EGR, il conviendrait d'avoir à disposition des soupapes à timing variables, ce qui complexifierait l'installation et aurait un coût important. Cette technique a pour avantage de chauffer les gaz admis dans le cylindre. Comme la température finale du mélange dépendrait alors de la température des gaz d'échappement, qui est fort variable selon le point de fonctionnement, l'EGR interne est difficilement contrôlable avec précision.

Le recyclage des gaz d'échappement externe peut s'effectuer avec ou sans refroidissement, ce qui implique qu'un contrôle sur la température d'admission est possible via la température à laquelle l'EGR est porté. La fraction d'EGR et la température d'admission peuvent être gérées indépendamment l'une de l'autre, permettant une certaine flexibilité de fonctionnement.

1.5.2 Impact de l'EGR sur la combustion HCCI

Effet de dilution

Lorsqu'un système EGR est utilisé sur un moteur fonctionnant à une richesse pauvre ($\phi < 1$), il subsiste une certaine fraction d'oxygène après combustion, puisqu'il y en avait en excès dans le mélange initial. Comme le débit aspiré par le moteur est constant, l'introduction d'EGR diminue la quantité de charge fraîche admissible par cycle. Lors d'une utilisation de richesse constante pour la charge fraîche, il en résulte une diminution de la quantité d'énergie à l'admission dans le cylindre. Il est nécessaire de tenir compte de ce phénomène de dilution dans le calcul de la richesse effective.

Effet sur la cinétique chimique

Comme dans les moteurs HCCI la combustion de la charge n'est pas parfaite, les gaz d'échappement contiennent des oxydes d'azote NO_x , de l'hydrogène H_2 , du monoxyde de carbone CO ou encore des hydrocarbures imbrûlés. Les réactions impliquant ces composés ont une énergie d'activation moins élevée que la réaction de l'oxygène avec le combustible : leur présence parmi la charge fraîche pourrait conduire à un auto-allumage plus rapide.

Effet thermique

Le premier effet thermique de l'utilisation d'un EGR chaud interne est la variation de la température initiale des gaz dans le cylindre. Cette dernière est augmentée en raison du mélange des gaz d'échappement résiduels chauds avec une charge fraîche plus froide. Cette augmentation de température à l'admission induit un auto-allumage plus prompt puisque les gaz chauds dans le cylindre fournissent une partie de l'énergie d'activation nécessaire au carburant pour s'auto-enflammer. Cet effet thermique induit une avance à l'allumage.

Le second effet thermique de l'EGR, est l'accroissement de l'inertie thermique de la charge. Ce phénomène se produit peu importe le choix entre EGR chaud ou froid. Lorsque la charge est diluée avec des gaz d'échappements, non seulement de l'oxygène O_2 et de l'azote N_2 sont présents, mais aussi de composés comme le dioxyde de carbone CO_2 et l'eau H_2O . Ils ont tous deux des capacités calorifiques nettement supérieures, dont la Figure 1.14 présente les valeurs en fonction de la température. Ce second point implique deux choses :

- Premièrement, pour des conditions d'admission égales, cela induit une diminution de l'incrément de température durant la compression, déplaçant ainsi le point d'auto-allumage et retardant le début de la combustion.
- Deuxièmement, l'augmentation de température due au dégagement de chaleur de la combustion est amortie. Les réactions chimiques très dépendantes de la température sont donc ralenties, ce qui étale la combustion dans le temps. Cet effet est bénéfique puisqu'il réduit le MPRR.

Dès lors, l'EGR permet d'étendre la plage de fonctionnement des moteurs HCCI puisqu'il rend l'utilisation de richesses plus élevées possibles.

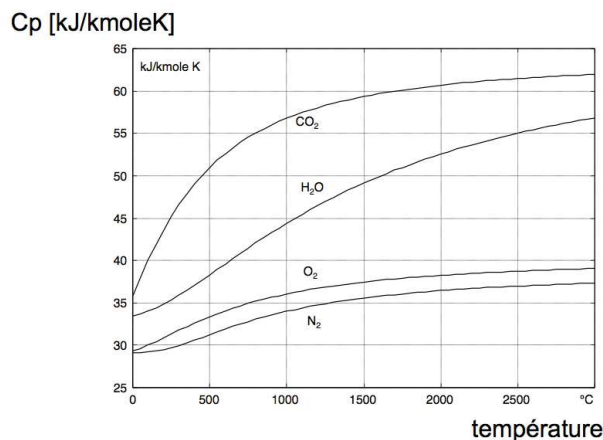


FIGURE 1.14 – Capacités calorifiques des composés principaux de l'EGR en fonction de la température [8]

Recirculation des imbrûlés

Comme expliqué dans la sous-section 1.2.2, la combustion HCCI induit des rendements de combustion assez faibles en comparaison avec les autres technologies, de l'ordre de 95%. Un effet positif de l'utilisation d'EGR est qu'une partie de ces gaz imbrûlés, principalement des hydrocarbures et du monoxyde de carbone, peuvent avoir une "seconde chance" d'être brûlés lorsqu'ils sont réintégrés au cylindre d'admission. Il advient que l'impact de l'EGR sur le rendement de combustion est favorable.

1.6 Calcul du dégagement de chaleur

Étant donné que les méthodes de calculs utilisées dans ce travail sont identiques à celles de nos prédécesseurs Boveroux & Gramme [3], la section qui suit a été fortement inspirée de leur travail. Elle est dédiée à l'élaboration du calcul permettant de déterminer le dégagement de chaleur (HR ou *Heat Release*). La première loi de la thermodynamique pour un système fermé est utilisée pour commencer le développement. Elle met en relation la chaleur reçue par la charge Q , le travail W effectué par la charge et enfin la variation d'énergie interne ΔU de cette charge dans le cylindre.

$$\Delta U = Q + W \quad (1.25)$$

Cette équation peut être considérée en système fermé uniquement lorsqu'aucun transfert de matière entre l'intérieur du cylindre et l'environnement extérieur n'est possible. Il s'agit donc du moment où les soupapes d'admission et d'échappements sont toutes deux closes, entre les positions IVC (*Inlet Valve Closing*) et EVO (*Exhaust Valve Opening*). Entre ces positions angulaires particulières du vilebrequin, l'équation (1.25) peut être développée sous une forme différentielle de l'angle du vilebrequin θ . Dans l'équation suivante, n représente le nombre de moles de charge présentes dans le cylindre et C_v est la capacité calorifique molaire à volume constant.

$$mc_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (1.26)$$

L'équation des gaz parfaits $pV = mR^*T$ peut elle-aussi être écrite sous forme différentielle par rapport à θ comme suit :

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = mR^* \frac{dT}{d\theta} \quad (1.27)$$

En injectant cette dernière équation dans l'équation du premier principe sous forme différentielle, la relation suivante est obtenue :

$$\frac{dQ}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \quad (1.28)$$

$$= c_v \frac{1}{R^*} (p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta}) + p \frac{dV}{d\theta} \quad (1.29)$$

$$= p \frac{dV}{d\theta} \left(\frac{c_v}{R^*} + 1 \right) + V \frac{dp}{d\theta} \left(\frac{c_v}{R^*} \right) \quad (1.30)$$

Sachant que $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ et $R^* = c_p - c_v$, avec c_p et c_v respectivement les capacités thermiques massiques à pression et à volume constants, l'équation est réécrite sous la forme :

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (1.31)$$

Q représente la chaleur utile convertie en travail moteur, elle est donc rebaptisée Q_{net} . Une autre expression de cette quantité peut être trouvée au moyen de deux termes : Q_{gross} , la chaleur produite par la réaction de combustion, et Q_{loss} , les pertes de chaleur aux parois du cylindre.

$$Q_{net} = Q_{gross} - Q_{loss} \quad (1.32)$$

Une autre forme de l'équation (1.31) peut être trouvée en isolant la dérivée de Q_{gross} pour finalement obtenir l'équation du RoHR.

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{loss}}{d\theta} \quad (1.33)$$

C'est en intégrant cette expression sur un intervalle de temps (en angle de vilebrequin) qui contient la combustion que le dégagement de chaleur Q_{gross} en fonction de la position angulaire θ peut être déterminé. A partir de ce dégagement de chaleur, il devient possible de trouver les valeurs des angles CA10, CA50 et CA90, mais aussi la durée de la combustion. Ces angles CA_x sont les positions angulaires en CAD pour lesquelles x% de l'énergie fournie par le carburant a été dégagée.

$$Q_x = \frac{x}{100} (Q_{gross,max} - Q_{gross,min}) \quad (1.34)$$

où $Q_{gross,min}$ et $Q_{gross,max}$ sont respectivement les valeurs minimales et maximales du dégagement de chaleur cumulé. La durée de la combustion est définie comme étant la différence entre le CA90 et le CA10.

Pour intégrer l'équation (1.33) et ainsi déterminer le dégagement de chaleur tout au long d'un cycle moteur, il faut maintenant évaluer toutes les variables qui entrent en compte dans le calcul de la dérivée $\frac{dQ_{gross}}{d\theta}$, à savoir :

- p et $\frac{dp}{d\theta}$ respectivement la pression instantanée de la charge et sa dérivée par rapport à l'angle du vilebrequin
- V et $\frac{dV}{d\theta}$ respectivement le volume instantané occupé par la charge et sa dérivée par rapport à l'angle du vilebrequin
- γ le coefficient adiabatique
- $\frac{dQ_{loss}}{d\theta}$ les pertes pariétales associées au transfert de chaleur aux parois du cylindre

La pression sera déterminée au moyen de mesures par capteurs. Sa dérivée sera obtenue par différence centrée des données de pression. Des développements supplémentaires sont nécessaires pour déterminer le coefficient adiabatique et les pertes pariétales qui seront l'objet des sections suivantes.

1.6.1 Paramètres géométriques

Afin de pouvoir trouver le volume occupé par la charge et sa dérivée en fonction de θ , il faut s'intéresser à la géométrie du moteur, et plus particulièrement à la cylindrée V_c et au taux de compression τ . Ce dernier est défini comme le rapport des volumes du cylindre au PMB (*Point Mort Bas*) et au PMH (*Point Mort Haut*).

$$\tau = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}} \quad (1.35)$$

L'importance de cette quantité est notable pour le calcul du RoHR, étant donné qu'elle intervient dans l'expression du volume instantané du cylindre. Elle doit donc être déterminée précisément lors de la calibration. Le volume instantané dépend aussi du volume balayé par le

cylindre V_{cyl} , de la longueur de la bielle L et le rayon du vilebrequin r . Ces différentes quantités sont représentées sur la Figure 1.15.

$$V = \frac{V_{cyl}}{\tau - 1} + \frac{V_{cyl}}{2} \left(\frac{L}{r} + 1 - \cos\theta - \sqrt{\left(\frac{L}{r}\right)^2 - \sin^2\theta} \right) \quad (1.36)$$

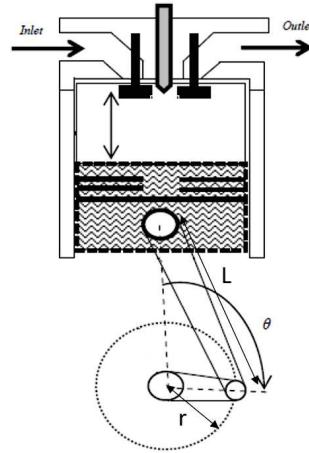


FIGURE 1.15 – Paramètres géométriques du cylindre

Sur base de cette dernière expression, la dérivée du volume instantané en fonction de θ est calculée :

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_{cyl} \sin\theta}{2} \left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\left(\frac{L}{r}\right)^2 - \sin^2\theta}} \right) \quad (1.37)$$

Les angles IVC et EVO doivent être connus car c'est entre ces deux positions angulaires que la masse dans le cylindre est constante et donc que le RoHR peut être calculé. Dans la suite de l'exposé, le PMH durant la phase motrice est considéré comme étant à la position référence de 0 CAD. Le moteur étudié fonctionne en 4 temps, ce qui implique qu'un cycle moteur complet dure 2 révolutions. Les positions angulaires varient donc entre -180 CAD et 540 CAD, comme représenté sur la Figure 1.16. En plus de l'IVC et l'EVO, l'ouverture des soupapes d'admission (*Intake Valve Opening* ou IVO) ainsi que la fermeture des soupapes d'échappement (*Exhaust Valve Closing* ou EVC) ont été notées.

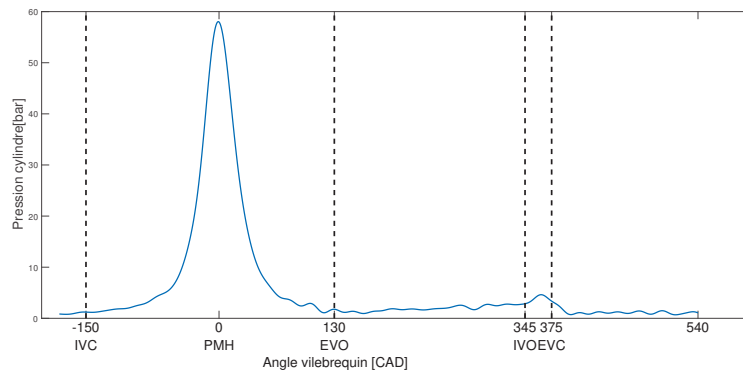


FIGURE 1.16 – Timing des soupapes d'admission et d'échappement représenté sur une courbe motoring

Boveroux & Gramme [3] ont remarqué une étanchéité du cylindre dès la valeur de -150 CAD, contrairement aux données constructeurs qui renseignaient -127 CAD. La valeur d'IVC qu'ils ont décidé d'utiliser est de -150 CAD. Une simulation d'une courbe de pression avec une fermeture de soupape à ce moment précis permet d'affirmer que la pression maximale atteinte au cylindre ne varie que d'un demi bar par rapport à la courbe pour la valeur d'IVC originale. Cette valeur a été conservée afin de rester cohérent vis-à-vis des précédents essais.

1.6.2 Coefficient adiabatique

Pour ce qui est de l'inconnue suivante, à savoir le coefficient adiabatique, différentes méthodes d'estimation existent. En effet, ce terme dépend à la fois de la température du mélange et de sa composition, deux paramètres qui sont très variables selon l'avancement de la combustion.

Les méthodes les plus complexes prennent en compte les variations de compositions chimiques tout au long du processus, permettant de simuler la combustion le plus fidèlement possible. Un problème intrinsèque de cette méthodologie est que la valeur de γ est requise pour calculer le HR, et donc par extension pour déterminer la composition du mélange. Ceci nécessite une résolution itérative car connaître cette composition est nécessaire pour déterminer la valeur de γ . Effectuer tous les calculs requis afin que le solveur converge demande beaucoup de ressources de calcul, cette solution n'est donc pas adéquate pour un traitement en temps réel.

En conséquence, un modèle plus simple a été utilisé pour estimer la valeur du coefficient adiabatique dans le moteur, à savoir celui de Gatowski et al. [22]. Le seul paramètre de ce modèle est la température exprimée en Kelvin :

$$\gamma = 1.38 - 0.08 \frac{T - 300}{1000} \quad (1.38)$$

1.6.3 Pertes pariétales

Les pertes pariétales constituent la dernière inconnue à déterminer pour calculer le HR. Par définition, celles-ci constituent les échanges de chaleur entre la charge située à l'intérieur du cylindre et les parois, tout au long du cycle moteur. Ces pertes seront évaluées au moyen de la loi de Newton, qui décrit les échanges de chaleur par convection.

$$\frac{dQ_{loss}}{dt} = hA(T - T_{parois})[W] \quad (1.39)$$

$$\frac{dQ_{loss}}{d\theta} = hA(T - T_{parois})\frac{1}{\omega}[J/CAD] \quad (1.40)$$

Dans les équations ci-dessus, A représente la surface d'échange en m^2 , h est le coefficient de transfert thermique exprimé en $W/(m^2K)$, ω est la vitesse angulaire du moteur en CAD/s, T et T_{parois} sont respectivement les températures de la charge et des parois.

La surface d'échange A se décompose en 3 parties : la surface supérieure du piston, la culasse et les parois du cylindre en contact avec la charge. Ces différentes aires de contact peuvent être évaluées en connaissant les paramètres géométriques du moteur. Plus particulièrement, l'aire des parois varie selon l'angle du vilebrequin au fur et à mesure des montées et descentes du piston.

Le coefficient h a été estimé selon différents modèles pour les moteurs CI et SI. Soyhan et al. [23] ont effectué une analyse de la validité des modèles existant pour les moteurs HCCI, et il en est ressorti que le plus adapté est le modèle de Hohenberg. Ce dernier possède un coefficient de mise à l'échelle qui varie selon différents paramètres, tels que la température, la richesse et

la géométrie du moteur. D'autres sources affirment qu'aucun modèle n'est vraiment adapté à la technologie HCCI, tel Broekaert et al. [24], puisqu'il était nécessaire de changer le facteur d'échelle à chaque point de fonctionnement. Par soucis de simplicité et pour rester cohérent par rapport aux travaux précédents, le coefficient α_{ech} considéré par la suite aura pour valeur 82, et ce, malgré les éventuelles imprécisions que ce choix implique.

$$h_{Hohenberg} = \alpha_{ech} V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.4} (u + 1.4)^{0.8} [W/(m^2 K)] \quad (1.41)$$

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

La température T_{parois} a été approximée par la température du liquide de refroidissement en sortie de moteur. L'erreur engendrée par cette hypothèse est faible étant donné que la différence entre la température des parois du cylindre et celle du liquide de refroidissement est très petite en comparaison avec celle qui sépare les températures du gaz et des parois. La température des gaz T , variable selon la position angulaire, va quant à elle être déterminée dans la section suivante.

1.6.4 Profil de température

Bien que toutes les variables nécessaires au calcul du HR soient développées, il reste un élément à déterminer : la température à l'intérieur du cylindre. Cette inconnue est apparue lors de la modélisation du coefficient adiabatique et des pertes pariétales. Cette dernière est variable en fonction de la position angulaire θ , et doit être déterminée entre IVC et EVO pour calculer le dégagement de chaleur associé. Pour commencer, les gaz qui contiennent le cylindre sont considérés comme se comportant comme des gaz parfaits.

$$p(\theta)V(\theta) = mR^*T(\theta) \quad \forall \theta \in [IVC, EVO] \quad (1.42)$$

Les valeurs de pressions en fonction de l'angle de vilebrequin sont connues grâce aux mesures des capteurs. Le volume instantané est déterminé au moyen des formules développées dans la section 1.6.1. L'équation (1.42) permet de déterminer le profil de température entre IVC et EVO en posant quelques hypothèses, via l'expression suivante :

$$T(\theta) = \frac{p(\theta)}{p_{IVC}} \frac{V_{\theta}}{V_{IVC}} T_{IVC} \approx \frac{p(\theta)}{p_{in}} \frac{V_{\theta}}{V_{IVC}} T_{in} \quad (1.43)$$

Cette formule peut être obtenue en prenant en compte les hypothèses suivantes :

- $p_{IVC} = p_{in}$
- $T_{IVC} = T_{in}$

La première hypothèse a été utilisée car le signal de la pression contient beaucoup de bruit autour de la position d'IVC. En raison de ces perturbations, de grandes variations du profil de température d'un cycle à l'autre sont enregistrées. C'est pourquoi la pression moyenne d'admission p_{in} a servi d'approximation de la pression à la position IVC, afin d'atténuer les variations non désirables.

La deuxième hypothèse est que la température des gaz lors de l'IVC a été approximée par la température d'admission T_{in} . Cette valeur est utilisée comme référence puisqu'un capteur de température est installé dans le collecteur d'admission, elle est donc très proche de la température moyenne des gaz piégés dans le cylindre à la fermeture des valves d'admission. Deux types d'erreurs d'approximation peuvent intervenir de ce choix :

- une fraction des gaz dans le cylindre rémanente du cycle précédent pourrait encore être présente
- la charge fraîche pourrait avoir échangé de la chaleur avec les parois du cylindre

CHAPITRE 2

Modifications du banc d'essai

Ce chapitre décrit en détail les différents éléments du banc d'essai qui ont subi des changements et ceux qui ont été ajoutés. Pour commencer, une liste succincte des caractéristiques importantes du moteur est présentée. Ensuite, une description du banc d'essai dans sa globalité sera développée pour donner des explications générales sur le fonctionnement de l'installation. Enfin, une section dédiée aux développements liés au changement de carburant et aux justifications du dimensionnement du turbocompresseur ainsi que du système d'EGR conclura le chapitre.

Étant donné que le banc d'essai initial est celui développé par Boveroux & Gramme [3], le système d'acquisition mis en place pour leurs travaux a été réutilisé et étendu pour ajouter certaines mesures de température et de pression supplémentaires propres à nos essais. Le schéma de l'installation est joint en Annexe A.2 pour permettre au lecteur de se représenter l'ensemble des éléments qui constituent le banc d'essai.

2.1 Caractéristiques techniques du moteur

Le moteur ayant servi pour les essais était initialement un moteur CI de la marque Yanmar (référence 4TNV98T-GGE) de 4 cylindres fonctionnant en 4 temps. Ce dernier est un moteur industriel stationnaire équipé d'un turbocompresseur, habituellement relié à un générateur électrique. La puissance nominale du moteur à la vitesse de 1500 tr/min est de 41.4 kW. Une liste non exhaustive des principales caractéristiques du moteur est présentée dans la Table 2.1 (fiche technique en Annexe A.1).

Paramètres moteur Yanmar 4TNV98T-GGE	
Cylindrée V_c	3.318 [L]
Course C	110 [mm]
Alésage D	98 [mm]
Longueur bielle L	167 [mm]
Vitesse de rotation N	1500 [RPM]
Fermeture de la soupape d'admission IVC	-127 CAD
Ouverture de la soupape d'échappement EVO	150 CAD
Taux de compression τ	18.1
Pression maximale dans le cylindre	150 [bar]

TABLE 2.1 – Caractéristiques du moteur

2.2 Description du banc d'essai

Dans cette partie, les différents systèmes qui constituent le banc d'essai sont expliqués, afin d'avoir une compréhension générale de son fonctionnement. Ce sont d'abord les systèmes d'admission et d'échappements qui sont décrits, suivis par le système de refroidissement. Enfin le générateur électrique et le cardan qui le relie au bloc moteur sont brièvement présentés.

2.2.1 Système d'admission

Le système d'admission sert à acheminer la charge jusqu'aux cylindres, afin d'y être introduite lors de l'ouverture des soupapes d'admission. Ce système porte la charge aux conditions de température et de pression nécessaires à l'auto-allumage à l'instant souhaité dans le moteur.

Diaphragme et caisson d'admission

Un des objectifs de ce travail est d'équiper le moteur d'un turbocompresseur, remplaçant ainsi le compresseur externe initial. La compression de l'air à l'admission ne sera plus effectuée en dehors du banc d'essai, mais directement en puisant dans l'énergie perdue à l'échappement. Étant donné que la mesure de débit d'air s'effectuait au niveau de ce compresseur, celle-ci a disparu lorsque le turbocompresseur a été utilisé. Afin de pouvoir continuer à donner une commande de débit de carburant en fonction de l'air admis, de nouvelles mesures de débit ont été requises.

Pour calculer le débit d'air passant dans le moteur, un système à organe déprimogène constitué d'un diaphragme placé au sommet d'un tuyau d'aspiration a été utilisé. La détermination du débit d'air selon cette méthode fait l'objet d'une normalisation. En connaissant les conditions d'ambiance, la géométrie du diaphragme, la disposition des capteurs et la variation de pression au droit de ce diaphragme, la norme ISO-5167 permet de déterminer le débit d'air.

Cependant, l'aspiration moteur correspondant à un débit pulsé, des variations dans la lecture de débit seraient apparues dans le cas d'une mesure directe. Cela entraînerait des problèmes pour assurer que la richesse du mélange soit bien celle attendue et pour effectuer les analyses sur base du débit entrant. Un caisson (voir Figure 2.1) a alors été utilisé afin de servir de "réservoir-tampon", lissant ainsi le phénomène de débit pulsé induit par le moteur. Dès lors, un débit d'air admis quasi-constant au diaphragme a permis de contrôler la quantité de carburant admise plus efficacement. Le caisson utilisé provenait d'un moteur de cylindrée équivalente tournant à des vitesses de rotation quelques peu supérieures, et est donc au minimum d'une taille suffisante pour lisser les débits d'air admis. Le développement qui suit sert à déterminer la dépression théorique qui devrait être observée à l'organe déprimogène au moyen de la norme ISO-5167, afin de vérifier que le capteur qui était auparavant associé à ce dispositif est aussi valable pour nos essais.



FIGURE 2.1 – Caisson d'admission et diaphragme

Pour calculer la dépression enregistrée au diaphragme, deux valeurs sont requises : une estimation du débit d'air à mesurer, ainsi que les dimensions du diaphragme. Le débit d'air admis peut être calculé au moyen de la cylindrée du moteur V_c et de sa vitesse de rotation N , en partant du principe que la charge est admise dans le moteur une fois par cycle, et par conséquent une fois tous les deux tours.

$$\dot{V} = \eta_{vol} V_c \frac{N}{2} = 2364 [L/min] \quad (2.1)$$

Si le débit de carburant est considéré dans le volume total aspiré par le moteur, le débit d'air peut être exprimé comme suit :

$$\dot{V}_{air} = \frac{V_{a,1}}{V_{a,1} + \phi} \dot{V} (1 - \alpha) = \frac{9.52}{9.52 + \phi} \dot{V} (1 - \alpha) \quad (2.2)$$

Dans cette expression, $V_{a,1}$ est le rapport volumique entre l'air et le méthane requis pour une combustion en proportions stoechiométriques, et α est la fraction d'EGR utilisée. Donc, augmenter la richesse du mélange ainsi que la fraction d'EGR influence négativement la quantité d'air admise dans le moteur.

Ce débit volumique aspiré par le moteur correspond à des débits d'air différents selon les conditions de pression et de température à l'admission. En effet, plus la charge est dense (pression élevée et température faible), plus le débit massique d'air est important. Le débit d'air corrigé selon la température et la pression est obtenu au moyen de l'équation suivante :

$$\dot{V}_{air,normalise} = \dot{V}_{air} * \frac{P_{in}}{P_{ref}} * \frac{T_{ref}}{T_{in}} \quad (2.3)$$

Le cas dimensionnant est celui où aucun EGR n'est utilisé, la richesse est très faible, et la pression et la température à l'admission sont respectivement de 2 bar et 170°C. Le débit d'air corrigé obtenu est de l'ordre de 190 m^3_N/h . Le diaphragme a un orifice de 62 mm de diamètre, tandis que la conduite sur laquelle il est placé a un diamètre intérieur de 100 mm.

Connaissant ce débit d'air estimé ainsi que les dimensions du diaphragme, la dépression maximale (dans les conditions d'admission énoncée précédemment) calculée est de l'ordre de 500 Pa. Comme le capteur différentiel associé à ce dispositif permet des mesures de pression allant de 0 à 1 kPa, il convient donc parfaitement pour nos essais.

Mélangeur air - EGR

Afin d'implémenter la recirculation des gaz d'échappement, un coude de type DN 40 acheminant des gaz comburés a été inséré dans la conduite d'admission de type DN 65 (voir Figure 2.2). Pour garantir l'éventualité d'utilisation d'une grande fraction d'EGR, les sections des différentes conduites ont été choisies de telle sorte que l'aire de l'"anneau" où circule l'air frais et celle du cercle d'où provient les gaz d'échappements soient proches l'une de l'autre. Une fraction d'EGR admissible de 50% est donc envisageable.

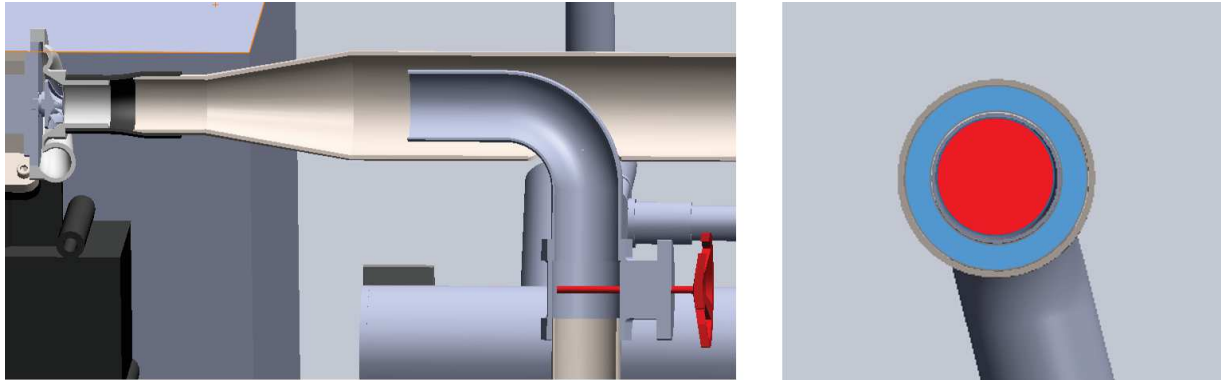


FIGURE 2.2 – Mélangeur air/EGR - aire rouge : section de passage de l'EGR - aire bleue : section de passage de l'air frais

Compresseur

Après un éventuel mélange avec de l'EGR, la charge passe au travers du compresseur du turbo afin d'accroître sa pression. En plus de cet incrément, une hausse de température est aussi observée, rapprochant un peu plus la charge des conditions d'admission désirée. De plus, les conditions d'entrée du fluide au compresseur ont été calculées afin que la température du fluide sortant soit toujours inférieure à la température d'admission souhaitée.



FIGURE 2.3 – (1) Mélangeur air - EGR, (2) Compresseur, (3) Résistance chauffante, (4) Mélangeur de gaz

Résistance chauffante

La résistance chauffante déjà existante sur le banc d'essai fournit le complément de chaleur nécessaire pour que la charge atteigne les conditions d'admission voulues. Cet élément est d'une importance capitale dans le fonctionnement du dispositif étant donné le caractère prépondérant de la température dans la combustion HCCI.

Débitmètres et cordon chauffant

Pour procéder au contrôle du débit de carburant et de sa composition dans l'installation, deux MFC (*Mass Flow Controller*) ont été utilisés : un pour le méthane, d'origine, et un pour l'hydrogène, ajouté au dispositif. Un cordon chauffant a été installé sur le pourtour de la conduite liant la bonbonne de méthane et le débitmètre correspondant afin d'assurer une température de gaz suffisamment élevée pour le bon fonctionnement du-dit débitmètre comme présenté ultérieurement en section 2.3.

Mélangeur de gaz

Finalement, un mélangeur de gaz de l'entreprise Heinzmann sert à adjoindre le carburant à l'air chaud ayant circulé dans la conduite de la résistance chauffante. Ce dispositif se sert de l'effet Venturi pour mélanger les gaz issus de deux conduites.

2.2.2 Système d'échappement

Le système d'échappement comprend les éléments interagissant avec les gaz d'échappement, que ces derniers effectuent une recirculation ou soient simplement évacués du banc d'essai.

Turbine

Après avoir été récupérés en sortie de cylindre par le collecteur d'échappement, les produits de combustions sont dirigés vers la turbine. Cette dernière va récupérer une partie de l'énergie résiduelle contenue dans les gaz pour assurer le fonctionnement du compresseur en amont. Cela va se traduire par une chute de pression et de température des gaz d'échappement.

Vannes et refroidisseur EGR

Pour pouvoir contrôler le débit d'EGR, une vanne réglable a été placée sur la conduite permettant la recirculation d'échappement vers l'admission, juste après le refroidisseur. Ce dernier sert à diminuer la température des gaz d'échappement avant réinsertion. Une seconde vanne permet d'ajuster la contre-pression à l'échappement afin d'assurer un bon sens de circulation de l'EGR en cas d'une éventuelle pression trop basse en sortie de turbine (voir section 2.5.2 pour de plus amples explications).

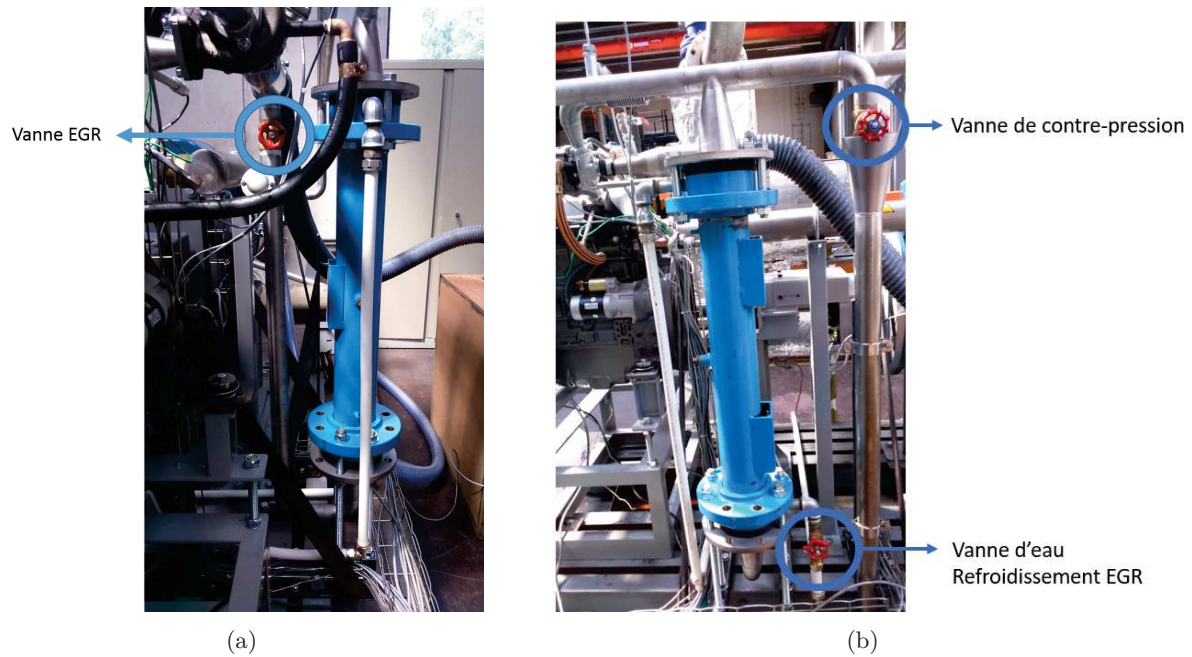


FIGURE 2.4 – Système d'échappement

2.2.3 Système de refroidissement

Afin d'évacuer la chaleur perdue aux parois et la chaleur générée par la friction, le moteur dispose d'un système de refroidissement. Étant donné que le moteur est stationnaire et placé dans un laboratoire, le système classique d'échangeur air/eau est difficilement utilisable. Une arrivée d'eau de ville froide est disponible, cependant, celle-ci ne peut pas être utilisée directement dans le moteur car la différence de température entre celui-ci et l'eau serait trop importante. C'est pourquoi, un échangeur de type eau/eau à plaque est utilisé. Il permet de refroidir l'eau venant du moteur sans la renouveler.

Une température de fonctionnement d'approximativement 90°C a été choisie afin de pas endommager les composants du moteur avec des gradients thermiques important, alors que la température initialement prévues pour le moteur était de 70°C . Cette température était dirigée par le tarage d'un thermostat présent dans le circuit. Le schéma du système de refroidissement est représenté sur la Figure 2.5.

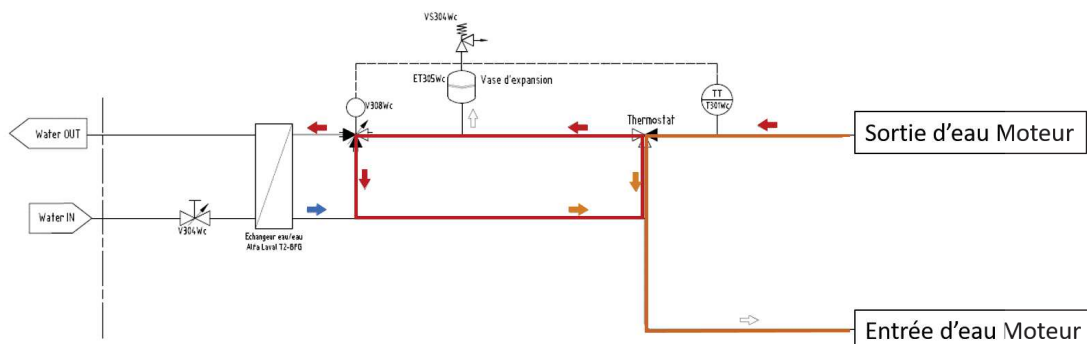


FIGURE 2.5 – Schéma du système de refroidissement moteur

Sur la Figure 2.5, les traits oranges représentent le système de régulation interne de la température du moteur. Lorsque la température excède le tarage du thermostat, l'eau passe vers la seconde boucle de régulation en rouge sur l'image. Une vanne 3-voies commande la proportion d'eau passant dans le refroidisseur. La fraction restante est directement réacheminée au moteur. Cette vanne agit de la même manière que le thermostat, mais est commandée électriquement.

Durant les essais, des problèmes de refroidissement du moteur sont apparus : l'échangeur prévu à cet effet ne permettait plus de maintenir le moteur à la température souhaitée. Le thermostat a été retiré afin de vérifier qu'il n'était pas bloqué en position fermée, empêchant ainsi le refroidissement du moteur. Comme aucun changement significatif n'a été observé, une obstruction de l'échangeur a été envisagée et vérifiée lors d'un démontage. Afin de pallier à ce dysfonctionnement, un remplacement par un échangeur à disposition, lui aussi à plaques, a été effectué. Ce dernier fournit une puissance de refroidissement nettement supérieure à l'original, ce qui a rendu le système beaucoup plus sensible. En effet, lors de modifications de la consigne de la vanne 3-voies, des variations de températures plus rapides que précédemment sont observées. Le contrôle de la température est donc devenu plus complexe.

2.2.4 Générateur électrique et cardan

Un générateur triphasé à induction de 55kW (modèle W22 IE2 de la marque WEG) est relié au moteur HCCI afin de produire de l'électricité. Ce générateur agit comme moteur électrique lors du démarrage du moteur HCCI. Ces deux derniers éléments sont connectés au moyen d'un cardan équipé d'un joint souple SGFlex-096.02, permettant une transmission d'un couple maximal de 420 Nm. Enfin, un variateur de fréquence Mitsubishi FR-A741-55k est utilisé pour le contrôle la vitesse de rotation du moteur.

2.3 Correction du débit de carburant

Durant les premières expériences menées consistant à reproduire les résultats présentés dans le mémoire de Boveroux & Gramme, de nombreuses différences ont été observées lors d'un même test reproduit à différents moments. En effet, entre des essais effectués le matin et l'après-midi, une augmentation de puissance substantielle fut remarquée. Cependant, aucun paramètre de fonctionnement n'avait été changé entre les deux prises de mesures, seule une nouvelle bonbonne de gaz avait été installée. Suite à l'analyse des résultats, des rendements de combustion supérieurs à 100% ont été calculés, ce qui est impossible. Aucune erreur de calcul n'ayant été remarquée, la seule possibilité restante était que le débit de carburant entrant soit sous-estimé par rapport à celui effectivement utilisé dans le moteur. Dès lors, l'attention a été portée sur la gestion du débit de carburant.

Ce dernier est géré au moyen de MFC thermiques, dont le principe de fonctionnement est décrit ci-après. La Figure 2.6 montre l'intérieur d'un des dispositifs en question. Le gaz entre par le conduit se trouvant sur la gauche et une partie de celui-ci est envoyée dans la petite conduite en forme de U. Sur cette dernière sont présents deux capteurs de température, séparés par un réchauffeur. Lorsque que le débit est non nul, une différence de température apparaît entre les deux sondes, permettant de calculer le débit massique de carburant sur base des propriétés du gaz considéré. Un contrôleur permet de gérer l'ouverture d'une vanne (à droite sur la figure) afin de réguler le débit pour obtenir celui reçu en commande.

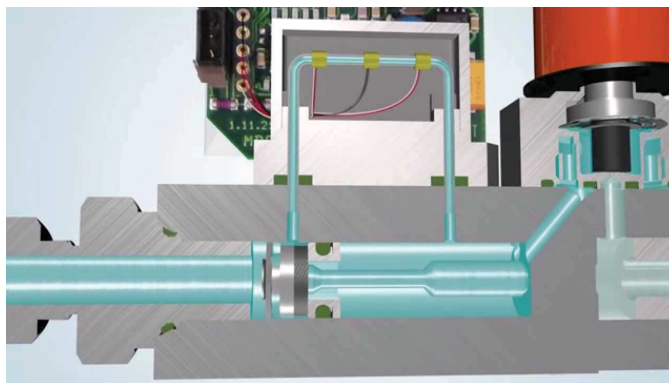


FIGURE 2.6 – Coupe d'un MFC thermique

Durant les essais effectués avec une bonbonne de méthane pleine, la conduite entre le détendeur et les MFC s'est couverte de givre (voir Figure 2.7). Or, comme les MFC utilisent les propriétés thermiques des gaz pour en déduire le débit, l'exactitude de ce dernier ne pouvait être garantie si la température d'entrée du gaz dans la conduite était inférieure à 0°C . En effet, comme les capacités calorifiques des gaz sont variables en température, et que celles-ci sont utilisées dans les calculs de débit massique par les MFC, une erreur non-négligeable peut subvenir si les conditions de températures sont situées hors de la plage de fonctionnement du dispositif. Le développement qui suit explique comment ce problème de gaz trop froid à l'admission des MFC a été résolu.



FIGURE 2.7 – Conduite en sortie de bonbonne givrée suite à des essais sur le banc

La première étape a été de quantifier l'état du gaz, afin de déterminer quelle serait la stratégie à adopter pour réchauffer celui-ci à des conditions viables pour que nos expériences fournissent des résultats réellement représentatifs.

Comme le méthane est fourni au moyen de bonbonnes sous hautes pressions, un détendeur est chargé de ramener ce gaz à une pression plus faible avant son admission dans les débitmètres. Or, cette détente implique un effet Joule-Thompson important, étant donné que dans le pire cas, la pression doit chuter de 200 bars (bonbonne pleine) à une pression de 5 bars (pression après détendeur). Comme une détente de Joule-Thompson est caractérisée par une détente isenthalpique, un diagramme p-H spécifique au méthane a été utilisé pour représenter le trajet de détente concerné (en orange sur la Figure 2.8), à savoir une détente démarrant à une température de 25°C et une pression de 200 bar (20 MPa), et terminant à une pression de 5 bar (0,5 MPa).

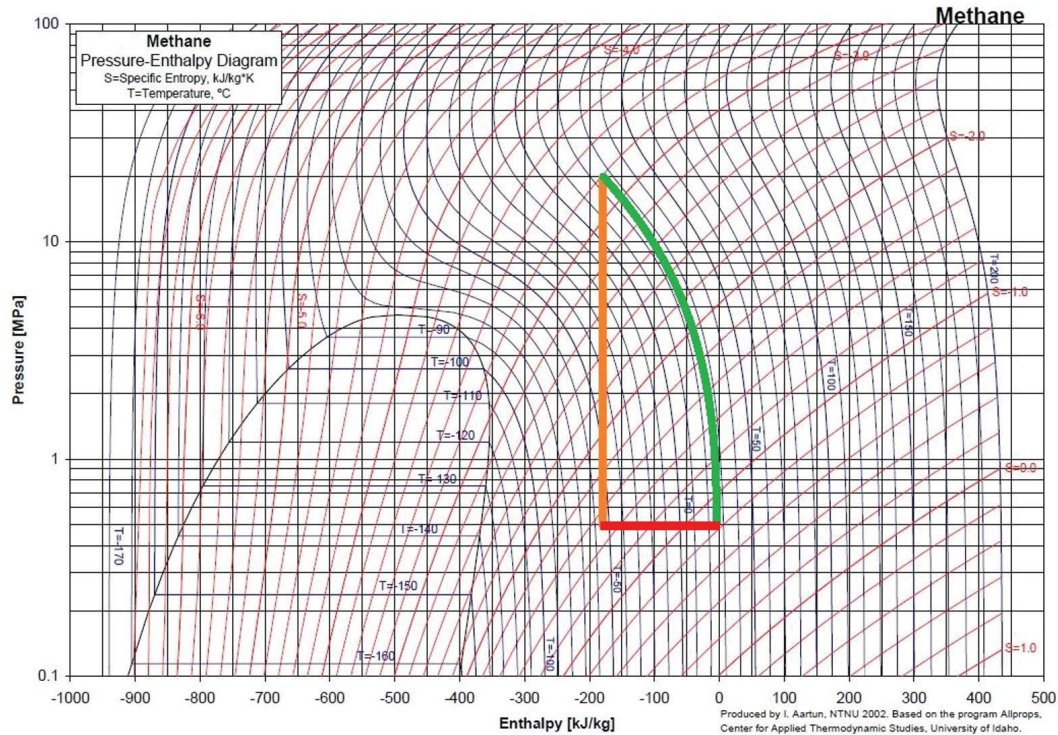


FIGURE 2.8 – Diagramme p-H du méthane [25]

L'analyse du graphe 2.8 révèle que la détente se termine à une température approximative de -55°C , et ce sans condensation quelconque puisque le point final de la détente se situe hors de la zone de changement de phase. Ce cas précis est le plus contraignant, car il implique la température finale de détente la plus basse. En effet, au fur et à mesure que la pression chute dans la bonbonne, la température finale après détente augmentera. Cela peut se voir en remarquant que le point de départ de détente va se déplacer vers la droite dans le graphe, étant donné que la température de la bonbonne est invariable. Les points en question suivront donc la courbe isotherme correspondant à une température de 25°C (en vert sur le diagramme). Tous les points de fin de détente des gaz seront donc situés sur une droite horizontale (en rouge sur le diagramme) à 5 bar.

Ce dernier point est particulièrement important, puisqu'il confirme la tendance observée expérimentalement. En effet, lorsque la bonbonne est la plus remplie et que la détente est la plus grande, la diminution de température est d'autant plus néfaste à la mesure du débit de gaz. La mesure de débit des MFC n'est donc correcte que pour la "fin" de la bonbonne, approximativement sur les 60 derniers bars, où la température finale du gaz est positive.

Nous avons décidé de ramener le méthane à une température de 20°C pour obtenir des mesures de débits représentatives. Pour quantifier cet apport de chaleur, les conditions les plus contraignantes ont été considérées : la bonbonne est pleine, impliquant une température du gaz minimale, le moteur fonctionne à richesse la plus élevée possible dans nos expériences, entraînant un débit maximal dans la conduite. Pour le cas du débit maximal considéré, il est nécessaire de réchauffer 0.765 [g/s] (correspondant à une richesse $\phi = 0,3$) de méthane initialement à une température de -55°C . La chaleur spécifique moyenne du gaz entre les températures -55 et 20°C a été déterminée au moyen des équations

$$C_p|_0^t = A + B \exp\left(-\frac{C}{t + D}\right) \quad [J/(mole\ K)] \quad (2.4)$$

$$C_p|_{t_1}^{t_2} = \frac{C_p|_0^{t_2} t_2 - C_p|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1} \quad [J/(mole\ K)] \quad (2.5)$$

Avec t_i les températures en Celsius. Pour le méthane, les différents coefficients de cette équation sont $A = 33.6$, $B = 75.3$, $C = 1370$, $D = 330$, ce qui implique que $C_p|_{t_1}^{t_2}$ vaut 34.38 [J/(mol K)]. La formule 2.4 et les coefficients propres à l'approximation pour le méthane sont issus de [8].

Avec toutes ces données, la puissance nécessaire pour réchauffer le gaz est obtenue :

$$\frac{\dot{m}}{M_{CH_4}} C_p|_{t_1}^{t_2} \Delta T_{CH_4} \approx 123W \quad (2.6)$$

La solution pratique qui a été retenue pour répondre à ce besoin est d'installer un cordon chauffant d'une puissance de 160 W qui a été enroulé autour de la conduite reliant la bonbonne au débitmètre.

2.4 Modification du carburant

2.4.1 Choix du carburant

Durant l'élaboration du banc d'essai, il était initialement prévu que celui-ci puisse fonctionner en consommant du gaz naturel. Cela permettrait de simuler une utilisation similaire à ce qui pourrait se faire dans des applications réelles, par exemple dans le secteur industriel (moteurs stationnaires). D'une part, remplacer le méthane par du gaz naturel faciliterait la combustion, comme détaillé dans la section suivante. D'autre part, le gaz naturel est une ressource plus facilement accessible que le méthane pur, puisqu'elle est disponible sur le réseau de distribution de gaz. De plus, l'installation nécessite une pression d'admission d'environ 5 bar, ce qui restreint les possibilités d'approvisionnement. Plusieurs pistes de solutions ont été explorées :

- se raccorder au réseau de gaz naturel de l'UCL et acheter un compresseur pour mettre le gaz sous pression
- acheter du CNG (*Compressed Natural Gas*) dans des stations-service
- acheter des bonbonnes de gaz naturel

La première option était coûteuse et engendrait des problèmes de sécurité. En effet, la législation ne permet de comprimer du gaz sans autorisation. La seconde nécessitait des autorisations de transport qui n'étaient pas disponibles. Enfin, la dernière option n'a pu être réalisée car aucune des firmes que nous avons contactées ne propose de gaz naturel sous bonbonne. Dès lors, un mélange de méthane et d'hydrogène destiné à simuler des performances similaires à celles du gaz naturel a été envisagé.

2.4.2 Détermination de la composition

Le critère retenu pour choisir la composition du mélange est que son point d'auto-inflammation soit similaire à celui du gaz naturel. Autrement dit, le point de départ de la combustion se produise au même point du cycle moteur pour des conditions de température et de pression initiales égales. Ce choix est justifié car la combustion HCCI est uniquement contrôlée grâce au point d'auto-inflammation du carburant, dépendant seulement de l'état thermodynamique du mélange.

Comme la composition du gaz naturel est variable selon son origine, il a été nécessaire de sélectionner une composition particulière qui serait utilisée comme base de la comparaison. La Table 2.9 reprend les valeurs moyennes des compositions de différents gaz naturels en Allemagne en 2007. Notre choix s'est porté sur la composition type "H gas Norway", qui a servi de base pour déterminer la composition du mélange méthane-hydrogène.

		H gas Russia	H gas Norway	H gas Danmark	L gas NL	L gas Germany
Carbondioxide	Vol-%	0.09	2.00	1.20	1.79	2.28
Nitrogen	Vol-%	0.84	0.96	0.33	9.94	9.76
Oxygen	Vol-%	----	----	----	----	----
Methane	Vol-%	97.64	87.81	87.76	83.18	87.14
Ethane	Vol-%	0.99	7.63	6.64	4.05	0.73
Propane	Vol-%	0.32	1.32	2.92	0.71	0.06
Butane	Vol-%	0.10	0.24	0.96	0.23	0.03
Pentane	Vol-%	0.01	0.02	0.16	0.05	----
Hexane + higher HC	Vol-%	0.01	0.02	0.03	0.05	----
Upper calorific value	kWh/m ³	10.56	11.08	11.63	9.80	9.31
Lower calorific value	kWh/m ³	9.51	10.01	10.52	8.84	8.38
Lower calorific value	MJ/kg	49.10	46.41	47.67	40.19	39.60
Upper Wobbe index	kWh/m ³	14.00	13.92	14.45	12.19	11.80
Standard density	kg/m ³	0.697	0.776	0.794	0.792	0.762
Methane Number	----	91	79	70	86	101

FIGURE 2.9 – Valeurs moyennes des compositions de gaz naturel en Allemagne (2007). La température de référence est de 15°C et la pression de référence est 101325 kPa. L gas et H gas signifient respectivement Low et High Calorific Gas. Source : <http://www.ingas-eu.org/docs/DB0.1.pdf>

Afin de déterminer la composition du mélange qui permettrait de reproduire les performances du gaz naturel en terme de température d'auto-ignition, une simulation numérique 0D issue du travail de Pochet et al. "Multifuel CHP HCCI engine towards flexible power-to-fuel : numerical study of operating range" [26] a été utilisée. Ce modèle se base sur les mécanismes cinétiques représentatifs des combustibles d'intérêt ainsi que sur la conservation de l'énergie interne du mélange cylindre, tout en prenant en compte des pertes aux parois spécifiques, afin de déterminer le CA5 d'un moteur opérant avec des conditions d'entrée fixées. Cette valeur est utilisée pour représenter le début de la combustion. Les paramètres opérationnels pris en compte sont la richesse (ici fixée à 0.3), la pression d'admission et le taux de compression.

Dans les travaux de Boveroux & Gramme [3], les conditions d'admission du carburant ont été choisies pour des pressions proches de 2 bar (1,8 à 2,1). Pour la composition de gaz naturel précédemment choisie, les conditions de température nécessaires à un début de combustion peu avant le PMH à des pressions similaires ont été déterminées. Le résultat retenu est celui mis en évidence en vert dans la Figure 2.10.

Conditions d'entrée	Température d'admission [K]	CA5 [°ATDC]
Pin = 2 bar Gaz naturel	500	-10
	480	-7
	450	-3.2
	420	5
	440	-1.16

FIGURE 2.10 – Résultats de la simulation pour la composition considérée (ATDC = After Top Dead Center)

A la lumière des CA5 trouvés par la simulation pour le gaz naturel, la recherche de la composition du mélange produisant un CA5 similaire conduit à une proportion 87 :13 méthane-hydrogène, comme présenté à la Figure 2.11. Il est important de noter que ces proportions sont volumiques (et donc molaires).

Conditions d'entrée	Proportions méthane – hydrogène	CA5 [°ATDC]
Pin = 2 bar Tin = 440 K	80:20	-2.3
	90:10	-0.3
	85:15	-1.4
	87:13	-1.0
Pin = 1.5 bar Tin = 450 K	87:13	-0.85
Pin = 2.5 bar Tin = 430 K	87:13	-0.6

FIGURE 2.11 – Résultats de la simulation pour la composition méthane - hydrogène induisant un début de combustion dans les mêmes conditions

Un autre élément notable des résultats est que, pour une proportion fixée, le mélange s'auto-inflamme à des angles de vilebrequin très proches pour des pressions dans la gamme de 1,5 à 2,5 bar.

2.4.3 Équation de combustion

Comme les proportions des deux gaz constituant le carburant sont molaires, celles-ci peuvent directement être utilisées comme coefficients stoechiométriques de l'équation de combustion. Par ailleurs, dans le cadre des expériences menées dans ce travail, l'EGR est défini comme une fraction de gaz recirculant dans le moteur. Cette même fraction est donc soustraite à la quantité d'air initialement admise dans des conditions équivalentes. En prenant ces deux éléments en considération, l'équation de la combustion du mélange choisi peut être déterminée comme :

$$(1 - \alpha)[(1 - r) CH_4 + r H_2 + (2 - \frac{3r}{2})\lambda(O_2 + 3,76N_2)] \quad (2.7)$$

$$+ \alpha(\alpha_1 CO_2 + \alpha_2 H_2O + \alpha_3 O_2 + \alpha_4 N_2) \rightarrow \alpha_1 CO_2 + \alpha_2 H_2O + \alpha_3 O_2 + \alpha_4 N_2$$

où α est la fraction d'EGR, α_i est le coefficient stoechiométrique du constituant i de l'EGR et λ est le coefficient d'excès d'air. En effectuant une résolution d'un système dont chaque équation est le bilan d'un élément du mélange (C, H, O ou N), les valeurs des coefficients α_i sont dérivées :

$$\alpha_1 = 1 - r \quad \alpha_2 = 2 - r \quad (2.8)$$

$$\alpha_3 = (2 - \frac{3r}{2})(\lambda - 1) \quad \alpha_4 = (2 - \frac{3r}{2})3,76\lambda \quad (2.9)$$

Comme la fraction d'EGR produit une dilution de la charge (une fraction d'oxygène est réinjectée qui n'est pas compensée par une admission de carburant équivalente), le coefficient d'excès d'air effectif lors de la combustion diminue avec la fraction d'EGR. La formule permettant de calculer le coefficient d'excès d'air réel est :

$$\lambda_{EGR} = \lambda + \frac{\alpha\alpha_3}{(1-\alpha)(2-\frac{3r}{2})} \quad (2.10)$$

et en injectant l'expression de α_3 trouvée précédemment

$$\lambda_{EGR} = \lambda + \frac{\alpha(\lambda-1)}{1-\alpha} = \frac{\lambda-\alpha}{1-\alpha} \quad (2.11)$$

Comme la richesse ϕ est l'inverse du coefficient d'excès d'air λ , il advient que :

$$\phi_{EGR} = \frac{1-\alpha}{\frac{1}{\phi}-\alpha} \quad (2.12)$$

dont les variations sont présentées dans le graphe suivant :

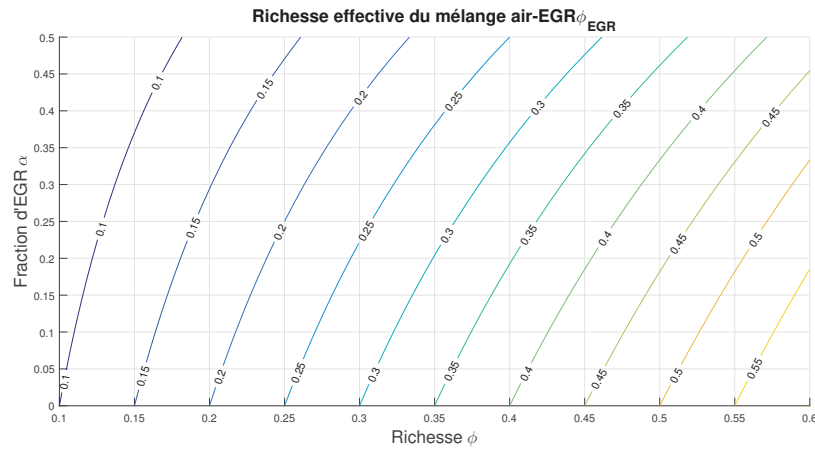


FIGURE 2.12 – Évolution de la richesse effective selon l'EGR utilisé

2.4.4 Impacts sur la combustion et les performances du moteur

Influence sur la température d'auto-inflammation

Le but principal du changement du carburant est de permettre un auto-allumage de la charge plus facile, plus particulièrement en diminuant son point d'auto-inflammation. Pour l'hydrogène, celui-ci se situe à 860 K, contre 920 K pour le méthane. En produisant un mélange de ces deux combustibles, une température d'auto-allumage plus basse que celle du méthane pur peut être obtenue. Pour des timings d'admission constants, ajouter de l'hydrogène induit donc une avance à l'allumage. Le pic de pression provoqué par la combustion va alors se rapprocher du PMH, mais aussi atteindre des valeurs plus élevées. Afin de conserver le début de combustion proche du PMH, il est nécessaire de diminuer la température d'admission afin que la température d'auto-allumage soit atteinte plus tard dans le cycle moteur. La Figure 2.13 présente les résultats numériques d'un modèle 0D simulant les mécanismes réactionnels dus à l'oxydation du carburant durant le cycle moteur, qui montre bien une tendance à une auto-inflammation plus prompte.

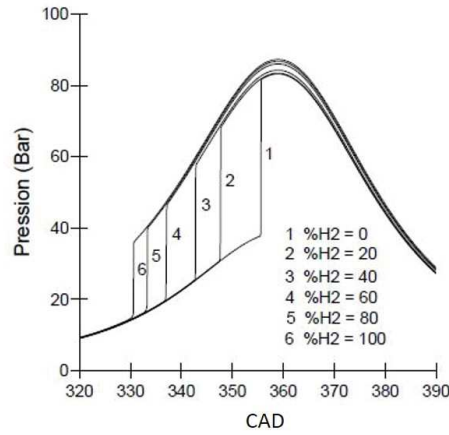


FIGURE 2.13 – Évolution de la courbe de pression en fonction du taux d'hydrogène dans le carburant [27]

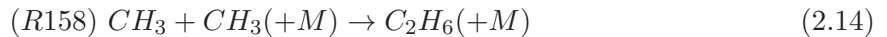
Influence sur la durée de combustion

En ajoutant de l'hydrogène, la combustion du méthane est influencée au niveau de sa cinétique chimique, étant donné sa plus faible énergie d'activation. En effet, ce composé supplémentaire va fournir des radicaux propices à la combustion du méthane plus rapidement que s'ils avaient dû être issus des mécanismes réactionnels de décomposition du méthane. Ce "boost" provoqué par l'hydrogène permet à la décomposition du méthane d'avoir lieu plus tôt et plus rapidement. Pour comprendre ces phénomènes, des analyses plus profondes sur les mécanismes réactionnels en jeu sont requises, faisant intervenir des modélisations numériques de la cinétique chimique de la combustion souhaitée. Fotache et al. [28] ont effectués ce type de simulation dans "Ignition of hydrogen-enriched methane by heated air" où figurent les explications suivantes :

" ... the most important steps at ignition involve the methyl radical, in particular, reaction



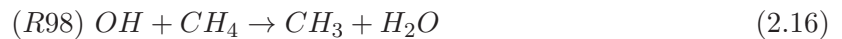
and the recombination step



In the methane/air system, radical production is therefore governed by the dynamics of the methyl radical. As a result, branching efficiency is weak, kinetic growth alone cannot induce ignition. When hydrogen is added, however, the shuttle reaction



competes with increasing efficiency with



This competition is beneficial for two reasons :

- 1 (R84) is significantly more exothermic than (R98)
- 2 (R84) yields the fast-reactive H-radical instead of the more stable CH_3

Rendement de combustion

Comme la combustion démarre plus tôt en présence d'hydrogène, pour des conditions d'admission fixées, le rendement de combustion croît avec la fraction d'hydrogène du mélange. Karim et al. [29] ont vérifiés ce phénomène lors de leurs recherches sur les mélanges méthane-hydrogène comme carburant pour les moteurs SI, où l'accroissement de la fraction d'hydrogène induisait une hausse du rendement de combustion, particulièrement à faible richesse.

MPRR

Étant donné que la combustion a lieu de manière plus brusque et plus rapide en présence d'hydrogène, l'accroissement de pression va être plus abrupt que précédemment, augmentant le MPRR. Il est important de veiller à ce que celui-ci ne s'élève pas trop, environ 10 bar/CAD maximum étaient conseillés initialement pour le moteur, car il est synonyme de cliquetis et donc de dégâts en raison de trop fortes sollicitations mécaniques dans les cylindres.

2.5 Choix du turbocompresseur et dimensionnement du système EGR

2.5.1 Turbocompresseur

Dans cette section sera développée la réflexion qui a été menée pour déterminer quel turbocompresseur serait adapté aux besoins du banc d'essai. Une partie du travail qui suit repose sur l'analyse effectuée par Rouanet [2] et utilise la méthodologie expliquée dans la Section 1.4.2.

Tout d'abord, les performances d'un compresseur sont définies en étudiant son rapport de compression π_C et le débit qui le traverse $\dot{m}_{C,corr} = \dot{m} \frac{p_0}{p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}}$ où $\dot{m}$ est le débit entrant dans le moteur. Dans le cas présent, l'air entrant dans le compresseur est à température ambiante ($T_{0,1} = 288.15[K]$) et pression atmosphérique ($p_{0,1} = 101325[Pa]$), ce qui implique que la correction du débit est sans effet. L'équation résultante est donc :

$$\dot{m}_{C,corr} = \eta_{vol} \frac{p_a}{RT_a} V_c \frac{N}{120} \quad (2.17)$$

L'indice a désigne les conditions à l'admission et $\eta_{vol} = 0.9$. Dès lors, la courbe de demande de débit en fonction du rapport de compression être obtenue. Celle-ci a été tracée sur plusieurs cartographies compresseurs afin de voir lequel d'entre eux permet d'obtenir les rendements les plus élevés. Ci-après sont présentées toutes les cartographies compresseurs trouvées dans la gamme des besoins identifiés.

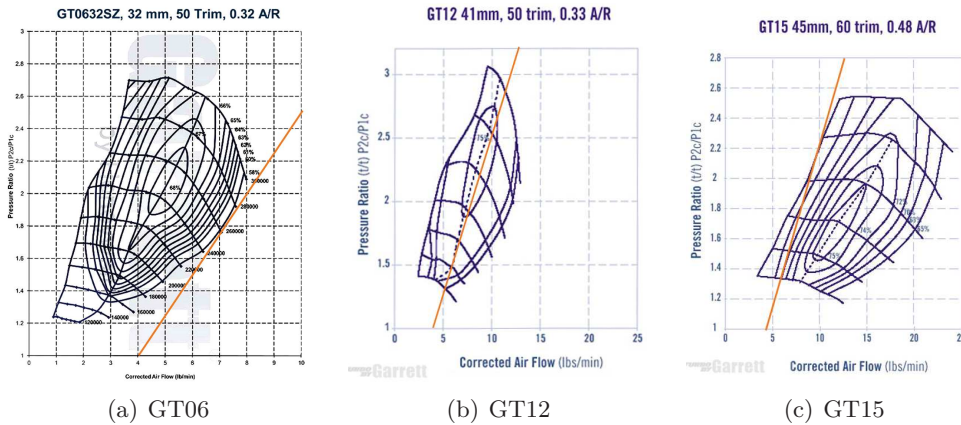


FIGURE 2.14 – Cartographie de compresseurs Garrett [30]

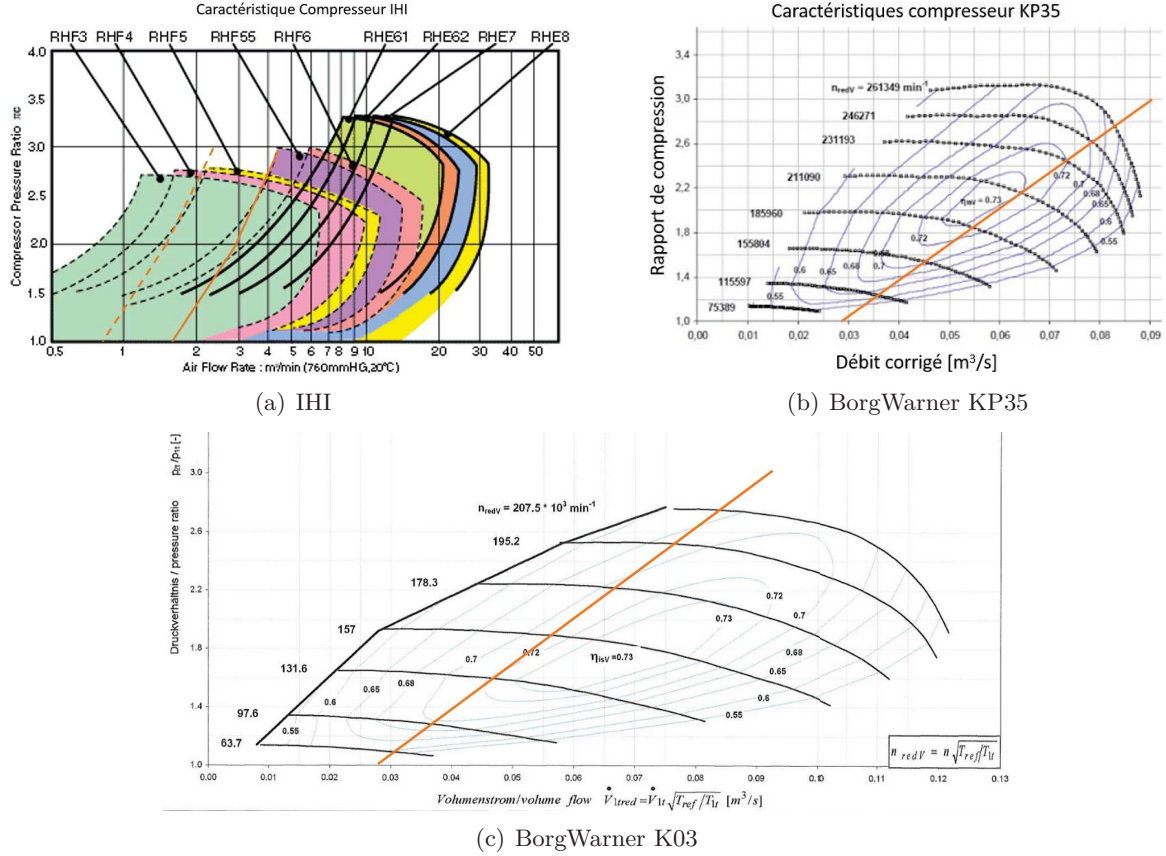
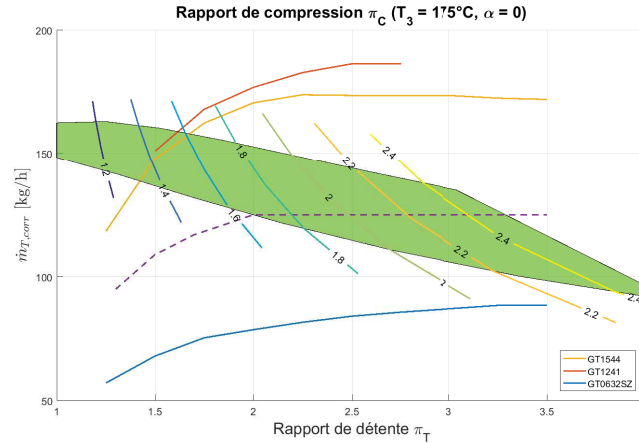


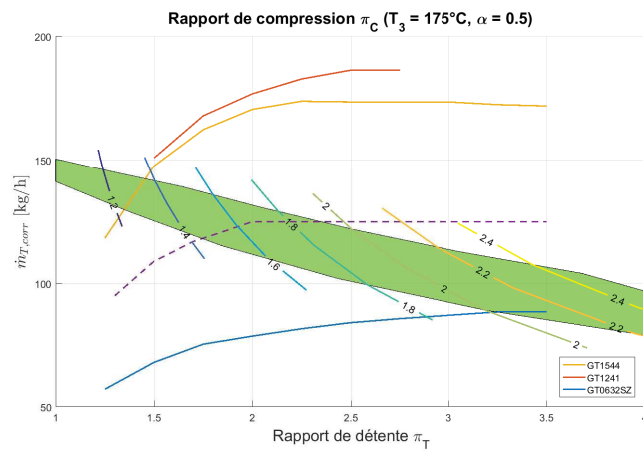
FIGURE 2.15 – Cartographie de différents compresseurs des marques IHI, Mitsubishi, Borgwarner [30]

Sur cette base, seul les compresseurs Garrett GT12, GT15 et BorgWarner KP35 disposent encore de rendements suffisants pour être considérés dans le reste de la procédure.

Étant donné que les moteurs HCCI impliquent moins de pertes énergétiques à l'échappement qu'un moteur conventionnel, trouver un turbocompresseur dont les caractéristiques sont identiques à celles recherchées est plus complexe que pour un moteur classique. En continuant la démarche, la courbe de débit en fonction du rapport de détente est recherchée afin de trouver la turbine optimale. Cependant, le débit corrigé passant dans la turbine $\dot{m}_{T,corr} = \dot{m}_{p4} \sqrt{\frac{T_4}{T_0}}$ dépend de la température des gaz d'échappement, qui dépend elle-même du rapport de compression, de la richesse, de la température des gaz d'entrée et de la fraction d'EGR. Pour trouver ce débit, les recherches et résultats de Rouanet [2] ont été utilisés, dans lesquels la contribution de l'hydrogène a été ajoutée. Le résultat est présenté sur les Figures 2.16(a) et 2.16(b), dont les points ont été déterminés en utilisant l'Equation (1.23). Ces graphes illustrent les rapports de détente requis à la turbine pour atteindre les conditions de pression à l'admission désirées. Le rapport de détente dépend du débit corrigé à la turbine au travers de la pression d'admission et de la richesse. Les parties en vert définissent les zones où le rapport de détente à la turbine satisfait les conditions d'admission. Il faut donc que la courbe de rendement maximal turbine se trouve dans cette zone. Ces mêmes graphes permettent de voir que le rapport de compression réalisable est toujours inférieur au rapport de détente nécessaire à son obtention. La boucle de pompage a donc toujours un impact négatif pour des rapports de compressions significatifs. Les caractéristiques turbines correspondant aux compresseurs présentés à la Figure 2.14 ont aussi été ajoutées. Aucune de ces courbes ne correspond à nos besoins, c'est pourquoi les turbos présentés précédemment ne peuvent être utilisés en l'état.



(a) Besoins turbine VS caractéristiques sans EGR



(b) Besoins turbine VS caractéristiques avec EGR = 0.5

FIGURE 2.16 – Analyse des courbes de demande de débit à la turbine pour remplir les conditions de pression souhaitées à l’admission avec et sans EGR

Les principaux challenges concernant le choix du turbocompresseur sont relatifs à la faible disponibilité des données, en tant qu’étudiants, concernant les cartographies de turbines et de compresseurs. En effet, les industries n’ont pas pour coutume de mettre à dispositions gratuitement ce genre d’informations, mis à part quelques exceptions tel que Garrett. Dès lors, même si les besoins d’une installation sont bien définis, trouver un équipement qui puisse les satisfaire n’est pas chose aisée. Après exploration des différentes options possibles, Rouanet [2] avait réduit les possibilités à quelques options, à savoir :

- Effectuer un choix de turbocompresseur (dans une liste restreinte étudiée de la marque Garrett) se basant sur l’opinion d’un spécialiste qui modifierait la turbine existante pour correspondre de manière optimale aux besoins.
- Choisir un turbocompresseur qui soit le mieux adapté aux besoins sans modification, si des sources d’informations supplémentaires permettant d’affirmer que celui-ci conviendrait à l’application étudiée.

La première de ces options n’a pas été retenue car, en pratique, elle est à la fois extrêmement coûteuse, mais aussi difficile à mettre en oeuvre. Les besoins doivent être minutieusement définis et ce, avec une marge d’erreur très faible puisqu’il s’agit d’outillage de précision. Dès lors la seconde option a été choisie, en mettant à profit les informations disponibles d’une autre manière.

Devant ce manque d'information, nous avons établi une méthode qui permette de sélectionner un turbocompresseur dont les caractéristiques ne sont pas entièrement connues. A cette fin, une équivalence sur les débits corrigés en entrée de turbine a été effectuée entre les moteurs HCCI et Diesel. Cette équivalence permet de trouver la cylindrée d'un moteur dont le turbo correspondrait à nos besoins. Ces débits corrigés varient en fonction de trois paramètres :

- la cylindrée
- la technologie de moteur, et par extension la température des gaz d'échappements
- la vitesse de rotation du moteur correspondant à l'optimum de fonctionnement du turbo

Pour procéder à cette équivalence de débit corrigé, quelques hypothèses ont dûs être posées :

- La température de sortie des gaz d'échappements d'un moteur Diesel considérée est de 750°C.
- La réponse optimale d'un turbocompresseur est prévue pour se produire lorsque le moteur Diesel fonctionne à 2500 tours par minute.

L'équivalence entre les débits corrigés a été déterminée au moyen de l'expression suivante :

$$V_{c,HCCI} * N_{HCCI} * \sqrt{\frac{T_{HCCI}}{T_{ref}}} = V_{c,Diesel} * N_{Diesel} * \sqrt{\frac{T_{Diesel}}{T_{ref}}} \quad (2.18)$$

Dans cette équation, $V_{c,HCCI} = 3,318$ L est la cylindrée et $N_{HCCI} = 1500$ rpm est la vitesse de rotation du moteur étudié. En injectant toutes les valeurs connues dans (2.18), une cylindrée équivalente pour un moteur Diesel $V_{c,Diesel} 1,49$ L est trouvée. La suite du processus décisionnel a donc continué avec des modèles de turbo uniquement utilisés sur des moteurs ayant une cylindrée proche de cette valeur.

La liste des turbocompresseurs potentiellement compatibles avec notre installation suite à cette analyse comprend les turbos Garrett GT14 VNT, BorgWarner KP31, BorgWarner KP35 et BorgWarner BV35. Toutefois, aucune information n'a pu être trouvée sur ces turbos si ce n'est pour le KP35 dont la courbe compresseur était disponible (Voir Figure 2.15(b)). Le BorgWarner KP35 apparaît donc une seconde fois dans nos recherches selon deux méthodes différentes.

Ensuite, pour garder une marge de sécurité concernant le choix du turbocompresseur, nous avons choisi d'utiliser un modèle équipé d'une turbine à géométrie variable. Ce choix intervient pour donner un degré de liberté supplémentaire au banc d'essai, et ainsi permettre plus de sécurité quant à nos fortes hypothèses. En effet, un tel élément permettrait d'augmenter les performances de la turbine pour une gamme de débit plus large qu'un turbo à géométrie fixe.

Or, suite aux recherches entreprises, il est apparu que le BorgWarner BV35 dispose du même compresseur que le KP35 et qu'il dispose en plus d'une géométrie variable. C'est pourquoi, notre choix s'est orienté vers le BV35 car il satisfaisait à tous nos critères.

Un autre point appuyant notre choix est que ce turbocompresseur a été utilisé par Johansson [31] sur un moteur lui aussi de type HCCI dans le cadre d'une comparaison des turbos KP31 et BV35. Dans cette situation, le KP31 atteignait ses limites de débit, tandis que le BV35 était légèrement en deçà de ses performances optimales. Comme l'installation en question fonctionnait avec un débit un peu plus faible que celui considéré dans ce travail, il apparaît donc que le turbocompresseur BV35 devrait être d'autant plus adapté à nos besoins.

2.5.2 Système EGR

La recirculation des gaz d'échappement induit une augmentation de la température d'admission des gaz dans le compresseur, ce qui provoque une élévation de la température à sa sortie. Dans le cas où cette dernière aurait été supérieure à la température désirée à l'admission, l'emploi d'un refroidisseur aurait été requis en parallèle de la résistance chauffante. Afin d'éviter cette complexification, nous avons opté pour un refroidissement de l'EGR avant sa réinsertion dans l'admission. Cela permet de garder le contrôle de la température à l'admission uniquement au moyen de la résistance chauffante.

L'élément principal qui a donc dû être dimensionné est un échangeur de chaleur qui permette le refroidissement des gaz d'échappement. La valeur exacte de la température de sortie du refroidisseur a été fixée à 70°C en accord avec les travaux de Rouanet [2], afin de garantir qu'aucune condensation de la vapeur d'eau ne se produise. Cette température permet d'assurer que la vapeur d'eau ne condense pas pour des valeurs de richesse comprises entre 0 et 0.6 et une fraction d'EGR inférieure ou égale à 50%, avec une marge de sécurité de 10 degrés.

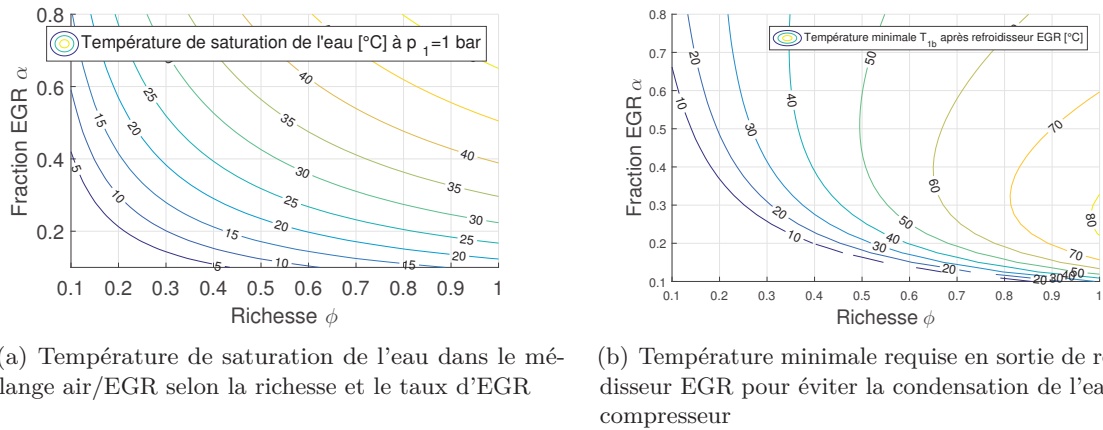


FIGURE 2.17 – Analyse de la saturation d'eau selon les paramètres de fonctionnement

Avec toutes ces informations, le cas critique de fonctionnement du refroidisseur peut alors être établi. Le point de fonctionnement du moteur nécessitant une puissance de refroidissement maximale des gaz recirculés a lieu lorsque la richesse vaut 0.3 et que la fraction d'EGR est de 50%. Dans cette situation, la température des gaz d'échappement vaut au plus 400°C et ceux-ci doivent être refroidis jusqu'à 70°C comme mentionné précédemment. Le débit circulant dans l'échangeur sera donc équivalent à la moitié du débit d'air maximal de l'installation, à savoir 0.03 kg/s. De plus, la capacité calorifique des gaz d'échappement est déterminée au moyen de la formule

$$c_p = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} \sum_i c_{p,i} dT = 1060 [J/(kgK)] \quad (2.19)$$

Dès lors, la puissance requise à l'échangeur P_{ech} a pu être déterminée comme :

$$P_{ech} = \dot{m} * c_p * (T_2 - T_1) = 0,03 * 1060 * (400 - 70) \approx 10,5 [kW] \quad (2.20)$$

Nous avons trouvé des échangeurs correspondant à ces spécifications, cependant, un échangeur tubulaire en cuivre sur-dimensionné qui était disponible a été utilisé. En effet, ce dernier était prévu pour refroidir de l'air comprimé à 40 bar à un débit de 1000 m^3/h pour une variation de température de 75°C, ce qui donne une puissance de l'ordre de 25 kW.

Maintenant que le système est dimensionné, il reste un élément primordial à assurer : le sens de circulation des gaz dans la conduite EGR. En effet, si la pression à l'échappement est inférieure à celle de l'entrée du compresseur, l'écoulement des gaz ne se produira pas dans le sens voulu. A l'inverse, si l'aspiration à l'admission est trop importante, il faut pouvoir restreindre cet écoulement. Pour ce faire, deux vannes ont été placées respectivement sur la conduite de recirculation des gaz et sur la conduite d'échappement. La première permet d'obstruer l'écoulement des gaz dans l'échangeur et la seconde permet de moduler la pression à l'échappement, afin d'induire un passage des gaz vers l'admission.

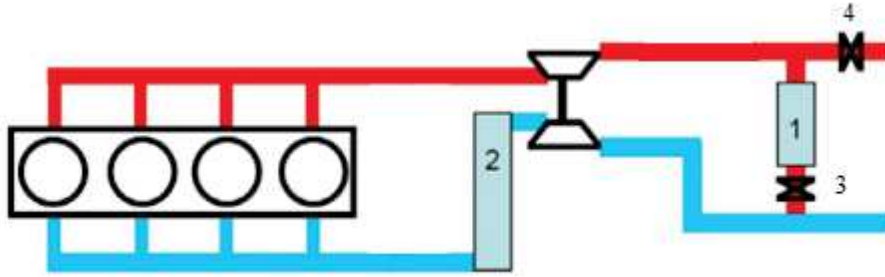


FIGURE 2.18 – Schéma du système EGR

Sur la Figure 2.18, les différents constituants du système ainsi que le schéma général de circulation des gaz sont représentés. La circulation de l'air frais d'admission est représentée en bleu et celle des gaz d'échappement est représentée en rouge. L'air frais passe d'abord par le compresseur, avant de passer dans le réchauffeur (l'élément 2 sur la figure) pour atteindre la température d'admission souhaitée. Après avoir servi pour la combustion dans le moteur, les gaz passent dans la turbine, puis une partie de ceux-ci passe dans le refroidisseur EGR (élément 1) selon l'ouverture de la vanne EGR (élément 3). Le reste des gaz d'échappement est évacué du système, en passant au préalable à travers la vanne de contre-pression (élément 4) précédemment mentionnée, permettant d'assurer une pression plus élevée qu'à l'admission, et par extension la circulation correcte des gaz d'échappement.

Suivant ce schéma, le débit d'EGR peut être évalué selon l'expression :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{tot} - \dot{m}_{inst}}{\dot{m}_{tot}} \quad (2.21)$$

avec $\dot{m}_{tot}$ le débit total avant EGR et $\dot{m}_{inst}$ le débit instantané avec EGR à la même pression.

2.5.3 Mise en place et ajout de capteurs

Commande turbine à géométrie variable

Le turbocompresseur choisi possédait initialement un système à dépression pour commander la position des ailettes de la turbine à géométrie variable. Comme aucune fiche technique n'a pu être trouvée pour connaître ses paramètres de fonctionnement, nous avons décidé de le retirer et de le remplacer par un autre, purement mécanique.

Deux raisons principales ont motivé ce choix :

- La première concerne la répétabilité des expériences : il faut assurer que la position des ailettes soit fidèlement reproductible d'un essai à l'autre
- La seconde concerne la finesse de réglage : agir sur les ailettes avec un maximum de précision est souhaité, afin de permettre de choisir soigneusement les points de fonctionnement de la turbine

L'ancien mécanisme à dépression (voir Figure 2.19) effectuait un mouvement de translation sur une distance 20 [mm]. Celui-ci devait être reproduit en prenant en compte la finesse de réglage et la répétabilité de positionnement. Il fallait aussi que le réglage soit facile d'accès même si le turbo n'est pas bien situé sur l'installation.



FIGURE 2.19 – Mécanisme à dépression d'origine

Pour satisfaire les deux premières contraintes, nous avons choisi de remplacer le mécanisme à dépression par un réglage à vis dont la rotation permet d'induire le déplacement d'une tige filetée reliée à la partie restante de la commande de la VGT. Ensuite, pour rendre la commande accessible, un système de courroie et de poulies a été utilisé afin de déplacer l'actionnement de la vis.

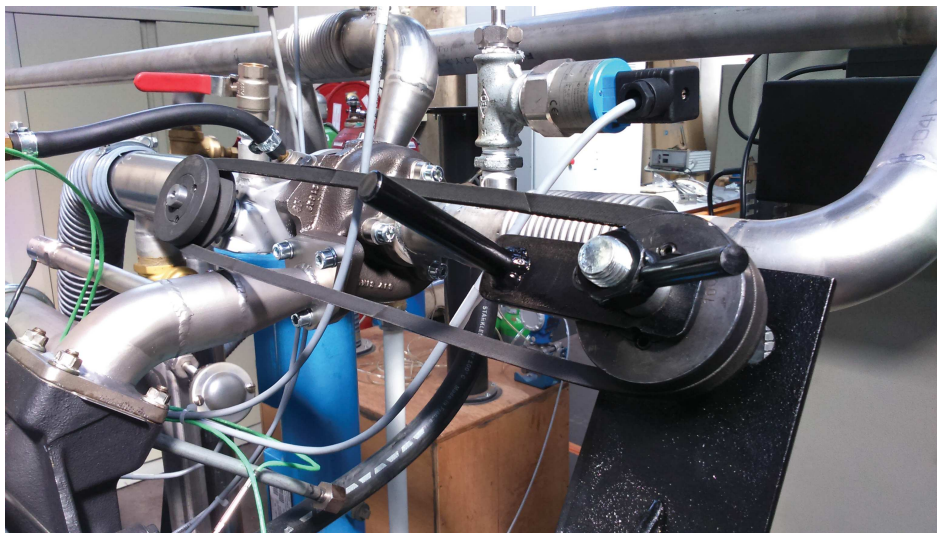


FIGURE 2.20 – Commande de la turbine à géométrie variable

En utilisant un pas de vis fin, un déplacement de 1 [mm] par tour a pu être effectué. Dès lors, chaque tour de vis effectué au moyen de la poulie a pu être associé à un déplacement connu. Les valeurs étudiées dans la suite du travail sont des multiples entiers du nombre de tours effectués avec la poulie de commande (et donc par mm de course). C'est-à-dire qu'à chaque tour de poulie correspond une position définie de la commande VGT allant de 0 à 20. 0 est donc la position totalement ouverte correspondant à la situation supérieure représentée sur la Figure 1.13, et 20 est la position fermée correspondant à la situation inférieure représentée sur la même figure.

Ajouts de capteurs

Afin de caractériser les performances du turbocompresseur, des capteurs de températures et de pressions ont été ajoutés sur le banc d'essai. Cette section présente une brève description de leur localisation et de leurs mesures respectives. Le P&ID de l'installation est présent en Annexe A.2 afin de permettre au lecteur de se représenter la localisation des différents points de mesure qui sont décrits ci-après.

Pour évaluer le rendement du compresseur, les pressions et températures en entrée et en sortie de ce dernier sont requises. Comme un capteur de pression à l'admission du moteur était déjà présent, seul un capteur en sortie de compresseur a été rajouté. Ce dernier est un capteur relatif de la marque Endress+Hauser, de modèle Cerabar PMC131, fonctionnant de 0 à 6 [bar]. La température à l'admission du compresseur utilisée pour le calcul du rendement est celle atmosphérique, utilisant ainsi une donnée déjà présente sur le banc d'essai. La température de sortie du compresseur a quant à elle été mesurée au moyen d'un thermocouple fonctionnant dans la gamme 0 - 500°C.

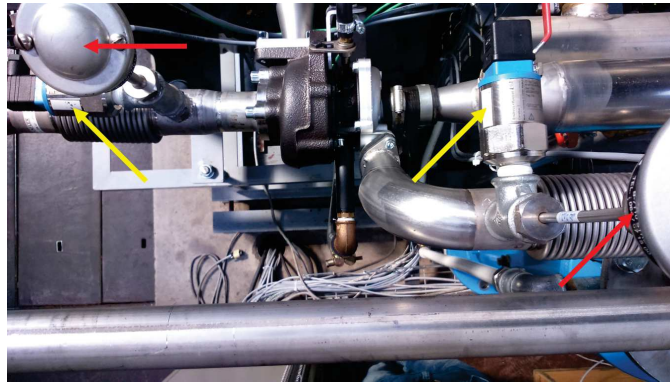


FIGURE 2.21 – Capteurs en sortie de compresseur et de turbine - Thermocouples en rouge et capteurs de pression en jaune

De même, les températures et pressions à l'entrée et à la sortie de la turbine sont nécessaires pour déterminer les rendements de celle-ci. De manière analogue au compresseur, un capteur de pression situé en sortie du collecteur d'échappement, qui était déjà présent sur le banc d'essai, a été utilisé pour connaître la pression à l'entrée de la turbine. Il s'agit ici aussi d'un capteur Cerabar PMC131. La température à l'admission de la turbine a été approximée la moyenne des températures de sortie des gaz d'échappement des différents cylindres, fournies par des capteurs déjà présents sur le banc. Enfin, un thermocouple a fourni les données de température de sortie de la turbine.

Dans le cas de l'utilisation d'EGR, la température à l'entrée du compresseur doit être recalculée car elle devient dépendante de la température et de la fraction de gaz d'échappement recirculés. Cette dernière température est elle-aussi déterminée au moyen d'un thermocouple.

CHAPITRE 3

Résultats expérimentaux

Dans ce chapitre seront d'abord développés le traitement des données récupérées grâce au système d'acquisition et la calibration du banc d'essai. Il se poursuivra par un résumé du plan expérimental et par les différentes sections propres à l'analyse des résultats obtenus.

Dans les explications qui vont suivre, les termes "position VGT X" où X représente un nombre ont parfois été abrégés par les termes "VGT X" afin de ne pas alourdir davantage les explications concernant les graphes de résultats. Cette quantité correspond à la valeur de la course des ailettes de la turbine à géométrie variable, comme expliqué dans la Section 2.5.3.

3.1 Acquisition des données

Pour obtenir des résultats qualitatifs, un grand nombre de cycles moteur a été analysé pour chaque point de fonctionnement. Ainsi, chaque résultat présenté par la suite est issu d'une moyenne d'au moins 200 cycles moteur. Ceux-ci ont été enregistrés par séries de 50, et chaque acquisition d'une série a été espacée de 15 secondes de la suivante. Les acquisitions ont été effectuées après avoir laissé au système un temps de stabilisation suffisant après chaque changement de paramètre, pour que la puissance fournie par le moteur soit constante.

Afin de caractériser l'évolution de la pression dans le cylindre, des capteurs sont placés au sommet de ceux-ci. Ces capteurs ont une fréquence d'acquisition qui mesure une valeur de pression tous les 0.5 [CAD]. Ils ont été étalonné statiquement mais, lors du fonctionnement réel, un décalage significatif a été observé. Pour le corriger, la différence de pression entre la pression d'admission et la pression au PMB a été rajoutée aux valeurs de pressions provenant des capteurs.

$$p_{\text{corrigé}} = p_{\text{capteur}} + \Delta p \quad \text{avec } \Delta p = p_{\text{in}} - p_{\text{capteur,PMB}} \quad (3.1)$$

Selon Lee et al.[32], cette hypothèse est valable pour corriger les valeurs de pression lorsque la vitesse de rotation est faible. Comme le moteur tourne à une vitesse 1500 RPM, l'hypothèse formulée est valide.

3.1.1 Filtrage des données de pression

Afin d'atténuer les bruits présents lors de l'acquisition des données, une moyenne a été effectuée. Cependant, la dérivée de ces données moyennées reste quant à elle fort bruitée. Comme cette dérivée est utile au calcul du dégagement de chaleur, une fenêtre de Hanning a été employée afin de lisser les valeurs enregistrées. La réponse en fréquence du filtre correspondant en fonction de la fréquence atténuée est :

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

La méthode proposée par Payri et al. [33] a été utilisée pour déterminer les fréquences f_1 et f_2 les plus adaptées pour le filtre choisi. Celle-ci revient à considérer les fréquences qui sont des multiples entiers de la fréquence des cycles du moteur comme le contenu fréquentiel des données. Toutes les autres fréquences du signal brut qui ne font pas partie de cet ensemble sont alors traitées comme du bruit. Les valeurs f_1 et f_2 sont définies par rapport à la fréquence au-delà de laquelle le contenu fréquentiel du signal et celui du bruit se confondent.

3.2 Calibration

Étant donné que les données de pressions acquises lors de nos essais sont utilisées afin de calculer l'ensemble des performances du moteur, il est nécessaire de les calculer précisément. Comme expliqué à la Section 1.6, la valeur la plus sensible est le dégagement de chaleur qui est dépendant de nombreuses variables. Une petite erreur de calibration des différentes mesures fausse donc beaucoup les rendements calculés sur base de celui-ci. Boveroux & Gramme [3] ont déjà traité ce problème dans leur travail, mais une nouvelle calibration a été nécessaire en raison des modifications du banc d'essai et du changement de l'accouplement du codeur angulaire (voir Annexe A.5).

3.2.1 Le taux de compression

Comme montré en section 1.6, le taux de compression τ influence directement le calcul du volume instantané du cylindre ainsi que celui sa dérivée, et donc le dégagement de chaleur. Étant donné que le moteur qui a servi à réaliser nos expériences a été modifié, il est important de connaître la valeur exacte du taux de compression pour la suite des calculs. En effet, les injecteurs inutiles dans l'application HCCI ont été remplacés par des capteurs de pressions, ce qui a faiblement modifié le volume effectif du cylindre. Les données en motoring ont servis pour déterminer ce paramètre car, dans ce cas de figure, le taux de dégagement de chaleur du moteur est nul. Le RoHR a été évalué pour différents taux de compression afin de déterminer la valeur qui permette de l'annuler sur l'ensemble du cycle. Le taux de compression effectif du moteur obtenu via ces tests est proche de 17.9 :1, alors que la donnée constructeur annonçait 18.1 :1. L'ensemble des analyses de résultats a alors été effectuée en prenant pour référence un taux de compression effectif de 17.9 :1.

3.2.2 Décalage du point mort haut

Afin de déterminer correctement l'état du mélange dans le cylindre, il est important que chaque valeur de pression enregistrée au niveau des capteurs soit associée à la bonne valeur du volume instantané. Dans le cas contraire, des erreurs conséquentes apparaîtraient au niveau du calcul de la température (voir Equation (1.43)), et par extension celui du RoHR. De plus, le changement d'accouplement entre le moteur et le codeur angulaire réalisé suite sa rupture a produit un déphasage qu'il était nécessaire de corriger. L'ajustement physique de ce capteur par rapport au moteur n'est pas aisé, il a été choisi de réaliser ce décalage lors du traitement des données.

Pour cela, la méthode développée par Tunestål. a été utilisée. Celle-ci fait l'hypothèse qu'en motoring, le taux de dégagement de chaleur est nul et que la perte de chaleur aux parois est constante. Dès lors, l'équation du dégagement de chaleur peut être simplifiée pour un fonctionnement en motoring telle que :

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

Or, comme $V(\theta)$ et $\frac{dV}{d\theta}$ sont connus, la pression et sa dérivée peuvent être décalées afin de satisfaire l'équation ci-dessus. La fonction est ensuite évaluée autour du PMH pour différents décalages définis par θ_0 . La valeur de ce paramètre est alors fixée lorsque le résidu de l'équation est minimum.

$$0 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p(\theta + \theta_0) \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta}(\theta + \theta_0) + Cst$$

Le système d'acquisition ne permettant qu'une résolution de 0.5 [CAD], le décalage du PMH déterminé ici ne pouvait pas être utilisé avec autant de précision lors des calculs de dégagement de chaleur. Étant donné que la durée du phénomène de combustion est de l'ordre d'une dizaine de CAD, cette faible résolution peut engendrer des erreurs conséquentes sur le calcul du RoHR. Afin de réduire celles-ci, une interpolation des valeurs enregistrées a été effectuée. Des points intermédiaires ont alors été ajoutés entre les valeurs recueillies afin d'obtenir une résolution de l'ordre de 0.1 [CAD]. Dès lors, le PMH a pu être synchronisé de manière plus précise avec les courbes de pression enregistrées avec le système d'acquisition.

3.3 Plan des expériences

Afin de comprendre la progression des résultats qui vont suivre, il est nécessaire de comprendre dans quels buts les expériences ont été réalisées.

◇ *Recherche de la pression maximale à l'admission*

Comme les tests sans turbocompresseur l'ont montré (voir Boveroux et Gramme [3]), l'augmentation de la pression d'admission améliore les rendements du moteur. C'est pourquoi, dans un premier temps, une recherche de l'optimum de pression a été menée. Étant donné que la pression varie en fonction de la richesse et de la position de la VGT, cette dernière a été modifiée lors du fonctionnement moteur.

◇ *Amélioration des rendements moteur*

Dans un second temps, les recherches se sont concentrées sur les rendements de l'installation. Le but recherché était de voir à quels points de fonctionnement ceux-ci étaient les plus élevés, et si ils coïncidaient avec les points produisant les pressions maximales.

◇ *Étude de la variation de la proportion d'hydrogène*

Afin de montrer l'impact de l'hydrogène sur la combustion du mélange, sa proportion a été modifiée de 0 à 20% au cours d'une série d'essais. Une analyse de la tendance sur une plus large gamme avait pour but de quantifier l'impact de l'hydrogène sur les performances.

◇ *Analyse de l'auto-inflammation selon la composition du mélange à CA50 constant*

Tout comme la fraction d'hydrogène, la température d'admission permet de varier le CA50. Afin d'établir le lien entre ces deux valeurs, elles ont été modifiées conjointement durant cette série d'essai.

◇ *Incidence de la recirculation des gaz d'échappement*

Pour terminer, l'ajout d'EGR a été testé afin de confirmer les tendances prévues théoriquement. Comme peu de points de fonctionnement stables ont pu être atteints, cette partie n'est qu'une prémisses aux futures expériences qui pourront être menées sur le sujet.

3.4 Performances globales du banc d'essai

3.4.1 Recherche optimum VGT

Comme mentionné dans la Section 2.5, le turbocompresseur a été choisi sans connaître précisément les caractéristiques de sa turbine. Les états du système ont été caractérisés en motoring pour les différentes positions VGT qui, pour rappel, vont de 0 à 20. La pression maximale d'admission a été recherchée car ces conditions permettent de faciliter le démarrage de la combustion. Les pressions d'admission en motoring pour les différentes positions ont été présentées sur la Table 3.1, où la position 13 permet d'obtenir la plus haute pression d'admission.

Position VGT	10	11	12	13	14	15
Pression d'admission [bar]	1,1	1,2	1,25	1,3	1,2	1,1

TABLE 3.1 – Variation de la pression d'admission selon la position VGT en motoring

Les positions supérieures à la position 13 ont montré une baisse de pression à l'admission en motoring. Cette baisse est liée à la réduction de l'aire de passage entraîne un abaissement de la caractéristique turbine comme expliqué dans la section 1.4.2. Le rendement de la turbine n'est donc plus optimal pour le débit la traversant.

3.4.2 Démarrage de l'installation

Étant donné que les conditions de démarrage sont plus contraignantes qu'auparavant en raison d'une pression d'admission plus faible, la stratégie de démarrage a été adaptée. La pression maximale atteignable avant introduction du combustible dans le moteur est de 1.3 bar. Afin d'obtenir des résultats proches de ceux réalisés sans turbocompresseur, la richesse au point de démarrage a été choisie à $\phi = 0.2$. Compte tenu de ces informations, le modèle 0D présenté en section 2.4 a été une nouvelle fois utilisé afin de connaître la température d'admission nécessaire à l'allumage. Il est ressorti de la simulation qu'une température de 175°C est nécessaire pour atteindre l'objectif tout en conservant la proportion méthane-hydrogène précédemment choisie.

La complexité du démarrage consiste en l'ajout progressif du carburant afin d'éviter tout phénomène d'emballement de l'installation. En effet, le démarrage de la combustion entraîne une amélioration du fonctionnement de la turbine, qui permet à son tour au compresseur de fournir une pression plus grande à l'admission. Par conséquent, la combustion va être favorisée, augmenter à nouveau le travail fourni par la turbine, et ainsi de suite, jusqu'à un point de stabilisation qui n'est pas préalablement connu. Durant les essais, la combustion a seulement été observée à partir d'une richesse plus élevée que celle prévue, à savoir 0.24, et pour une fraction d'hydrogène de 0.15. Une fois le moteur en fonctionnement, la fraction d'hydrogène a été réduite à 0.13 comme prévu initialement. Cette diminution est possible en raison d'une pression d'admission supérieure engendrée par le turbocompresseur. Quand le moteur a été stabilisé aux conditions de fonctionnement souhaitées, les tests nécessaires à la caractérisation du système ont pu commencer.

3.4.3 Fonctionnement à diverses positions VGT

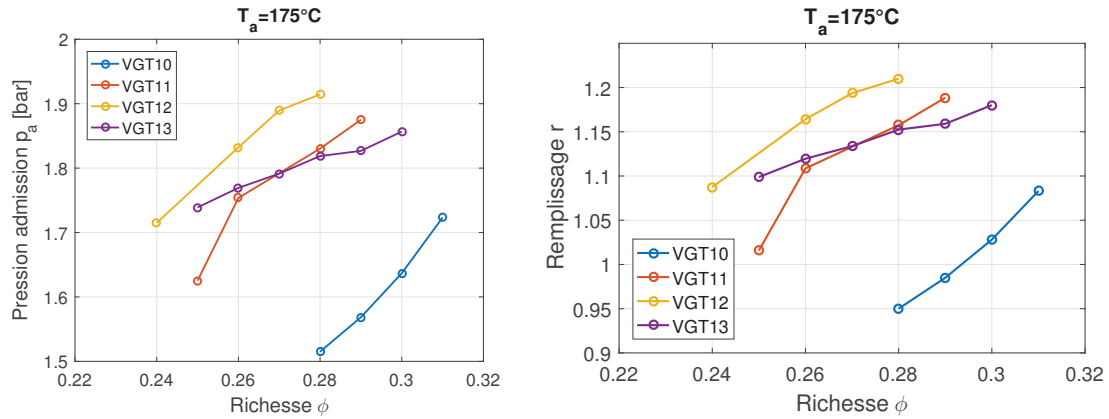
Avant toutes choses, il est nécessaire de préciser que l'ensemble des valeurs indiquées dans les graphes sont difficiles à comparer étant donné que la pression à l'admission varie selon les performances du turbo. Ainsi, des valeurs contre-intuitives peuvent parfois être remarquées puisque deux situations données n'ont pas les mêmes conditions d'admission. Il faudra néanmoins garder ces différences à l'esprit lors de l'analyse des résultats.

De plus, les graphes présentés dans cette section ont volontairement été dépourvus de barres d'incertitude. Ce choix a été pris afin d'éviter que ces graphes ne deviennent illisibles en raison d'une trop grande quantité d'informations. Dès lors, une section spécifique dédiée à l'analyse de l'incertitude sur les rendements du moteur a été ajoutée en fin de chapitre afin de discuter des variations des différentes valeurs obtenues lors des expériences.

Recherche de l'optimum de pression

Pour trouver l'optimum de pression, deux paramètres peuvent être modifiés : la richesse et la position VGT. Le premier augmente le contenu énergétique des gaz d'échappement et par conséquent permet de fournir un travail plus grand à la turbine. Le deuxième permet d'ajuster le fonctionnement de la turbine pour obtenir le rendement le plus élevé pour des conditions données.

Dans cette optique, les positions VGT ont été explorées pour une gamme de richesse qui satisfait les conditions de pressions et taux de montées en pression maximales. Les résultats de cette exploration sont présentés aux Figures 3.1(a) et 3.1(b).



(a) Pression d'admission en fonction de la richesse pour différentes positions VGT

(b) Remplissage en fonction de la richesse pour différentes positions VGT

FIGURE 3.1 – Pression d'admission et remplissage

Les positions 10 à 13 ont été étudiées pour deux raisons :

- D'une part, les positions inférieures à 10 ne produisent pas une pression d'admission suffisamment élevée pour obtenir une combustion à des richesses acceptables pour les limites de pression et de MPRR. En effet, la turbine nécessite que plus d'énergie soit présente dans les gaz d'échappement pour atteindre des rendements élevés à ces positions.
- D'autre part, les positions supérieures à 13 n'ont pas été étudiées car elles entraînent des pressions d'admission de plus en plus faibles selon la fermeture des ailettes, de la même manière que lors de la recherche de l'optimum en motoring.

Les richesses les plus hautes utilisées lors des essais sont limitées par les pressions maximales atteintes durant le fonctionnement du moteur ($P_{max} = 150[bar]$) et le MPRR maximum ($10[bar/CAD]$). Il est alors naturel de voir que les richesses les plus élevées ont été explorées au moyen des pressions d'admission les plus faibles. Inversement, les richesses faibles sont limitées par l'inflammation du mélange. Quand la pression est trop faible, les conditions d'auto-allumage ne sont pas atteintes suffisamment tôt dans le cycle moteur que pour déclencher une combustion. Les positions VGT produisant de plus grandes pressions d'admission ont donc permis d'explorer des richesses plus faibles.

En observant une courbe à VGT constant, il est clair que la richesse impacte positivement la pression obtenue à l'admission. Des valeurs plus élevées de richesse augmentent le contenu énergétique à l'échappement, permettant à la turbine de fournir plus d'énergie au compresseur, et ainsi augmenter la pression d'admission.

Une autre constatation tirée de ce graphe concerne les variations induites par le changement de position VGT : lorsqu'elle est progressivement changée de 10 à 12, la pression obtenue à l'admission du moteur s'élève pour une même richesse. Cette pression diminue alors à partir de la position 13. Il ressort donc que la position 12 permet d'atteindre l'optimum de pression d'admission. Il est intéressant de remarquer que la pression maximale atteinte grâce au turbo ne s'est pas produite à la position 13 comme en motoring. Étant donné que l'énergie contenue dans les gaz d'échappement augmente, le débit corrigé à la turbine est accru. Dès lors, pour rester dans des valeurs de rendements élevées, il est nécessaire de décaler la courbe caractéristique turbine vers le haut en augmentant l'ouverture de la VGT.

La contre-pression à l'échappement est maintenant représentée à la Figure 3.2. Cette pression se situe en sortie de moteur, qui est aussi l'entrée de la turbine. Suite à l'analyse de Rouanet [2], il est apparu que cette contre-pression est inévitable car l'énergie présente dans les gaz d'échappement est faible. En effet, les graphes présentés dans cette section montrent que pour obtenir des pressions d'admission élevées, la contre-pression devrait être encore plus élevée. Cette conclusion indique que réaliser une boucle de pompage positive est impossible.

Dans ce même graphe, il ressort que la contre-pression à l'échappement augmente pour des positions VGT croissantes. Cette différence de contre-pression s'explique par la réduction de la section de passage dans le turbo engendrée par la fermeture des ailettes. Cette augmentation de pression s'atténue avec l'augmentation de la position VGT. De plus, la richesse induit elle-aussi une hausse de la contre-pression pour une position VGT fixée, sauf dans le cas de la VGT 13 qui stagne pour toutes les valeurs considérées.

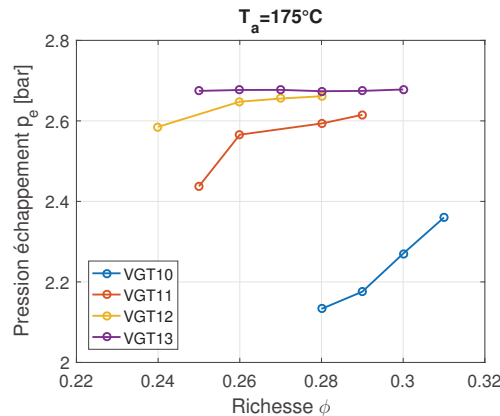


FIGURE 3.2 – Pression de sortie selon la richesse et les positions VGT

Le graphe du remplissage est présenté à la Figure 3.1(b), dont la formule de calcul est pour rappel :

$$r = \eta_{vol} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \quad (3.3)$$

Dans cette expression, p_0 et T_0 sont des constantes référant aux conditions d'ambiance, ce qui implique que les seules variables possibles sont le rendement volumétrique, la température et la pression d'admission. La formule du rendement volumétrique 1.12 utilisée pour les différentes pressions d'admission et d'échappement lors des essais produit des valeurs entre 0.9 et 0.905. η_{vol} n'est donc pas une variable d'influence dans le cas étudié. Comme la température d'admission choisie est fixée pour ces essais, le graphe concernant le remplissage est donc un simple changement d'échelle du graphe des pressions d'admission.

En résumé, dans les graphes qui vont suivre, il est important de bien garder à l'esprit qu'augmenter la richesse du mélange ou déplacer la VGT des positions 10 à 12 entraîne un incrément de la pression d'admission. Une diminution n'est observée que lors du passage de la position 12 à la 13.

Conversion de l'énergie du carburant

Maintenant que les éléments concernant les pressions en jeu selon les positions VGT et la richesse ont été présentés, la suite de l'analyse va se porter sur les étapes de conversion de l'énergie du combustible jusqu'au travail effectivement produit. La première de ces étapes concerne donc l'évaluation de FuelMEP, comme illustré à la figure suivante.

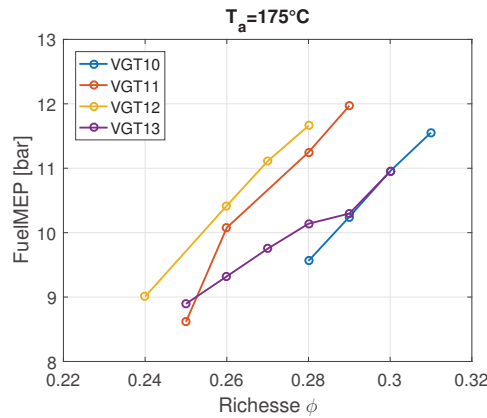


FIGURE 3.3 – Variations de l'énergie du combustible selon la richesse et les positions VGT

Dans ce graphe, la tendance à la hausse de FuelMEP avec la position VGT est la même que pour celle des pressions : une croissance de VGT 10 à 12 puis une diminution pour VGT 13, à une richesse constante. Lorsque la pression augmente, le remplissage du cylindre croît et donc une plus grande quantité de carburant est introduite dans le moteur afin de conserver la richesse désirée. L'optimum se situe donc au même point que pour la pression d'admission, à savoir en VGT 12. L'augmentation de FuelMEP avec la richesse est directement déduite car cette quantité représente l'énergie du mélange.

Après l'insertion de carburant, l'intérêt est porté sur la combustion et la chaleur dégagée par celle-ci.

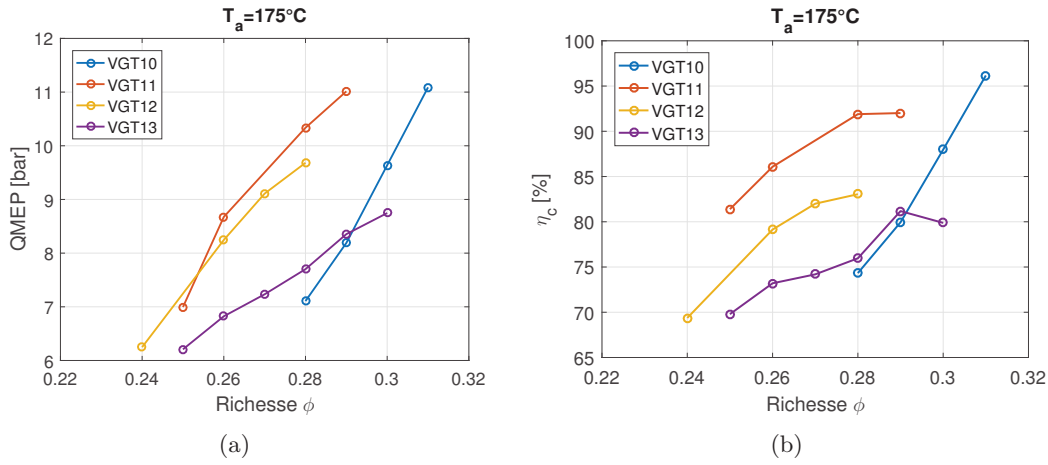


FIGURE 3.4 – Dégagement de chaleur et rendement de combustion selon la richesse et la position VGT

Les Figures 3.4(a) et 3.4(b) montrent respectivement l'évolution du dégagement de chaleur et du rendement de combustion en fonction de la richesse et des différentes positions VGT. Le rendement de combustion croît de manière marquée avec la richesse étant donné que ce paramètre induit une quantité de carburant plus élevée. Dans le même temps, la pression à l'admission croît aussi avec ce paramètre, ce qui favorise la combustion. Le rendement de combustion étant le reflet de la quantité de chaleur dégagée, la courbe VGT 12 est apparue comme suspecte. En effet, à cette position, la pression et le FuelMEP sont les plus élevés, ce qui contraste avec la valeur de rendement obtenue. En effet, le rendement de combustion devrait être impacté positivement par une richesse élevée et une forte pression. De mêmes valeurs de rendements sont observées pour des points de la courbe VGT 13 ayant un FuelMEP similaire. Lorsque les rendements de combustion sont analysés en fonction de FuelMEP pour les courbes VGT 12 et VGT 13, la valeur de ceux-ci sont très proches pour l'ensemble des points. De plus, si une analyse similaire est effectuée pour les positions VGT 11 et VGT 10, cette relation entre FuelMEP et rendement de combustion se vérifie. Une petite différence est cependant observée en raison d'un écart de pressions d'admission plus important. Les courbes semblent donc être liées deux à deux, mais il est impossible d'établir une relation unique entre toutes celles-ci.

A première vue, ces résultats semblent indiquer une incohérence dans les mesures ou dans leur analyse. Cependant, les tests à VGT 11 et à VGT12 ont été réalisés au même moment, tandis les positions VGT 10 et VGT 13 ont été effectués à des instants différents. De plus, des essais supplémentaires menés sur la position 12 ont confirmé les résultats, ce qui tend à écarter la possibilité d'une erreur de mesure. La seule similitude remarquée entre positions VGT 12 et VGT 13 est la contre-pression à l'échappement présentée à la Figure 3.2. L'hypothèse d'un remplissage plus faible a été envisagée mais rapidement écartée car une baisse de FuelMEP par la diminution du débit d'air admis aurait dû être observée. Nous n'avons donc pas été en mesure d'expliquer plus précisément cette observation.

Ensuite, les timings de combustion sont étudiés dans les Figures 3.5(a) et 3.5(b).

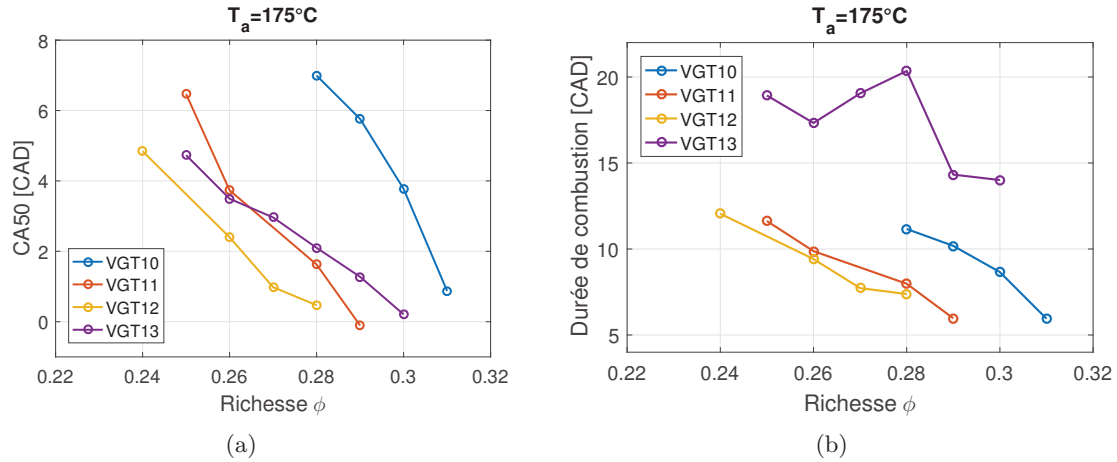


FIGURE 3.5 – Variations du CA50 et de la durée de combustion avec la richesse et la position VGT

Comme expliqué précédemment, l'augmentation de la richesse et la variation de VGT 10 à 12 induisent des pressions d'admission de plus en plus élevées. Dans ces circonstances, la charge atteint la température d'auto-allumage plus tôt et la combustion est avancée. Au passage de VGT 12 à VGT 13, comme la pression d'admission diminue, le CA50 et la durée de combustion associée augmentent. En étudiant l'impact de la richesse, deux points de la courbe VGT 13 font figure d'exception ; comme la combustion était relativement longue en ces points, il pourrait s'agir d'erreurs lors de la détermination de la valeur du CA90. Cette valeur déterminée par calcul peut enregistrer des irrégularités en raison de l'étalement de la combustion, qui induit un dégagement de chaleur éparse en fin de combustion. Ce constat ne nuit pas à l'analyse de la tendance des résultats à VGT variable, mais uniquement à celle de VGT 13 en fonction de la richesse.

Après la combustion, le rendement thermodynamique est étudié dans les figures suivantes :

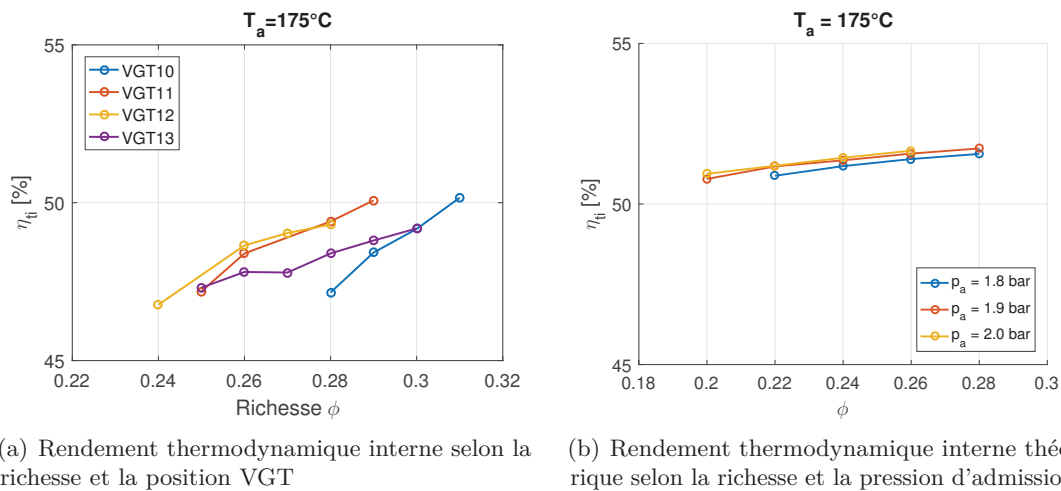


FIGURE 3.6 – Comparaison des rendements thermodynamique interne théorique et expérimental

La Figure 3.6(a) montre que lorsque la richesse augmente pour une même position ou que la VGT est changée de la position 10 à 12, la tendance du rendement thermodynamique interne est à la hausse. Comme précédemment, la VGT 13 implique une diminution des performances moteur par rapport à la VGT 12.

La Figure 3.6(b) permet de comparer les performances du moteur avec les résultats de la simulation numérique effectuée par Rouanet [2]. Sur celle-ci, les pressions d'admission varient de 1.8 à 2 bar pour des richesses comprises entre 0.2 et 0.28. Dès lors, seules les données recueillies lors des expériences pour des pressions et richesses similaires peuvent être comparées, à savoir celles des positions VGT 11 à 13. La position 10 n'impliquait pas une pression d'admission suffisante que pour être considérée ici. La différence de rendements thermodynamique interne entre la simulation et les expériences menées varie entre 1.5 et 4.5 % selon les points considérés. Les performances du moteur sont donc proches de celles du modèle précédemment établi.

Une autre interprétation du rendement thermodynamique peut être obtenue en tenant compte cette fois-ci des pertes et non pas du travail fourni. Les fractions d'énergie perdues à l'échappement et aux parois qui permettent cette analyse sont illustrées dans les graphes suivants :

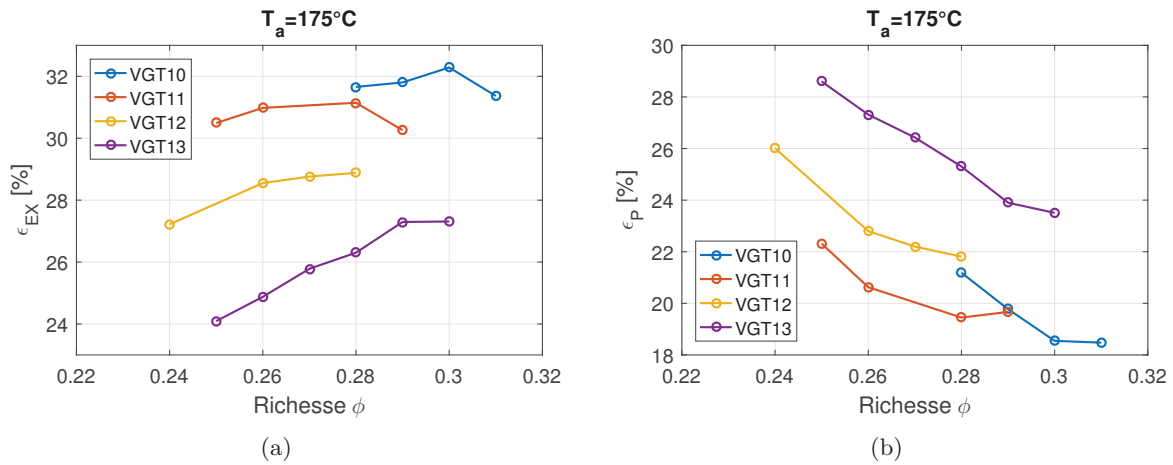


FIGURE 3.7 – Coefficients de pertes à l'échappement et de pertes pariétales selon la richesse et la position VGT

Ce nouveau point de vue permet d'expliquer plus concrètement pourquoi le rendement thermodynamique interne augmente. En comparant les échelles de ces graphes, la constatation est évidente : les pertes η_P diminuent proportionnellement plus que n'augmente les pertes η_{ex} , qui sont elles très peu variables. Cette diminution de la part des pertes pariétales s'explique par un dégagement de chaleur qui croît plus vite que les pertes pariétales avec l'augmentation de richesse.

En tenant compte du rendement thermodynamique interne, le travail brut extrait de la combustion est alors calculé, sous la forme de l' $IMEP_g$. Dans la Figure 3.8(a), une augmentation de cette quantité selon la richesse employée est notée à VGT constante. De plus, les variations de VGT à richesse constante suivent les mêmes tendances que le rendement de combustion, à savoir une croissance de VGT 10 à 11, puis une diminution au passage à VGT 12 et 13.

Une comparaison des résultats expérimentaux et des valeurs numériques de Rouanet [2] est possible grâce à la Figure 3.8(b). Comme les rendements thermodynamiques internes sont similaires dans les deux cas pour les points de fonctionnement communs aux deux analyses, il est cohérent que les valeurs d' $IMEP_g$ soient très proches. La différence principale entre le modèle de Rouanet [2] et les résultats expérimentaux réside dans la dépendance vis-à-vis de la richesse. En effet, comme le rendement de combustion était fixé à une valeur de 95 % pour le modèle théorique, celui-ci ne rend pas compte de mauvaises combustions à basses richesses. Une différence se marque alors pour les richesses les plus faibles, où la combustion est moins efficace. Ce constat s'applique aussi pour les autres quantités qui seront comparées par la suite.

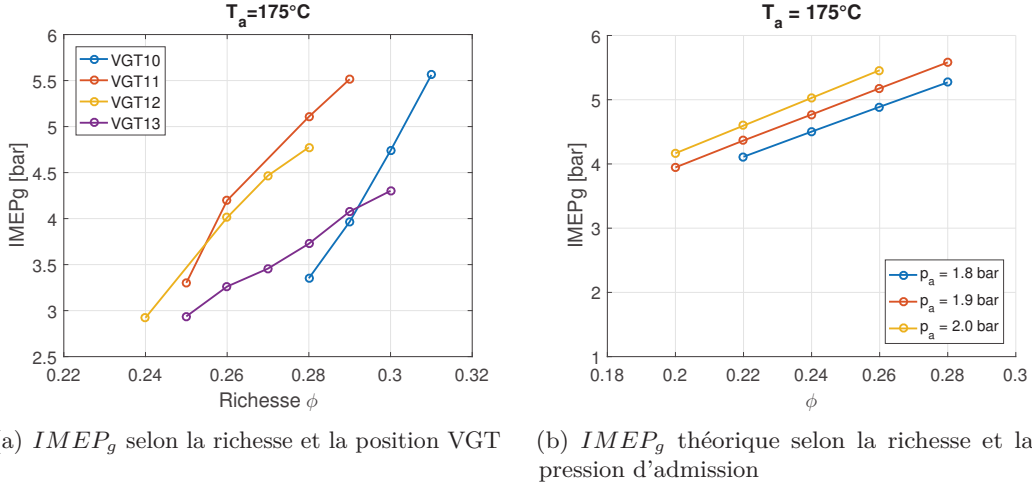


FIGURE 3.8 – Comparaison des $IMEP_g$ théorique et expérimental

Afin de déterminer $IMEP_n$, il est nécessaire d'évaluer les pertes par pompage PMEP. Celles-ci sont illustrées pour les cas théorique et expérimental dans les Figures 3.9(a) et 3.9(b). Pour obtenir des valeurs exactes de cette quantité, une intégration de la pression en fonction du volume du cylindre durant la phase de respiration est nécessaire pour évaluer plus précisément la boucle de pompage. Ici, ces PMEP sont approximées par l'écart entre la pression à l'admission et celle à l'échappement.

Dans le cas expérimental, les pertes par pompage ont tendance à croître avec la fermeture de la VGT. Par opposition, l'augmentation de la richesse induit un effet inverse, observé aussi dans le cas théorique. Cela s'explique par l'augmentation de l'énergie résiduelle des gaz à l'échappement : la turbine fournit plus d'énergie au compresseur et impacte donc positivement la pression d'admission.

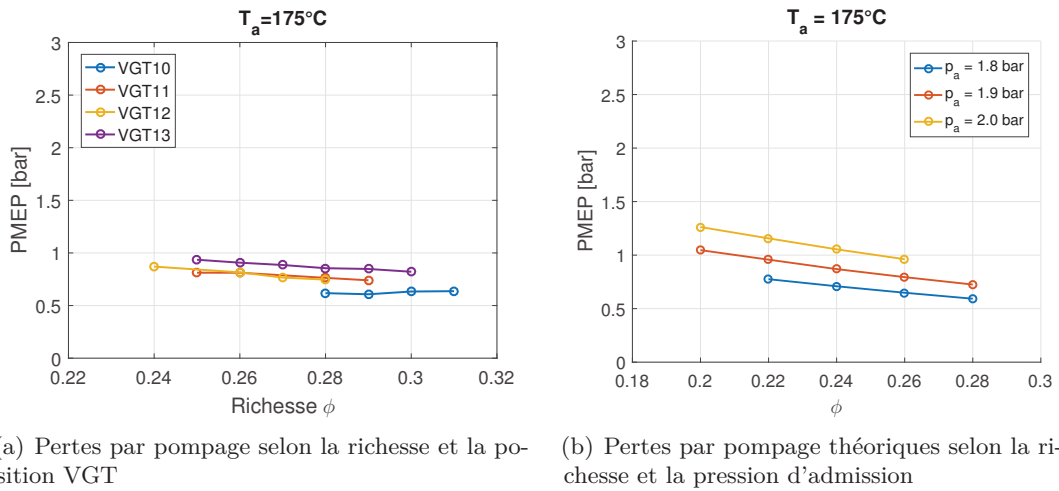


FIGURE 3.9 – Comparaison des pertes par pompage théorique et expérimentale

Il est important de remarquer que les pertes par pompage sur le banc d'essai sont très proches de celles du modèle théorique. De ce point de vue, le turbocompresseur a permis d'accroître la pression du système tout en ayant des pertes par pompage équivalentes à celles prévues dans le cas théorique.

Après déduction de ces pertes par pompage, les graphes des $IMEP_n$ respectifs des deux situations sont dérivés :

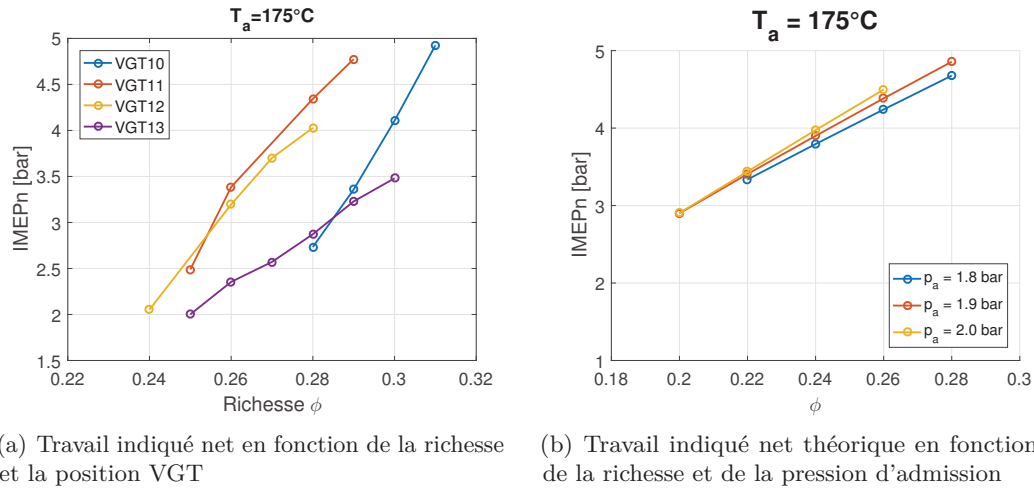


FIGURE 3.10 – Comparaison des $IMEP_n$ théorique et expérimental

Les résultats des essais montrent que l' $IMEP_n$ suit les mêmes tendances que l' $IMEP_g$ pour les variations de richesse et de VGT. Ce résultat est évident puisque les deux quantités sont séparées par PMEP qui est très peu variable selon le point de fonctionnement moteur étudié.

Étant donné que les pertes par pompage sont très proches dans les deux cas de figure, les divergences entre les $IMEP_n$ théoriques et expérimentaux sont les mêmes que celles décrites pour l' $IMEP_g$. La dépendance plus marquée vis-à-vis de la richesse des résultats expérimentaux est elle-aussi visible pour cette quantité.

Le rendement indiqué est maintenant analysé en utilisant les données reprises aux Figures 3.11(b) et 3.11(a). Celui-ci rend compte de l'efficacité de conversion de l'énergie du combustible jusqu'au travail net qui est récupéré en sortie du moteur. Pour les richesses les plus élevées, les valeurs obtenues expérimentalement sont un peu plus faibles que dans le modèle théorique, avec des écarts de 5 à 10 % selon la position VGT considérée. Ici aussi, les valeurs divergent pour des richesses induisant de faibles rendements de combustion.

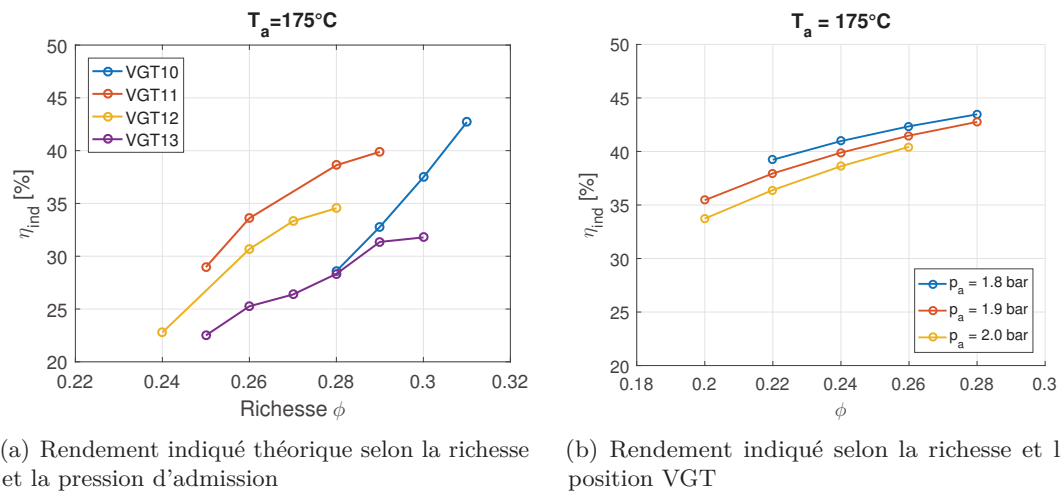


FIGURE 3.11 – Comparaison des rendements indiqués théorique et expérimental

La dernière étape de conversion d'énergie étudiée est relative aux pertes par friction, représentées par le rendement mécanique η_{mecc} et la quantité FMEP.

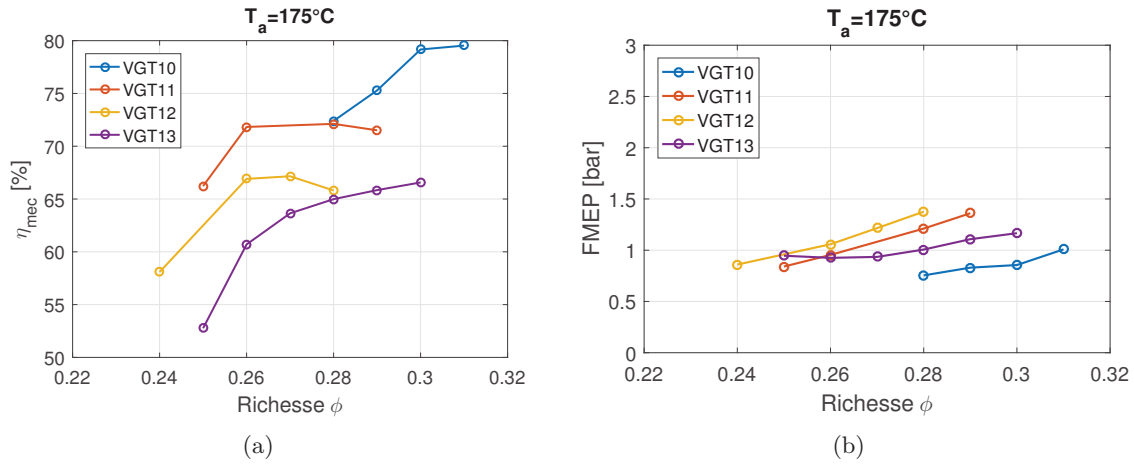


FIGURE 3.12 – Évolution du rendement mécanique et des pertes par friction selon la richesse et la position VGT

Peu importe la position VGT considérée, les pertes mécaniques sont situées dans la même gamme de valeurs. Comme ces pertes varient peu, le rendement mécanique augmente avec la richesse étant donné que l'importance relative des pertes par frottement par rapport au travail produit diminue. Il est tout de même possible d'observer que la Figure 3.12(b) montre une faible augmentation de FMEP avec la richesse employée. Ce phénomène est à mettre en relation avec l'augmentation de la pression maximale dans les cylindres, représentée à la Figure 3.13.

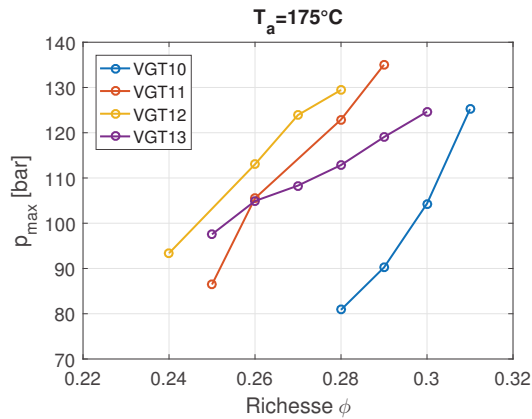


FIGURE 3.13 – Pression maximales atteintes durant les cycles moteurs

Différents modèles permettent d'approximer les pertes par frottement, dont celui de Chen-Flynn [8]. Ce modèle a vérifié une relation linéaire de FMEP avec la pression maximale atteinte dans le moteur, et une relation quadratique avec la vitesse de rotation N , comme le montre l'équation suivante :

$$FMEP = A + BP_{max} + CN + DN^2 \quad (3.4)$$

Avec A , B , C et D des constantes à déterminer, propres à chaque moteur. Il est donc normal d'observer une hausse des pertes par friction avec l'augmentation ϕ , puisqu'elle provoque des pressions maximales P_{max} plus élevées. Il faut cependant relativiser son impact car le terme B a généralement une valeur proche de 0.005, ce qui implique une variation de FMEP de l'ordre 0.3 bar entre les valeurs extrêmes de P_{max} observées lors des essais.

Plus généralement, les performances d'un moteur peuvent être décrites au moyen d'un rendement de conversion unique tenant compte du rapport entre l'énergie mécanique transmise au vilebrequin BMEP et l'énergie chimique contenue dans le carburant FuelMEP : η_e . Les valeurs de BMEP sont présentées à la Figure 3.14(a). Celles-ci sont déterminées à l'aide de la mesure du couplemètre. Étant donné que cette quantité est déterminée de manière indépendante des autres, elle permet de vérifier que les valeurs obtenues précédemment sont cohérentes : les tendances enregistrées selon η_e et η_{ind} doivent être les mêmes.

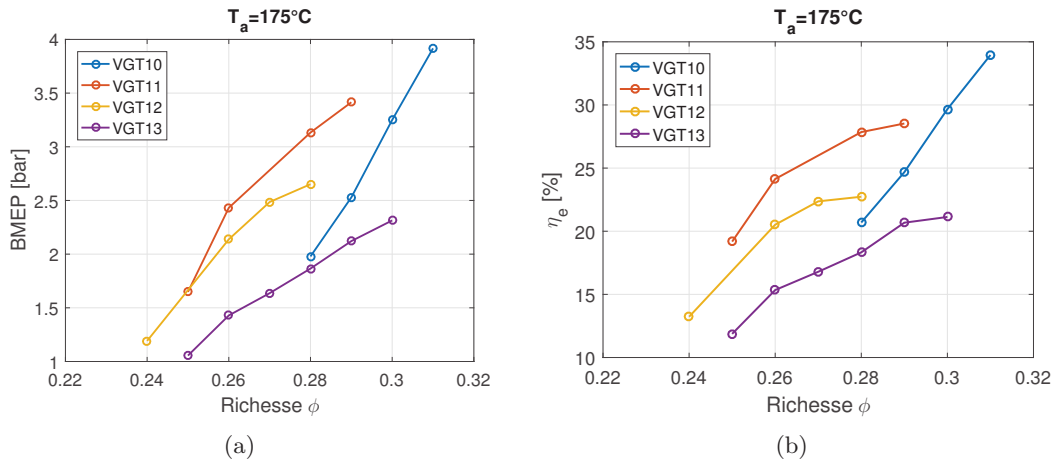


FIGURE 3.14 – Évolution du travail et du rendement effectif en fonction de la richesse et de la position VGT

Ces graphes illustrent que la conversion de l'énergie du carburant est croissante avec la richesse utilisée et ce, peu importe la position VGT considérée. De plus, la Figure 3.14(b) permet de tirer un constat intéressant : la position VGT 10 permet d'atteindre les plus hauts rendements de conversion. En effet, c'est la position subissant le moins de pertes par pompage, ce qui augmente le rendement de conversion global. Dans une optique de rendement et de production maximale, cette position est donc celle à sélectionner. Cette conclusion est contre-intuitive, puisque le turbo est supposé augmenter la pression à l'admission pour accroître la densité de puissance du moteur et qu'ici, choisir la pression d'admission la plus basse est la solution la plus efficace. Cela implique que le choix du turbocompresseur n'est peut-être pas adapté pour l'application HCII, car l'utilisation pression d'admission élevée entraîne une contre-pression non négligeable qui ne peut être atténuée par l'amélioration des performances des moteurs.

3.4.4 Rendements turbine/compresseur

Dans cette section sont étudiés les rendements isentropiques du compresseur et de la turbine.

La Figure 3.15 reprend les différents rendements atteints lors de l'exploration des positions VGT.

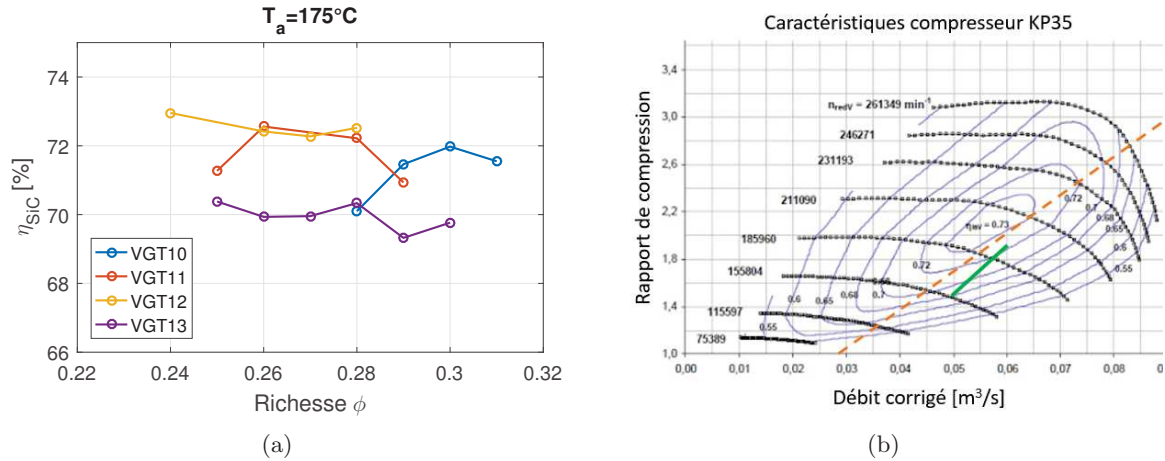


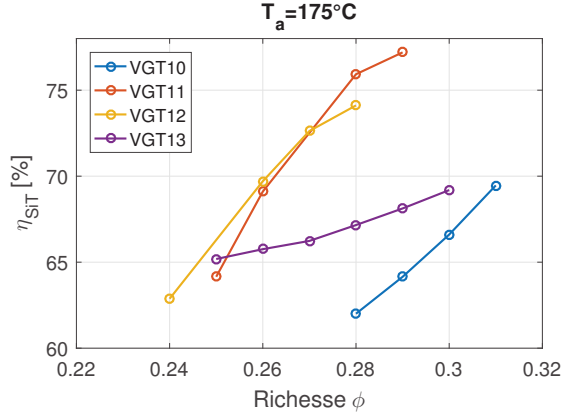
FIGURE 3.15 – Variations du rendement isentropique au compresseur selon la richesse et la position VGT

D'une part, ce graphe montre que, pour une même position VGT, les rendements du compresseur sont très proches peu importe la richesse utilisée. D'autre part, la modification de la position VGT a un impact très faible sur ces rendements.

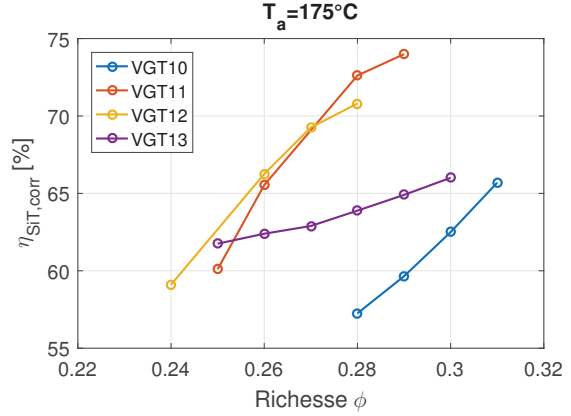
De plus, ces rendements correspondent à ceux initialement prévu lors du dimensionnement du turbocompresseur. En effet, en plaçant les points de fonctionnement obtenus lors de nos tests sur la cartographie compresseur 3.15(b), les rendements observés correspondent à ceux prévus. Les lignes orange et verte représentent respectivement la courbe théorique et la courbe expérimentale du rapport de compression en fonction du débit.

En observant les courbes pour les différentes positions VGT à une richesse fixée, un rendement au compresseur croissant entre les positions 10 et 12 est observé. Ceci permet de déduire qu'en fermant la turbine, le rendement du compresseur est impacté positivement jusqu'à la position 12, où il atteint un optimum car, à partir de la position 13, la tendance s'inverse.

Les Figures 3.16(a) et 3.16(b) présentent les rendements obtenus à la turbine lors des différents essais. Lors du calcul de ces rendements, les valeurs obtenues semblent surestimées car des rendements de près de 80% ont été obtenus alors qu'une valeur réaliste est plutôt proche de 70%. La température en entrée de turbine joue un rôle important sur le calcul de cette valeur. Initialement, la température considérée est la moyenne des températures en sortie de cylindre car aucune mesure de température supplémentaire plus proche de l'entrée de la turbine n'a été installée. Comme ces capteurs ne sont pas directement accolés à la turbine, une correction de 5°C a été effectuée pour prendre en compte une perte entre le point de mesure et l'entrée de la turbine. Les résultats obtenus suite à cette correction sont plus réalistes et sont présentés ci-après.



(a) Rendements de la turbine calculés sur base de la moyenne des températures en sortie cylindre



(b) Rendements de la turbine calculés avec une température de sortie corrigée de 5°C

FIGURE 3.16 – Variation du rendement isentropique à la turbine selon la richesse et la position VGT

Sur ces graphes, la tendance est claire : le rendement de la turbine augmente avec la richesse utilisée, pour une position VGT fixée. Comme le contenu énergétique des gaz passant dans la turbine augmente, celle-ci peut fonctionner avec un débit corrigé plus élevé et se rapproche ainsi de son point de rendement optimal.

L'évolution du rendement de la turbine à richesse constante selon la position des ailettes est assez complexe. Les rendements turbine sont croissants lorsque la position des ailettes est modifiée de 10 à 11, puis stagnent à la position 12 avant de diminuer lorsque la position 13 est atteinte. Cependant, une distinction doit être faite à basse et à haute richesse : à basse richesse la position 12 est la plus efficace, tandis qu'à plus hautes richesses la position 11 prime. Cela semble indiquer que la position 11 est optimale pour des débits corrigés plus grands que la position 12, ce qui correspond bien avec ce qui est attendu lors de l'ouverture des ailettes : un décalage de la courbe caractéristique turbine vers le haut.

3.5 Impact de l'hydrogène

3.5.1 Tests à T_a constant

Pour réaliser cette série d'essais, la position VGT 12, une richesse de 0.26, et une température d'admission de 175°C ont été choisies. D'une part, ce choix permet de pallier à la difficulté croissante du mélange à s'auto-enflammer pour des fractions d'hydrogène faibles grâce à une pression d'admission élevée. D'autre part, une richesse qui, de base, n'induit pas des MPRR élevés était requise, car augmenter la fraction d'hydrogène fait croître le MPRR. Cela a permis de vérifier l'impact de l'hydrogène sans interférence due à d'autres paramètres.

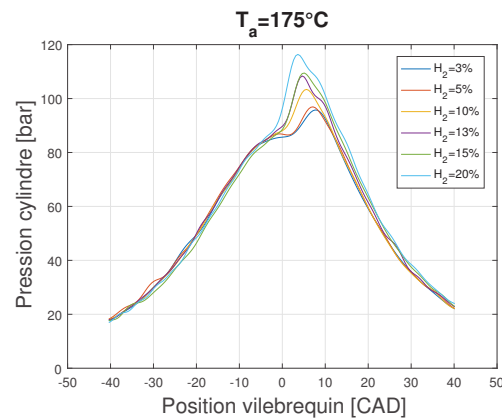
Afin de ne pas surcharger cette partie de graphes représentant les conditions d'admission obtenues, celles-ci ont été résumées dans la Table 3.2 ci-dessous. Une analyse rapide permet notamment de voir que les conditions d'admission, ainsi que la contre-pression à l'échappement, sont similaires pour l'ensemble de la gamme testée. Dès lors, les variations enregistrées dans le fonctionnement moteur pourront être imputées au changement de la proportion d'hydrogène, et non à un autre facteur.

Avant de rentrer dans l'analyse des impacts, il est intéressant de remarquer qu'aucun résultat concernant une fraction d'hydrogène nulle n'est présent dans le tableau, car ce point n'était pas stable et menait à l'arrêt de la combustion. Cela est d'autant plus dommageable qu'il aurait été intéressant de comparer les résultats obtenus avec ceux de Boveroux & Gramme [3], afin de voir l'impact du turbocompresseur sur les rendements sans tenir compte de l'hydrogène.

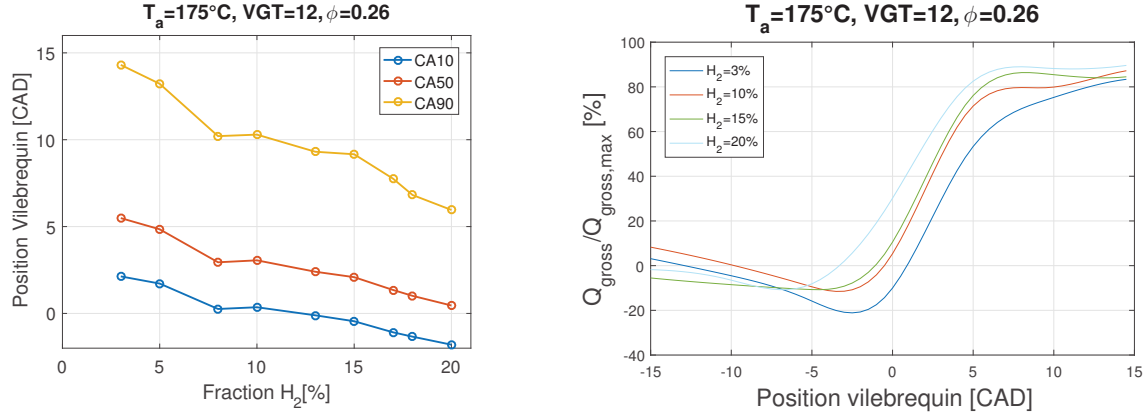
Fraction H_2 [%]	3	5	8	10	13	15	18	20
VGT	12							
Température T_a	175°C							
Richesse ϕ	0.26							
Pression d'admission p_a [bar]	1.81	1.82	1.82	1.825	1.82	1.83	1.835	1.835
Pression d'échappement p_e [bar]	2.635	2.64	2.645	2.635	2.645	2.65	2.655	2.655
FuelMEP [bar]	10.3	10.35	10.4	10.4	10.4	10.4	10.45	10.45

TABLE 3.2 – Résumé des conditions d'admission et d'échappement

A la Figure 3.5.1, des courbes de pression issues des différents essais ont été superposées afin de rendre compte de l'impact de l'ajout d'hydrogène sur le timing de combustion et les pressions maximales atteintes. Comme expliqué dans la Section 2.4.4, la combustion se décale vers le point mort haut et donc les pressions maximales croissent lorsque la teneur en hydrogène de la charge augmente.



L'impact le plus notable du changement de fraction d'hydrogène est le changement du timing de combustion caractérisé par les CA10, CA50 et CA90. L'avance à l'allumage produite par l'augmentation de la quantité d'hydrogène entraîne un déplacement du CA50. Pour éviter des pertes de rendements, ce dernier doit absolument se produire après le PMH. En effet, si le dégagement de chaleur se produit trop tôt, la combustion ira à l'encontre de la montée du piston et le travail de détente des gaz ne sera pas optimal. L'évolution des CA10, CA50 et CA90 est représentée sur la Figure 3.17(a).



(a) Evolution des CA_x en fonction de la fraction d' H_2 (b) Courbes de dégagement de chaleur en fonction de la fraction d' H_2

FIGURE 3.17 – Timing de combustion et courbes de dégagement de chaleur

Les quantités évoquées ci-dessus observent bien la tendance prévue : elles diminuent avec l'augmentation de la fraction d'hydrogène. Le CA90 subit la plus forte diminution et donc la durée de combustion diminue elle-aussi. Cette diminution se matérialise par une différence plus prononcée entre le CA50 et le CA90, tandis que l'écart entre le CA10 et le CA50 reste quasi constant, d'environ 3 [CAD]. Cela implique que l'hydrogène joue un premier rôle dans l'allumage de la charge et un second rôle plus tardif en fin combustion. Cet effet peut se constater sur le graphe de dégagement de chaleur sur la Figure 3.17(b) qui présente celui-ci dans l'intervalle où se produit la combustion. En cas de faible fraction d'hydrogène, il semble que la fin de la combustion soit ralentie lorsque la majeure partie du carburant a brûlé tandis qu'en cas de fraction d'hydrogène élevée, ce ralentissement ne se produit pas. L'écart constant constaté entre le CA10 et le CA50 témoigne d'un impact limité de l'hydrogène durant la première moitié de la combustion.

Le MPRR est présenté sur la Figure 3.18. Il croît assez rapidement avec fraction d'hydrogène. Ce phénomène est lié à la réduction de la durée de combustion et à l'avance de celle-ci. La même quantité d'énergie est libérée dans le cylindre sur un temps plus court pour un volume instantané plus faible car la combustion est de plus en plus proche du PMH, ce qui induit indubitablement une hausse de pression plus prononcée.

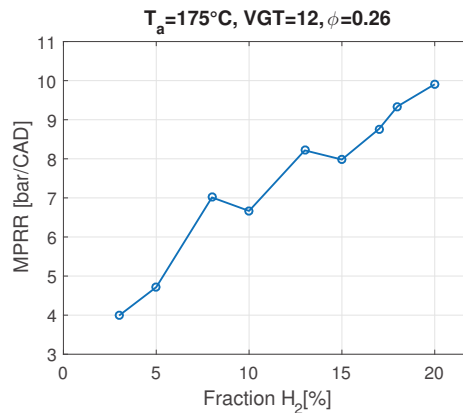


FIGURE 3.18 – Influence de la teneur en hydrogène dans le combustible sur le MPRR

Le rendement thermodynamique interne η_{ti} est représenté sur la Figure 3.19(a). Il est relativement constant pour toutes les fractions d'hydrogène, ce qui implique que le travail récupéré par le moteur dépend très peu de la variation du moment où se produit la combustion.

Le rendement de combustion η_c est fort affecté par les premiers pourcents d'hydrogène, comme cela peut être constaté sur la Figure 3.19(b). Celui-ci n'augmente que très peu lorsque la fraction d'hydrogène dépasse le seuil des 8%. Au contraire, la diminution constatée à partir de 5% est très raide, ce qui mène à l'arrêt de la combustion.

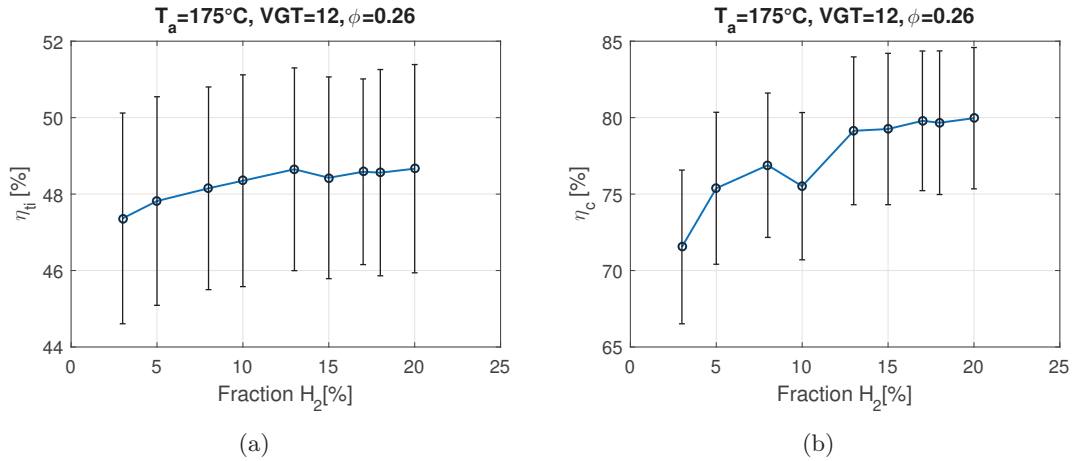


FIGURE 3.19 – Variations des rendements thermodynamique interne et de combustion en fonction de la fraction d'hydrogène

Comme η_{ti} et les pertes par pompage sont quasi constants (voir Table 3.2), le rendement indiqué suit principalement la même tendance que le rendement de combustion. À l'inverse des précédents rendements, le rendement indiqué présenté à la Figure 3.20(a) ne dépend pas du dégagement de chaleur calculé, sujet à de grandes fluctuations. Par conséquent, cela réduit la variabilité des valeurs enregistrées.

La quantité $FuelMEP$ étant constante lors de ces essais, l'influence du CA_{50} sur $IMEP_n$ a été analysée sur la Figure 3.20(b). La tendance que montre ce graphe est claire : plus le CA_{50} est proche du PMH, plus la pression moyenne indiquée augmente. L'ajout d'hydrogène a donc un effet bénéfique sur l'auto-allumage de la charge qui se répercute directement sur le travail moteur récupéré. Cependant, cette conclusion n'est valide que sur l'intervalle des fractions d'hydrogène étudié car le CA_{50} ne s'est pas déplacé avant le PMH durant ces tests. De plus, le MPRR proche de 10 ne permet plus d'augmenter la fraction d'hydrogène.

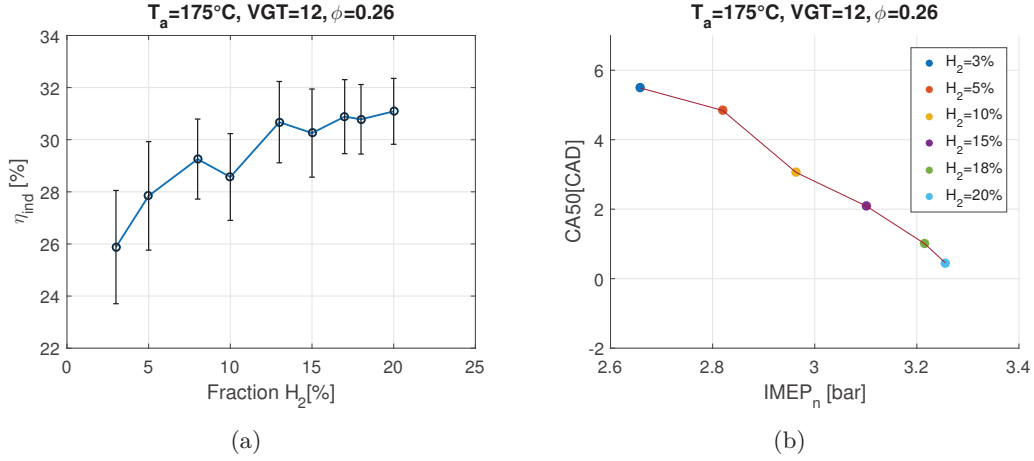


FIGURE 3.20 – Variations du rendement indiqué et de l' IMEP_n par rapport au CA50 selon la fraction d'hydrogène

En résumé, les résultats obtenus sont donc cohérents avec les prédictions théoriques développées en Section 2.4 : une diminution de la durée de la combustion, un avancement de celle-ci, un accroissement du MPRR et une amélioration du rendement de combustion.

3.5.2 Tests à CA50 constant

Le but de ces essais est d'obtenir des combustions se produisant au même moment pour différentes fractions d'hydrogène en faisant varier la température d'admission. Cette fois-ci, seule la position VGT 12 et la richesse de 0.26 ont été fixées. Ce choix est relativement arbitraire puisque les combustions devraient être similaires d'un essai à l'autre. Il a tout de même été retenu car ce point de fonctionnement moteur est connu et stable. La valeur de CA50 a été stabilisée dans l'intervalle allant de 3 à 4 [CAD] afin d'être dans une situation proche du point VGT 12 avec 13 % d'hydrogène étudié précédemment, dont la teneur en hydrogène est celle de référence. De cette manière, une comparaison par rapport au point de fonctionnement choisi pour le moteur peut être effectuée.

Dans cette série d'essai, le fonctionnement du turbocompresseur a été faiblement influencé selon le point de fonctionnement choisi, comme le montre le tableau suivant :

Fraction H_2 [%]	7	10	13	15	17	20
VGT	12					
Richesse ϕ	0.26					
Pression d'admission p_a [bar]	1.815	1.82	1.845	1.88	1.89	1.885
Pression d'échappement p_e [bar]	2.64	2.65	2.66	2.665	2.675	2.675
FuelMEP [bar]	10.2	10.4	10.7	10.8	11.1	11

TABLE 3.3 – Résumé des conditions d'admission et d'échappement

La Figure 3.21(b) illustre la température à l'admission requise afin de conserver des CA50 proches selon les différentes fractions d'hydrogène étudiées.

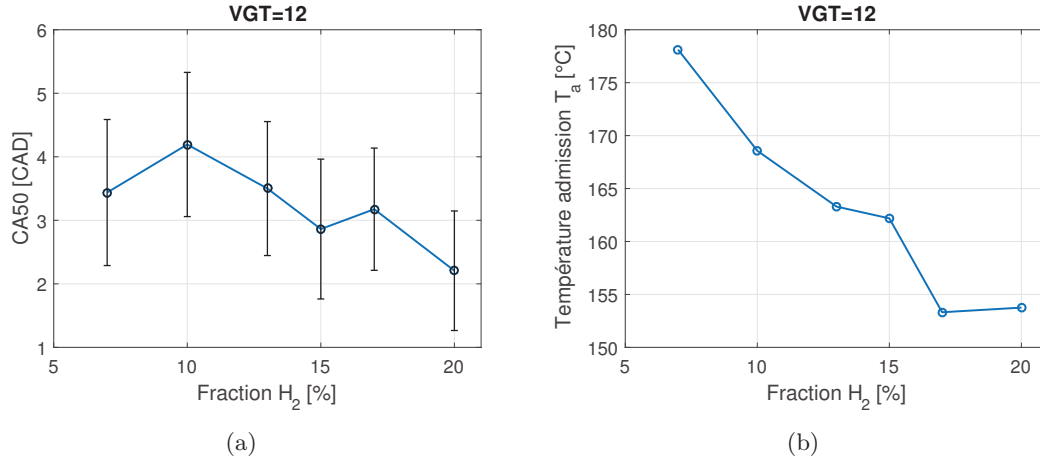


FIGURE 3.21 – Évolution du CA50 et de la température d'admission T_a selon la fraction d'hydrogène utilisée

Il ressort des Figures 3.21(a) et 3.21(b) qu'en compensant une augmentation de la fraction d'hydrogène par une diminution de la température d'admission, un CA50 quasi constant peut être obtenu. Dans ce même graphe, les fractions d'hydrogène supérieures ou égales à 15% induisent des CA50 plus faibles que celui désiré. En corrigeant la courbe de température d'admission proportionnellement à l'écart par rapport au CA50 souhaité, il semblerait que la relation entre température d'admission et la fraction d'hydrogène équivalente pour un CA50 constant soit linéaire. Ce constat ne peut être précisément vérifié en raison de la plage restreinte de points étudiés ici.

La Table 3.4 révèle non seulement que le CA50 est peu variable, mais que les CA10 et CA90 le sont aussi. Cela implique que la durée de combustion est, par définition, de durée similaire tout au long des essais. Les variations de paramètres lors de ces essais ont donc eu un impact relativement neutre sur le timing de combustion.

Fraction H_2 [%]	7	10	13	15	17	20
CA10	0.3	0.5	0.4	-0.1	0.1	-0.7
CA50	3.5	3.7	3.5	3	3.2	2.7
CA90	10.8	11.4	11.2	10.5	11	9.9
Durée de combustion	10.5	10.9	10.8	10.6	10.9	10.6

TABLE 3.4 – Timings de combustion selon les différents couples T_a - H_2 utilisés

Durant ces essais, le rendement de combustion a enregistré une faible croissance avec le taux d'hydrogène. Cependant, comme la combustion se produit au même instant et qu'elle est de même durée, l'explication de cette variation n'est pas directe. Pour comprendre cette augmentation de rendement, il est nécessaire de s'intéresser au remplissage du cylindre, illustré à la Figure 3.22(b). Lorsque T_a est diminuée en même temps que la fraction d'hydrogène est augmentée, la densité de la charge augmente. Dès lors, une plus grande quantité de carburant est admise dans le moteur ce qui accroît ensuite l'énergie récupérée à la turbine. Une pression plus élevée est alors observée au compresseur, améliorant le rendement de combustion. Le remplissage et l'énergie des gaz à la turbine sont à nouveau augmentés, et une stabilisation a lieu lorsque la turbine atteint un point de fonctionnement stable.

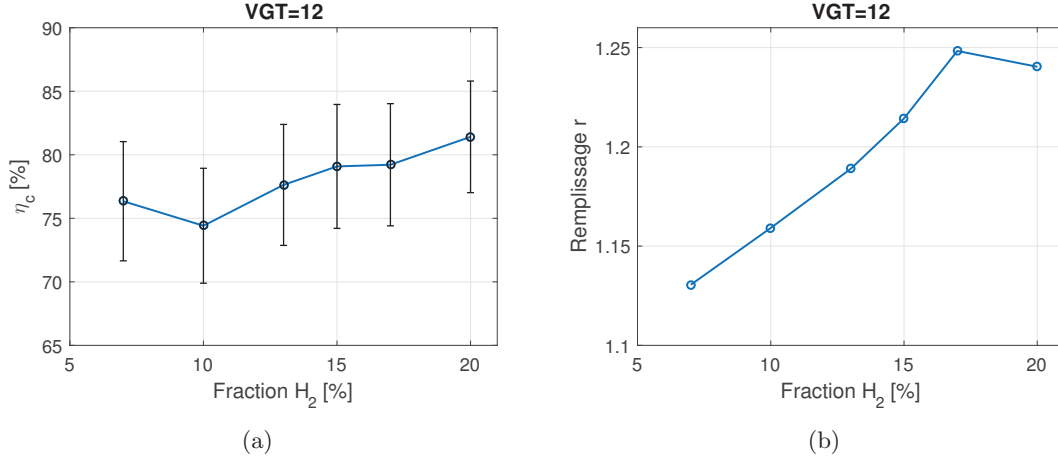


FIGURE 3.22 – Variations du rendement de combustion et du remplissage selon la fraction d'hydrogène

3.6 EGR

Dans cette section, les résultats concernant les essais sur l'EGR sont présentés. Il s'agit principalement de la détermination de points de fonctionnement stables, pas d'une analyse extensive de l'utilisation d'EGR. Dans ceux-ci, la position VGT a été fixée à 11 et la température d'admission est restée à la valeur précédemment utilisée de 175°C. Ce point de fonctionnement a été choisi car il impliquait des rendements assez élevés, le but étant ici de dépasser les limites de BMEP rencontrées dans les essais précédents. Afin de comparer les différentes données en tenant compte de l'EGR, l'échelle de richesse utilisée pour les graphes est la richesse effective du mélange, comme définie à l'équation (2.12). Dans la Table 3.5, les différentes conditions d'admissions pour les points stables atteints sont présentées.

Fraction d'EGR [%]	11	9	18	18	25
Richesse ϕ	0.286	0.3	0.315	0.335	0.362
FuelMEP [bar]	11.3	11.6	11.4	12.4	13
VGT	11				
Pression d'admission p_a [bar]	1.84	1.86	1.76	1.81	1.84
Pression d'échappement p_e [bar]	2.59	2.61	2.59	2.61	2.62

TABLE 3.5 – Résumé des conditions d'admission et d'échappement

Comme le montre la Figure 3.23(a), il a été possible de maintenir un CA10 proche du PMH, malgré l'utilisation de richesses supérieures autorisée par l'EGR. Au fur et à mesure des essais, le point d'auto-inflammation de la charge est atteint de plus en plus tôt. Comme expliqué en Section 1.5, la recirculation des gaz d'échappement augmente la capacité calorifique du mélange et donc la montée en température lors de la compression est ralentie. Le point d'auto-allumage est alors atteint plus tard lors de la compression, ce qui diffère le début de la combustion. Puisque ces deux phénomènes agissent en opposition, il est possible d'exercer un contrôle sur le CA10 en sélectionnant correctement les couples ϕ - fraction d'EGR.

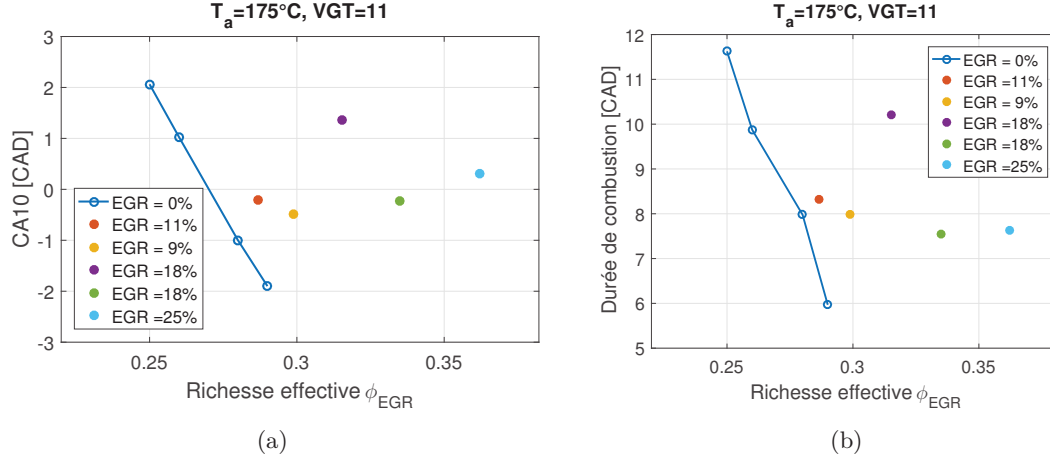


FIGURE 3.23 – Variation du CA10 et de la durée de combustion durant les essais avec EGR

Dans la Figure 3.23(b), une tendance similaire est observée : augmenter la richesse écourté la combustion et accroître la fraction d'EGR allonge celle-ci. Les capacités calorifiques plus élevées des gaz recirculés sont aussi responsables de cette évolution. Le dégagement de chaleur dû à la combustion est amorti et les réactions chimiques très dépendantes de la chaleur sont ralenties, ce qui implique que la combustion s'étale proportionnellement à la fraction d'EGR employée.

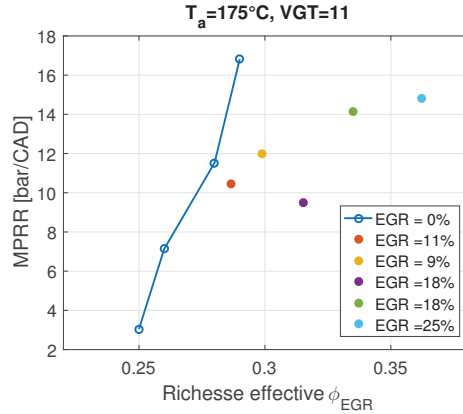


FIGURE 3.24 – Évolution du MPRR lors des essais avec EGR

Ici aussi, l'augmentation de richesse agit en compétition avec celle de la fraction d'EGR. Plus ϕ est grand, plus le dégagement de chaleur est intense et le MPRR élevé. En augmentant la fraction d'EGR, ce même dégagement est étalé et le MPRR est réduit. La combinaison de ces deux effets rend possible l'utilisation de richesses plus élevées et permet ainsi d'étendre les plages de fonctionnement restreintes des moteurs HCCI.

Comme présenté en Section 1.5, le rendement de combustion est amélioré par la recirculation des gaz d'échappements. D'une part, l'utilisation de richesses plus élevées permet d'atteindre de meilleures performances au même titre que dans les essais à différentes positions VGT. D'autre part, le second passage d'une partie des imbrûlés permet de récupérer une partie des pertes à l'échappement, améliorant davantage le rendement final.

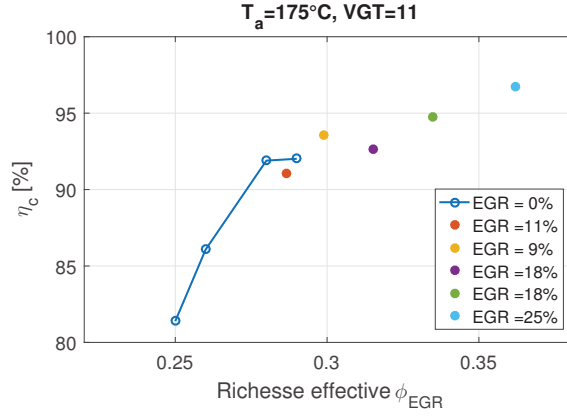


FIGURE 3.25 – Evolution du rendement de combustion lors des essais avec EGR

Pour la position VGT considérée, l'efficacité de conversion de l'énergie du carburant a été accrue par l'utilisation d'EGR, permettant à la fois d'atteindre de meilleurs rendements et de plus grandes puissances de sortie. En effet, lorsqu'aucun EGR n'est utilisé, la position VGT considérée est limitée à une richesse de 0.29, permettant d'atteindre un rendement effectif d'un peu plus de 28% et une BMEP proche de 3.5 bar. En comparaison, le point de fonctionnement étudié avec 25 % d'EGR enregistre un rendement effectif supérieur à 30 % et une BMEP de 4 bar pour une richesse effective de 0.36.

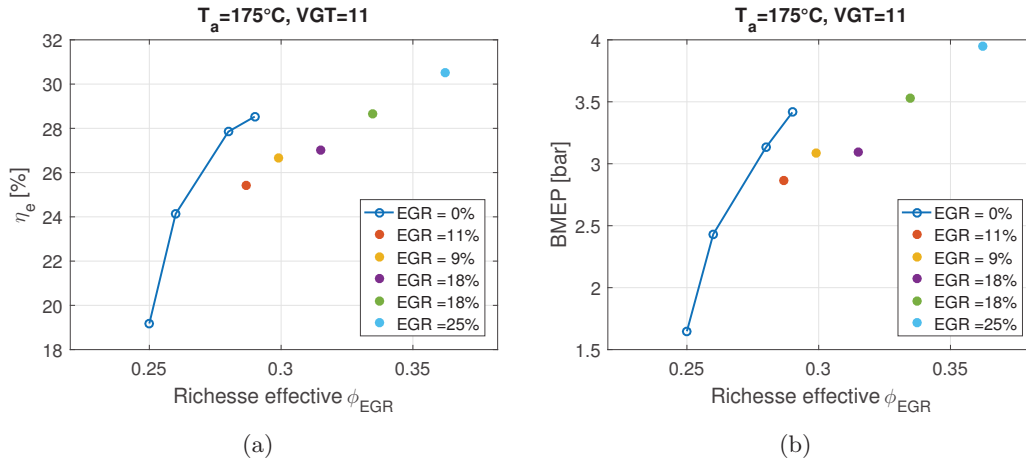


FIGURE 3.26 – Variations du rendement efficace et de BMEP lors des essais avec EGR

Les différents effets bénéfiques de l'EGR ont donc été vérifiés, que ce soit au niveau de l'élargissement de la plage de fonctionnement du moteur ou de l'amélioration des rendements de combustion et effectif.

3.7 Variabilité des résultats

3.7.1 Incertitude sur les rendements

Comme les valeurs représentées sur l'ensemble des graphes sont des valeurs moyennées sur de nombreux cycles, il est intéressant d'étudier la variabilité des résultats obtenus. A cette fin, l'écart-type relatif de chaque rendement étudié dans ce chapitre a été représenté sur la Figure 3.27.

L'incertitude provient en grande partie de l'interprétation des résultats car il existe des erreurs provenant du système d'acquisition. En effet, le décalage du PMH engendre des écarts importants sur le dégagement de chaleur selon la valeur utilisée, même à une échelle de 0.1 [CAD]. Comme ce dégagement est fonction à la fois du volume et de la pression qui sont les deux quantités que le décalage du PMH lie, l'erreur pour cette valeur se cumule. Celle-ci impactent le calcul de QMEP et tous les rendements qui y sont associés à différents degrés. Le rendement de combustion est le plus influencé par ces erreurs car il dépend directement du dégagement de chaleur.

L'écart le plus important se situe pour la richesse la plus faible étant donné que c'est le premier point à partir duquel le moteur démarre. Les variabilités d'un cycle à l'autre dues à des combustions irrégulières sont responsables de cet accentuation de l'erreur. De plus, comme cela sera mentionné dans la section suivante, il existe une différence de performances entre les différents cylindres qui est plus marquée au démarrage du moteur.

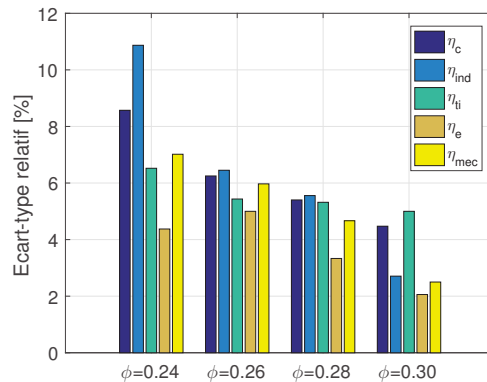
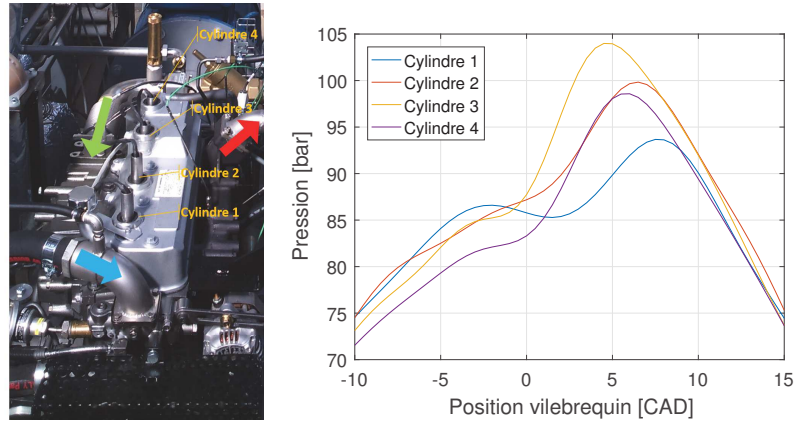


FIGURE 3.27 – Diagramme des incertitudes sur les différents rendement en fonction de la richesse

3.7.2 Différence entre les cylindres

Lors des essais, il a été constaté que la combustion ne se produisait pas de la même manière dans tous les cylindres. Cette remarque avait déjà été notée dans le mémoire de Boveroux & Gramme [3]. La Figure 3.28(a) montre la dénomination des différents cylindres ainsi que les collecteurs d'admission, d'échappement et l'arrivée du liquide refroidissement. En effet, le démarrage de la combustion dans les cylindres se produit toujours selon le schéma suivant : le cylindre 3 démarre en premier lieu suivi du cylindre 2 et du cylindre 4. Le cylindre 1 est le dernier à s'allumer. La cause la plus probable de cette différence est à chercher dans le système refroidissement, qui fait circuler l'eau venant de l'échangeur en passant d'abord à proximité du cylindre 1. Cette eau plus froide entraîne une inhomogénéité de la température des parois entre les cylindres, décalant ainsi leurs débuts de combustion respectifs. D'autres points sont à considérer pour expliquer cette différence d'un cylindre à l'autre, comme la forme des collecteurs d'admission et d'échappement. En effet, l'arrivée de la charge se fait en bout de collecteur, au niveau du cylindre 4. De même, la sortie du collecteur d'échappement se trouve au niveau du cylindre 4. Cette disposition ne favorise pas un remplissage uniforme entre les différents cylindres.



(a) Vue moteur HCCI. Entrée d'admission en vert, sortie échappement en rouge, entrée de liquide de refroidissement en bleu centrés sur le PMH et dénomination des cylindres

FIGURE 3.28 –

De plus, ce phénomène s'est accentué lors du retrait du thermostat, privilégiant ainsi la piste du refroidissement excessif du premier cylindre comme explication de cette différence de fonctionnement.

Conclusion

Dans ce mémoire, le dimensionnement ainsi que la mise en place d'un turbocompresseur et d'un système de recirculation des gaz d'échappement sur un banc d'essai existant ont été réalisés. Une fois les modifications effectuées, des expériences ont permis la validation de l'installation.

Tous les concepts théoriques utiles à une compréhension globale de la technologie HCCI, de ses atouts et de ses points faibles ont été détaillés dans le premier chapitre. Les différents rendements servant à la caractérisation des étapes de conversion de l'énergie dans un moteur ont par la suite été présentées. La fin du chapitre est dédiée à l'analyse des concepts de suralimentation et d'EGR, où les différents types d'implémentations possibles ainsi que leurs avantages respectifs sont comparés.

Le second chapitre se rapporte au dimensionnement des modifications du banc d'essai. Il commence par une description générale de l'infrastructure et se poursuit par une justification de l'ajout d'hydrogène dans le combustible. Enfin, les explications concernant le choix du turbocompresseur et le dimensionnement du système de refroidissement des gaz d'échappement clôturent cette partie du travail.

Pour terminer, le dernier chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus lors des expériences de validation du banc d'essai. Tout d'abord, les procédures concernant le traitement des données et la calibration de paramètres moteur d'importance sont décrites. Le plan expérimental suivi lors des essais introduit alors la partie des résultats à proprement parler. Pour commencer, une étude des performances du moteur en fonction de la richesse et des différents points de fonctionnement du turbocompresseur est effectuée. Dans celle-ci, une comparaison des résultats expérimentaux et de ceux du modèle théorique développé par Rouanet [2] est réalisée. Il s'ensuit alors une analyse de l'impact de la teneur en hydrogène du combustible, d'abord à température d'admission constante puis à CA50 constant. Les derniers résultats concernant l'utilisation d'EGR sur le banc d'essai sont ensuite expliqués. Pour terminer, une discussion de la validité des résultats obtenus est formulée.

Lors de l'étude de l'optimum de pression du turbocompresseur, une pression maximale de 1.92 bar a été atteinte en utilisant la position 12 de la turbine à géométrie variable, pour une richesse de 0.28. Par la suite, le point de fonctionnement ayant le plus grand rendement a été déterminé : un rendement effectif de 34 % et une BMEP de 3.9 bar ont été obtenus à une richesse de 0.31 en utilisant la position VGT 10. Par ailleurs, la variation de la teneur en hydrogène de la charge a permis d'observer que le rendement de combustion est fortement impacté par les premiers pourcents. De plus, l'essai concernant la fraction d'hydrogène maximale envisagée (20 %) a permis d'obtenir un travail effectif supérieur par rapport aux autres fractions considérées. Enfin, l'utilisation d'EGR a rendu possible l'élargissement de la plage de fonctionnement et l'augmentation des rendements de la position VGT 11. Une production de 4 bar de BMEP avec

une richesse effective de 0.36 lors de l'emploi de 25% d'EGR a surpassé la valeur maximale atteinte de 3.5 bar de BMEP à une richesse de 0.29 obtenue sans EGR.

Pour conclure, les essais effectués sur l'installation HCCI permettent de montrer que, lors d'un fonctionnement sans EGR, il n'est pas possible de faire fonctionner le turbocompresseur et le moteur de manière simultanée à des rendements optimaux. En effet, l'énergie qu'il est possible de récupérer à l'échappement est faible et ne permet pas d'obtenir une boucle de pompage positive. Le système EGR n'a quant à lui pu être étudié que de manière restreinte à une seule position VGT, ce qui implique que les résultats obtenus dans ce travail peuvent être étendus à d'autres configurations. Ceci est d'autant plus vrai que ni la limite maximale de fraction d'EGR et ni celle de richesse n'ont été atteintes lors des essais. Des améliorations supplémentaires sont donc encore possibles dans le cadre d'explorations plus extensives des plages de fonctionnement du moteur en utilisant l'EGR.

Bibliographie

- [1] S. Badhuri. *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] Arnaud Rouanet. Turbocharging and exhaust gas recirculation on a stationary natural gas hcci engine : theoretical analysis. Master's thesis, Université Catholique de Louvain-la-Neuve, 2015.
- [3] François BOVEROUX et Amaury GRAMME. Développement expérimental d'un moteur hcci au gaz naturel. Master's thesis, Université Catholique de Louvain-la-Neuve, 2016.
- [4] Subsystems required to control low temperature combustion engines. <http://www.ni.com/white-paper/13516/en/>.
- [5] S. Aceves and D. Flowers. Engine shows diesel efficiency without the emissions. *Sci Technol Rev*, pages 17–19, 2004.
- [6] F. Mauss M. Christensen P. Amneus, D. Nilsson 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.
- [7] Y. Sakaguchi S. Morimoto S. Kanematsu K. Suzuki T. Nakazono K. Kobayashi, T. Sako and H. Ohtsubo. Development of hcci natural gas engines. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 3 :651–656, 2011.
- [8] H. Jeanmart. Lmeca 2220 - moteurs à combustion interne, université catholique de louvain, 2015.
- [9] F. Mauss M. Christensen B. Johansson, P. Amnéus. Supercharged homogeneous charge compression ignition. *SAE Technical paper 980787*, 1998.
- [10] Nicolas C. Baines. *Fundamentals of turbocharging*. Concepts NREC, 2005.
- [11] John B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, 1988.
- [12] Les moteurs à explosion. <http://www.rvb15.fr/ressources/moteurs/moteurExplosion.html>.
- [13] New continental turbocharger turbine technology... <http://www.noporvis.com/index.php?option=news&task=showpage&id=63&treemenu=1&treeid=4&treesubid=13>.
- [14] Joseph Martin et Pierre Wauters. *Éléments de thermodynamique technique*. Presse universitaires de louvain, 2014.
- [15] M. Reggio & J-Y Trépanier. *Théorie des turbomachines*. Ecole polytechnique de Montréal, 2013.
- [16] Michel Gratadour. *Application de la suralimentation aux moteurs*. Ed. Techniques Ingénieur, 1991.

- [17] Hung Nguyen-Schäfer. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Springer International Publishing Switzerland 2012,, 2012.
- [18] dieseladdict.com, what is turbo wheel trim. <http://www.dieseladdict.com/turbo-wheel-trim/>.
- [19] Turbine housing a/r and sizing. https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housing_AR_and_housing_sizing.
- [20] Solediesel.com, what is a turbocharger and how does it work? <http://blog.solediesel.com/en/what-is-a-turbocharger-and-how-it-works>.
- [21] Epi-eng.com, turbochargers. http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/turbocharger_technology.htm.
- [22] K.M. Chun F.E. Nelson J.A. Ekchian J.A. Gatowski, E.N. Balles and J.B. Heywood. Heat release analysis of engine pressure data. *SAE Technical Paper 841359*, 1984.
- [23] H. Walmsley B. Head G.T. Kalghatgi H.S. Soyhan, H. Yasar and C. Sorousbay. Evaluation of heat transfer correlations for hcci engine modeling. *Applied Thermal Engineering*, 29 :541–549, 2009.
- [24] Kam Chana Michel De Paepe Stijn Broekaert, Thomas De Cuyper and Sebastian Verhelst. Assessment of empirical heat transfer models for a cfr engine operated in hcci mode. *SAE Technical Paper 104271*, 2015.
- [25] I. Aartun. Methane, pressure-enthalpy diagram. *Norwegian University of Science and Technology*, 2002.
- [26] Hervé Jeanmart Sebastian Verhelst Maxime Pochet, Véronique Dias and Francesco Contino. Multifuel chp hcci engine towards flexible power-to-fuel : Numerical study of operating range. *Energy Procedia*, 105 :1532–1538, 2017.
- [27] B. Boumeddane. Investigations numériques de l’auto inflammation des mélanges méthane/air en mode hcci. *19ème Congrès Français de Mécanique*, 2009.
- [28] C.K.Law C.G.Fotache, T.G.Kreutz. Ignition of hydrogen-enriched methane by heated air. *Combustion and Flame*, 110(4) :429–440, 1997.
- [29] I.Wierzba G.A.Karim and Y.Al-Alousi. Methane-hydrogen mixtures as fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 21(7) :625–631, 1996.
- [30] Eric Fahlgren. <http://www.not2fast.com/turbo/maps/all.html>.
- [31] Thomas Johansson. *Turbocharged HCCI Engine, Improving Efficiency and Operating Range*. Doctoral thesis, Lund University, 2010.
- [32] M. Yoon K. Lee and M. Sunwoo. A study on pegging methods for noisy cylinder pressure signal. *Control Engineering Practice*, 16 :922–929, 2008.
- [33] C. Guardiola F. Payri, P. Olmeda 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.
- [34] Nissan :comparaison hcci-diesel-essence. <http://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/hcci.html>.
- [35] 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.
- [36] J. Brau. *Transferts de chaleur par convection*. INSA de Lyon, 2006.

ANNEXE A

Banc d'essai

A.1 Fiche technique moteur



4TNV98T

Engine Technical Data

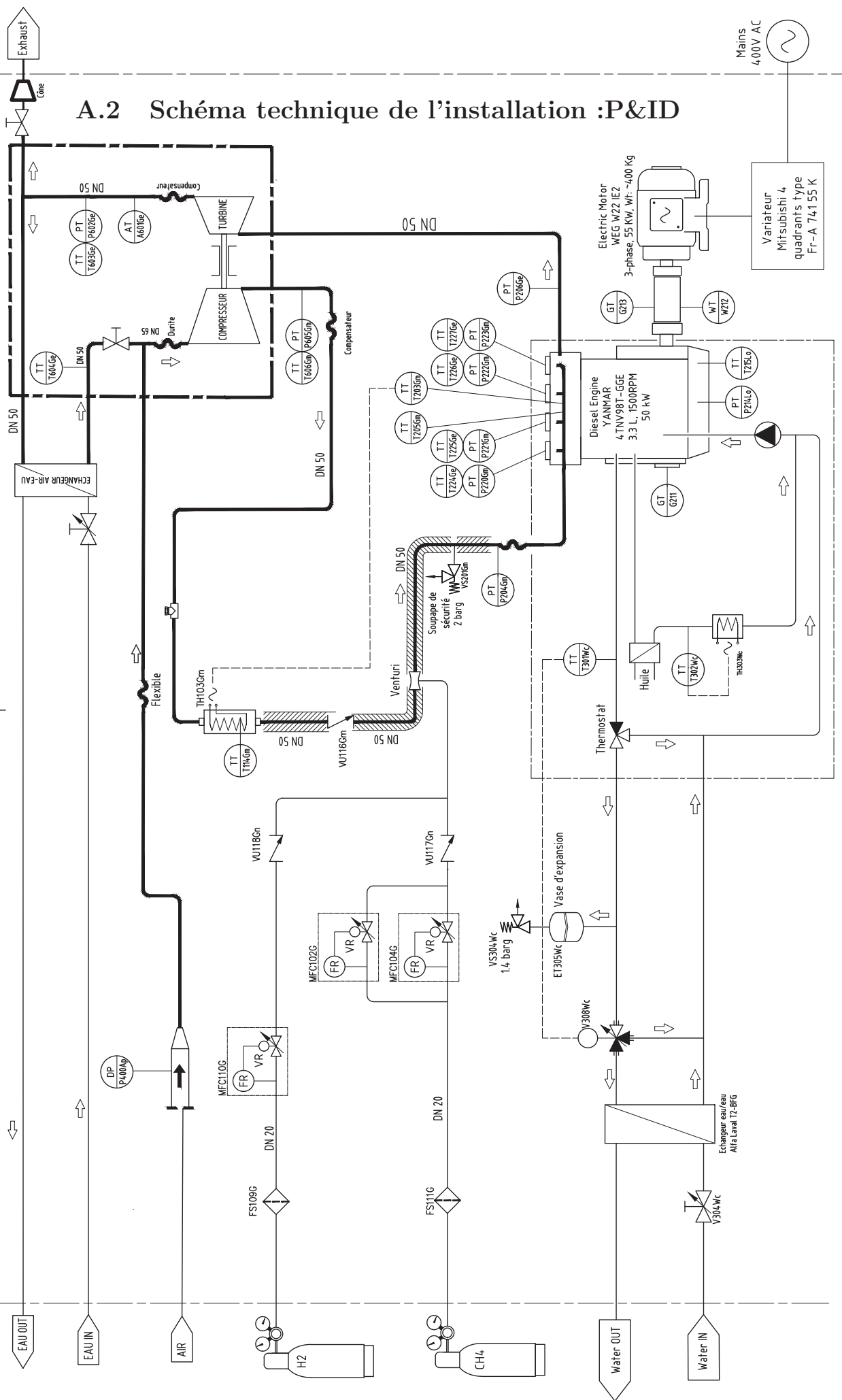
Revision: 0

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

Date: 07/11/2006

Doc. No.: YAE-Spec-04-0010 Page: 1/1

A.2 Schéma technique de l'installation :P&ID



Remarques(s) :	
Resp. :	
Designer :	M. Galar & M. Rosar
Date :	
N° du dessin	HCCI-FE2077-P&ID-0
Rev	Sheet
1/1	

PROJET : HCCI (TFE)
 SUBPROJECT :
 DESCRIPTION : P&ID

UCL
 Université
 catholique
 de Louvain

iMMC - TFL - place du Levant, 2 - B134.8 - Louvain-la-Neuve, Belgique
 Tél. +32(0)10-4722.00 ; Fax. +32(0)10-452692; http://www.uclouvain.be/iMMC

Exhaust

Temons et Alarmes

Running

Heater

Alim Heater OFF

RM(CH4+H2) OFF

Varior OFF

Acquire Multi Cyls ?

Acquire auto

Delta t

N

Bug écriture ?

Auto record en cours

Position vgt

12

1.028 bar

234.3 °C

50.9 °C

EGR

EGR estimé 0.25018

126.6 °C

-0.442 bar

CO2% 0

NOx ppm 0

CO ppm 0

O2% 0

SO2 ppm 0

Heater

T114Gm °C 190.2

T203Gm °C 172.9

344.3 °C

348.9 °C

345.8 °C

333.3 °C

p. instantané 1.79008

Pin barA av 1.842

74.2 °C

74.3 °C

T301WC

T301WC inst

RPM AngEn 1499.5

RPM TorqEn 1500

12.98 kW

2.62

Pex barA

STOP

Rest integral errors

Rest secu p et MPFR

Rest vecteur error

Vector erreur out

Debit air sans EGR 0.0567 kg/s

Debit EGR 0.01418

Debit air (m3 N/h) 37.4007

Debit d'air SIMPLE (kg/s) 0.073827

Rapport debits 0.57554

Tambient 25.2 °C

Debit d'air 0.0425 kg/s

215.28 Pa

PV(nl/min) 12.89

SV(nl/min) 12.90

PV(nl/min) 0.00

SV(nl/min) 0.00

PV(nl/min) 86.16

SV(nl/min) 86.31

Fraction H2 0.13

MFC H2

MFC CH4

phi 0.43

Phi EGR 0.376428

V308WC_manu(V) 270

Mode V308WC Manuel

debit radiateur (%) 27

debit bypass (%) 73

Baisser T. eau II

P. in [bar]

1.94

1.92

1.9

1.88

1.86

1.84

1.82

1.8

1.78

1.76

3963

4064

Uniquement de l'affichage Pas de contrôle

Charge paramètres

debit CH4 (kg/s) 2.77623

debit H2 (kg/s) 0

debit air (kg/s) 0.056684

Fraction H2 0

Calcul

RE-WRITE MFCs

read user true?

MFC details

MFC	SV	MFC PV	Error
Air CH4	86.310122	86.235976	0.016146
N2 CH4	0.000000	-0.012171	0.012171
H2	12.896915	12.881554	0.015361

Energie/cyl (l) Puissance fuel (kW) eta_gen (%) Puissance elec (kW)

1024.92 53.5436 79.1261 12.9845

couple Nm Puissance meca (kW) eta_total (%) eta_efficace (%)

104.468 16.4086 24.2202 30.6986

A.4 Modélisation 3D de l'installation

Avant de modifier le banc d'essai, les plans de la tuyauterie et des accessoires ont été réalisés sur un logiciel de modélisation 3D dont l'aperçu est présenté ci-dessous. Le moteur n'a pas été reproduit à l'identique, seules les mesures intéressantes ont été prises. Il a donc été représenté par un bloc pour rendre compte de l'encombrement du banc d'essai. L'ensemble des bonbonnes et débitmètres se trouvent à gauche sur l'image. Le moteur est relié au variateur (en bleu clair sur l'image).

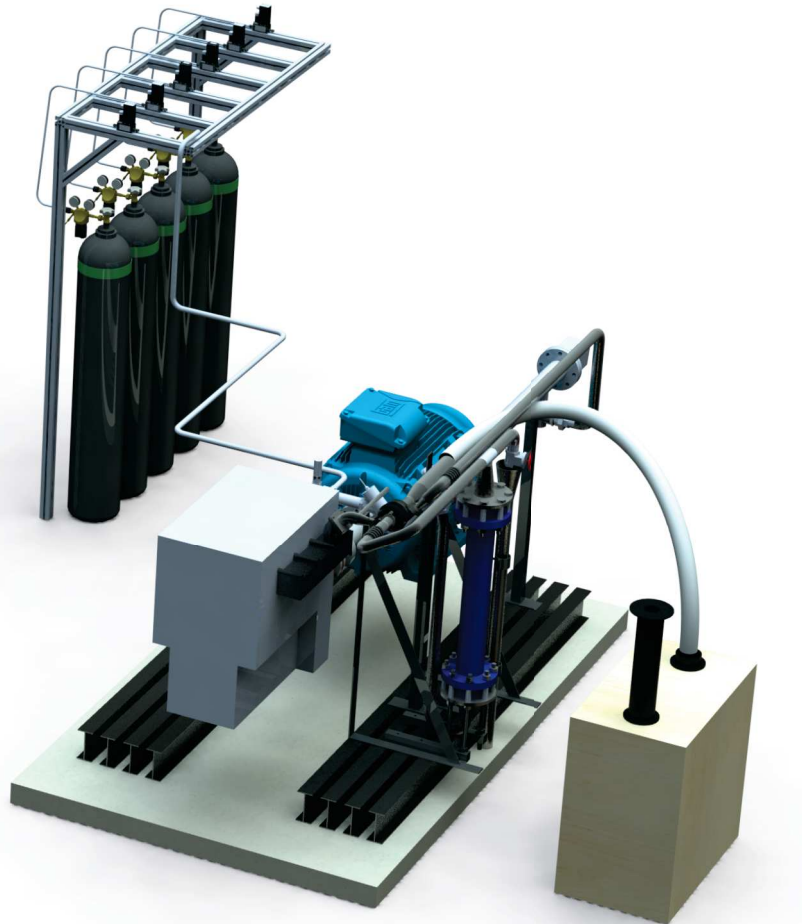


FIGURE A.1 –

A.5 Accouplement codeur angulaire

Le codeur angulaire s'est brisé durant nos essais et a donc dû être remplacé. Afin de conserver une position aussi proche que possible de celle de départ, des précautions ont été prises lors de son remplacement. Toutefois, une calibration a été réalisée par la suite afin de corriger l'erreur résiduelle. Les Figures ci-dessous montrent l'accouplement brisé et celui qui a été mis en place.



(a) Codeur angulaire et accouplement brisé



(b) Accouplement entre le moteur à gauche et le codeur angulaire à droite

FIGURE A.2 – Remplacement codeur angulaire

A.6 Procédure de démarrage et d'arrêt du banc d'essai

Une procédure complète de démarrage et d'admission a été réalisée pour guider l'utilisateur pas à pas et l'informer des précautions à prendre. Ensuite, une checklist a été rédigée afin de résumer la procédure complète en une liste d'éléments plus rapide à parcourir.

Procédure de démarrage complète : Moteur HCCI

1. Vérifications préalables de l'installation

- (a) Vérifier le niveau d'huile moteur à l'aide de la jauge d'huile qui se trouve du côté du collecteur d'admission
- (b) Vérifier le niveau d'eau (Liquide de refroidissement) dans la sphère translucide présente sur le dessus du moteur
- (c) Vérifier qu'aucun objet n'est présent sur l'installation avant le démarrage

2. Allumage du système d'acquisition

- (a) Allumer l'armoire du variateur en tournant sur l'interrupteur situé en bas de l'armoire sur la position ON

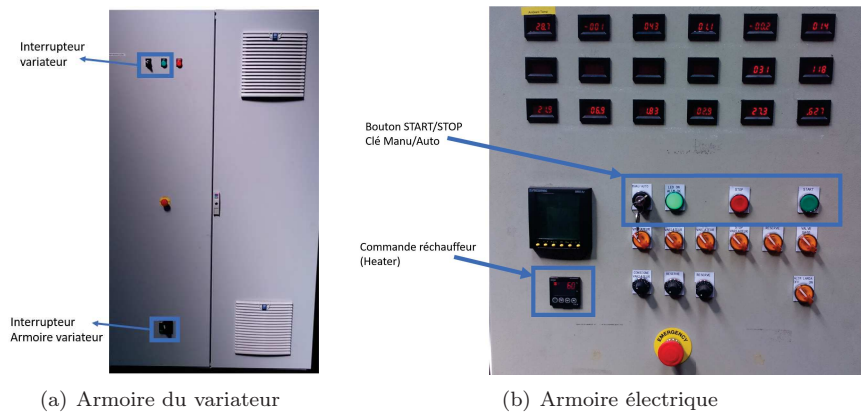


FIGURE 1 –

- (b) Allumer l'armoire électrique sur trouvant à coté de l'ordinateur en appuyant sur le bouton vert START et mettre la clé sur la position "Auto"
- (c) Placer une clé USB sur le port se trouvant DANS l'armoire électrique (voir Figure 1(b)) à coté de l'ordinateur. Ne pas la mettre sur la tour de l'ordinateur sous peine de ne collecter aucune donnée.
- (d) Démarrer les codes Labview
 - i. Ouvrir le projet Labview "*C/..../Desktop/HCCI_2017/..../Labview2012_4cylinder_HCCI*"
 - ii. Ouvrir le fichier "*RT code*"
 - iii. Ouvrir le fichier "*visu principal*" présent dans le dossier "*SubVI HOST RT*"
 - iv. Ouvrir le fichier des Mass Flow Controller "*Brooks RS485 PC*"
- (e) Cliquer sur "exécuter" dans le RT code, cela va lancer automatiquement le fichier visu principal (à ce stade, vous devriez voir les valeurs s'afficher)
- (f) Cliquer sur "exécuter" dans le Brooks (même en motoring) car ce code ne se lance pas automatiquement et cela évite des erreurs dans la lecture des données.
- (g) Faire le reset des erreurs en appuyant sur les boutons "Reset vector error" et "Reset integral error" dans le visu principal. Les boutons ne doivent pas rester activés pendant les tests. Ré-appuyer dessus si nécessaire pour les éteindre

3. Vérification des Mass Flow Controller et de la conduite de gaz

- (a) Avant de lancer le moteur, il est préférable de vérifier l'étanchéité des conduites de gaz (à faire par un technicien).
- (b) Régler les détendeurs sur 5 bar et refermer les bonbonnes. Si la pression diminue, c'est qu'une fuite est présente sur la conduite ou que les Mass Flow Controller sont mal refermés. Pour les fermer complètement, mettre la commande d'"Override" sur 0 dans le code Brooks.
- (c) Recommencer l'étape précédente et vérifier que la pression ne diminue pas

4. Démarrage du moteur en motoring

- (a) Allumer l'extracteur de fumée sur le panneau de commande situé sur le mur opposé au moteur. Assurer dans le même temps que la conduite est bien ouverte. Pour cela, vérifier dans la cave que la vanne située sous le banc d'essai est ouverte.
- (b) Vérifier que la vanne de contre-pression est ouverte et que la vanne d'EGR est fermée

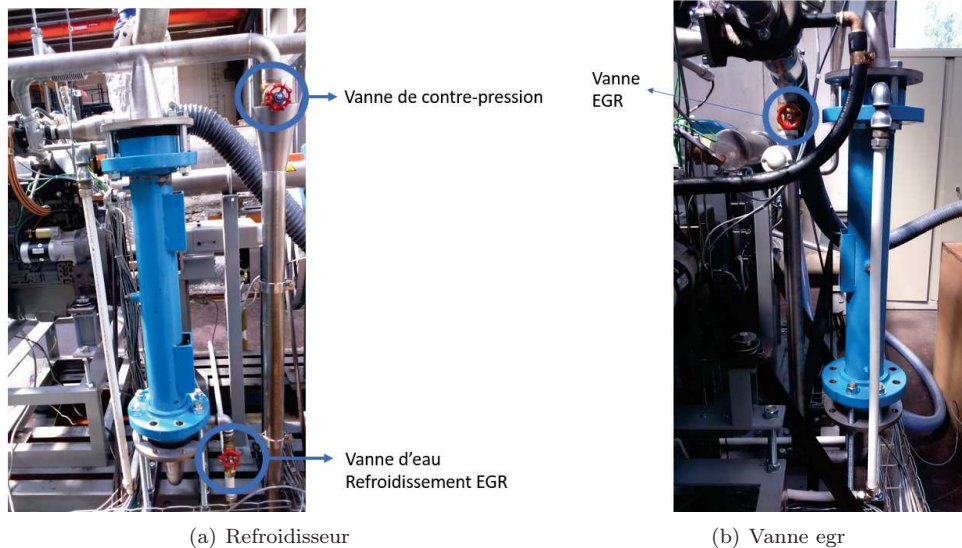


FIGURE 2 –

- (c) Ouvrir la vanne d'eau du radiateur et vérifier que la vanne d'eau pour le refroidissement de l'EGR est fermée. Mettre la consigne de la vanne 3 voies à 10V (voir plus loin consigne de préchauffage)
- (d) Allumer le variateur en tournant l'interrupteur du haut sur l'armoire du variateur (voir figure 1(a))
- (e) Vérifier que la vanne connectée à un tuyau souple placée en début de réchauffeur est fermée et que l'interrupteur associé placé sur le montant soutenant le réchauffeur est en position OFF.
- (f) Régler la position de la VGT en tournant la manivelle. Un tour de manivelle correspond à une position VGT. Il y a 20 positions en considérant que le 0 est la position la plus ouverte et 20 la position la plus fermée. Pour la régler, partir de la position 0 et tourner la manivelle dans le sens horlogique jusqu'à la position désirée (optimum de pression en 12). Afin d'actionner la manivelle, il est nécessaire de desserrer l'écrou de blocage et de le re-serrer une fois la position désirée atteinte
- (g) Démarrer le moteur en cliquant sur le bouton variateur dans le visu principal. Vérifier au préalable que la vitesse de rotation sélectionnée n'excède pas les 1500 RPM (sauf en cas de test spécifique)
- (h) Ouvrir le fichier "*Pressure display*" présent dans le dossier "*SubVI HOST RT*" pour afficher les courbes de pressions par cylindre

5. Démarrage moteur avec combustion

- (a) Ne réaliser ces étapes qu'une fois le moteur en fonctionnement
- (b) (Optionnel) Pour un préchauffage rapide du moteur, brancher la prise de la résistance chauffante du circuit d'eau et son boîtier (connexion capteur de température).
- (c) Régler la température de consigne à l'admission sur le petit boîtier sur l'armoire électrique en poussant sur les flèches. Deux températures sont affichées, la température de consigne (SV) et la température instantanée (PV).
- (d) Une fois la température réglée, appuyer sur le bouton "Heater" dans le visu principal
- (e) Une fois la température du moteur désirée atteinte, débranchez la résistance chauffante du circuit d'eau. Garder le boîtier allumé pour avoir une indication supplémentaire de la température
- (f) Lorsque la température et la pression désirées sont atteintes, ouvrir les bonbonnes de gaz
 - i. Si vous avez utilisé la commande "Override" pour les MFC dans les étapes précédentes, repasser en mode "Normal"

- ii. Allumer le cordon chauffant ainsi que le boîtier de la sonde de température. La température en entrée de MFC doit toujours être supérieure à 0°C . Il faut donc moduler la consigne manuellement tout au long du fonctionnement afin de ne pas atteindre des valeurs trop basses (température conseillée entre 20 et 30°C)
- (g) Vérifier sur le visu principal que le débit de gaz (PV) est très proche de la consigne(SV).
- (h) Activer le débit de combustible en appuyant sur le bouton MFC CH4 et MFC H2 une fois que la température est stabilisée. Régler la richesse sur 0.15 et la fraction H2 sur 0.13 pour commencer et augmenter progressivement (faire des pas de 0.02 en richesse ou inférieurs) jusqu'au démarrage du moteur. Vous pouvez vérifier que la consigne SV envoyée au Mass Flow est correcte en utilisant le tableau de calcul dans le visu principal. Ne pas utiliser de richesses trop élevées avant le démarrage du moteur, préférer augmenter la fraction d'hydrogène

En cas d'arrêt d'urgence

Fermer les bonbonnes de gaz le plus rapidement possible

Les MFC se coupent normalement automatiquement Procédure de redémarrage :

1. Rallumer l'armoire électrique
2. Fermer Labview et recommencer la procédure de démarrage du système d'acquisition
3. Veiller à évacuer la chaleur résiduelle dans la résistance et refaire la procédure de démarrage classique.

En cas d'arrêt en raison de l'activation d'une condition de sécurité

Des conditions de sécurité sont placées dans le système afin de couper l'alimentation en gaz lorsque les conditions maximales de pression ou de température sont dépassées. Ainsi, si un pic de pression excède les 150 bar, le programme interrompt le fonctionnement du moteur.

1. Faire le reset des conditions de sécurité : "Reset secu p et MPRR" dans le visu
2. Faire le reset des conditions de sécurité : "Reset vecteur error" dans le visu

Relancer la procédure de démarrage

Procédure de démarrage checklist : Moteur HCCI

1. Si premier démarrage, consulter la version détaillée de la procédure de démarrage
2. Allumer l'armoire électrique avec le bouton START et l'armoire du Variateur (interrupteur du bas)
3. Démarrer l'ordinateur
4. Faire le tour de l'installation et vérifier que rien ne traîne
5. Allumer l'extracteur de gaz d'échappement et vérifier que la conduite en dessous du banc est ouverte
6. Démarrer le code labview, lancer le code RT, Visu, Brooks
7. Appuyer sur "Reset vector error" et "Reset integral error"
8. Allumer le variateur avec l'interrupteur sur l'armoire du variateur (en haut). La lampe verte s'allume
9. Ouvrir la vanne d'eau de refroidissement
10. Vérifier que la vanne de contre pression est ouverte, que la vanne d'egr est fermée et que la vanne connectée au tuyau souple est fermée
11. Mettre la VGT en position 12
12. Démarrer le variateur sur le Labview
13. Allumer la résistance chauffante du moteur pour un préchauffage plus rapide et régler la position de la vanne 3-voie sur le Labview
14. Mettre la consigne de température pour le Heater et le démarrer sur le Labview
15. Une fois la température souhaitée atteinte, débrancher la résistance chauffante du moteur
16. Ouvrir les bonbonnes de gaz et allumer le cordon chauffant
17. Allumer les MFC CH₄ et MFC H₂ sur le Labview
18. Mettre la consigne de richesse à 0.15 et la fraction d'hydrogène à 0.13
19. Augmenter progressivement ces deux derniers jusqu'à atteindre le démarrage et ensuite atteindre le point de fonctionnement désiré
20. Vérifier que la température du méthane est supérieure à 0°C sinon augmenter la consigne du cordon chauffant

Procédure d'arrêt : Moteur HCCI

1. Mettre la richesse à 0 ainsi que la fraction d'EGR et éteindre les boutons MFC CH4 et MFC H2 dans le visu
2. Arrêter le cordon chauffant
3. Fermer les bonbonnes de gaz
4. Réactiver les MFC afin de vider les conduites et les éteindre ensuite
5. Éteindre le Heater dans le visu et diminuer la température de consigne sur l'armoire électrique
6. Mettre la vanne 3 voies sur 10V
7. Laisser tourner le moteur en motoring jusqu'à ce que la température dans la résistance chauffante et le moteur soit acceptable (environ 5 à 10 minutes)
8. Arrêter le variateur à l'aide du bouton dans le visu
9. Fermer l'arrivée d'eau
10. Fermer le boîtier de la résistance chauffante
11. Fermer la vanne d'EGR
12. Éteindre l'interrupteur du variateur sur l'armoire
13. Éteindre l'arrivée d'eau
14. Éteindre l'extracteur des gaz d'échappement
15. Arrêter le code LABVIEW
16. Éteindre les deux armoires électriques

