

Étude comparative de capteurs de pression sur base d'essais sur le moteur Varimax

Mémoire présenté par
François DIEUDONNÉ , Maximilien PIRSON

en vue de l'obtention du grade de Master
ingénieur civil mécanicien
Option: Énergie

Promoteur
Hervé JEANMART

Lecteurs
Philippe CHATELAIN, Bruno DEHEZ , Maxime POCHET

Année académique 2016-2017

Abstract

Dans le monde d'aujourd'hui et tout particulièrement dans nos sociétés occidentales, l'écologie a pris une place importante et l'industrie automobile l'a bien compris. Celle-ci a donc développé un capteur de pression du cylindre (CPS pour *Cylinder Pressure Sensor*) qui permet directement une analyse du processus de combustion dans un moteur Diesel, en intégrant un capteur piézorésistif dans la bougie de préchauffage. Ce dispositif a permis aux constructeurs d'automobiles à motorisation Diesel d'éliminer jusqu'à 90% des polluants nocifs. D'autre part, il existe des capteurs piézoélectriques, plus performants, et adaptés à tous types de moteurs à combustion interne. Ces derniers, présentant un prix plus élevé, sont utilisés principalement dans la recherche scientifique ainsi que dans les sports automobiles.

Deux travaux portant chacun sur l'utilisation d'un de ces types de capteurs de pression ont été réalisés ces dernières années au sein de l'UCL, pour étudier les performances de différents moteurs. L'étude proposée dans ce travail se concentre sur la comparaison de ces deux capteurs, sur base de tests sur le moteur monocylindre Varimax.

Dans un premier temps, ce travail consiste en l'intégration du capteur piézorésistif dans le cylindre du moteur, le capteur piézoélectrique étant déjà présent. L'implémentation de différentes méthodes de calibration sur base de tests en motoring est ensuite nécessaire afin d'assurer le bon déroulement de l'analyse ultérieure des capteurs.

Dans un second temps, une fois la calibration terminée, une comparaison de ces capteurs est réalisée sur base de tests en combustion. Pour cela, différents paramètres sont modifiés afin d'étudier leur influence, tels que le taux de compression, la richesse du mélange, la vitesse de rotation, etc. Cela permet également une analyse globale des performances du moteur Varimax.

Finalement, les résultats montrent une certaine limitation de la part du capteur piézorésistif. Non seulement ce dernier a un coût en temps de calibration et de traitement de signal non négligeable mais de plus il présente principalement une précision moindre par rapport au capteur piézoélectrique.

Remerciements

Nous tenons à remercier tout d'abord notre promoteur, le professeur Hervé Jeanmart, pour nous avoir proposé ce sujet sur base de nos attentes, ainsi que pour son encadrement tout au long de l'année, ses conseils et ses corrections.

Nous remercions également Maxime Pochet pour sa disponibilité et son temps consacré à nous donner des explications, ainsi que pour avoir accepté le rôle de lecteur.

Merci aux professeurs Philippe Chatelain et Bruno Dehez d'avoir également accepté le rôle de lecteur.

Nous tenons aussi à remercier toute l'équipe des techniciens du laboratoire, en particulier Lili, Frank et Julien pour leur temps passé sur le banc d'essais afin d'assurer son bon fonctionnement, ainsi que pour avoir répondu à toutes nos questions.

Enfin, merci à nos familles et nos proches pour leur soutien, leurs conseils et leur relecture de ce travail.

Table des matières

Abstract	i
Remerciements	iii
Liste des symboles et abréviations	vii
Introduction	2
1 Banc d'essais	3
1.1 Description générale	3
1.2 Mesure de pression	4
1.2.1 Capteur Kistler	4
1.2.2 Capteur PSG	5
1.3 Adaptation du Varimax	6
1.4 Codeur angulaire	6
1.5 Pression à l'admission	8
2 Notions théoriques	9
2.1 Architecture générale	9
2.2 Dégagement de chaleur	11
2.2.1 Profil de température	12
2.2.2 Coefficient adiabatique	12
2.2.3 Pertes pariétales	13
2.3 Variation d'entropie	15
2.4 Travail et rendement	15
2.5 Mode d'allumage	16
3 Phase de motoring	18
3.1 Paramètres expérimentaux	18
3.1.1 Paramètres généraux	18
3.1.2 Timing des soupapes d'admission et d'échappement	19
3.1.3 Débit d'air et remplissage	19
3.2 Traitement des signaux	20
3.2.1 Filtrage	20
3.2.2 Calibration	21
3.3 Taux de compression	22
3.3.1 Méthode "RoHR"	23
3.3.2 Méthode "T-S"	24
3.3.3 Résultats	25
3.3.4 Mise à jour de l'échelle du taux de compression	26
3.4 Décalage du PMH	27
3.5 Comparaison en motoring	29

4 Phase de combustion	33
4.1 Test de référence	33
4.2 Début et fin de combustion	35
4.3 Variation des paramètres	36
4.3.1 Taux de compression	36
4.3.2 Vitesse de rotation	38
4.3.3 Richesse du mélange	40
4.3.4 Ouverture du papillon	41
4.3.5 Avance à l'allumage	43
4.4 Étude complémentaire	45
4.4.1 Test de référence	45
4.4.2 Variation des paramètres	45
4.5 Pertinence des résultats	49
Conclusion	51
Bibliographie	53
Liste des figures	55
Liste des tables	56
A Capteurs de pression	58
A.1 Capteur Kistler	58
A.2 Capteur Beru PSG002	59
A.3 Capteur Cerabar T PMP131	60
A.4 Pièce adaptrice du capteur PSG	61

Liste des symboles et abréviations

α	Coefficient de la corrélation de Hohenberg
β	Rapport bielle/manivelle
$\epsilon_{E,P}$	Coefficient de perte à l'échappement/pariétale
η_c	Rendement de la combustion
η_e	Rendement effectif
η_{ind}	Rendement indiqué
η_{mec}	Rendement mécanique
η_{ti}	Rendement thermodynamique interne
γ	Coefficient adiabatique
ω	Vitesse angulaire du vilebrequin
Φ	Richesse du mélange
ρ	Masse volumique du gaz
ρ_0	Masse volumique de l'air
τ	Taux de compression
θ	Angle de vilebrequin
θ_0	Décalage du PMH
A	Surface des parois du cylindre
B	Alésage du cylindre
$C_{p,v}$	Capacité calorifique molaire à pression/volume constant(e)
h	Coefficient global de transfert thermique convectif
L	Longueur de la bielle
m_c	Masse de combustible
p	Pression dans le cylindre
p_{adm}	Pression au collecteur d'admission
p_{amb}	Pression ambiante
p_{me}	Pression moyenne effective
p_{mf}	Pression moyenne équivalente aux frottements
p_{mi}	Pression moyenne indiquée
$Q_{E,P}$	Pertes de chaleur à l'échappement/pariétales
Q_{gross}	Chaleur dégagée par la combustion
Q_{loss}	Chaleur perdue aux parois du cylindre
Q_{net}	Chaleur totale reçue par le système
R	Longueur du maneton
r	Rapport alésage/course
S	Entropie
S_p	Course du piston
T	Température du mélange
T_w	Température des parois du cylindre
T_{amb}	Température ambiante
u	Vitesse moyenne du piston
V	Volume instantané du cylindre
V_c	Cylindrée
\dot{m}_a	Débit d'air à l'admission
ATDC	After Top Dead Center (après le point mort haut)
BTDC	Before Top Dead Center (avant le point mort haut)
CAD	Crank Angle Degree (Degré d'angle de vilebrequin)
EVO	Exhaust Valve Opening (ouverture de la soupape d'échappement)
IVC	Intake Valve Closing (fermeture de la soupape d'admission)
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
PSG	Pressure Sensor Glow Plug

Introduction

L'ère d'une industrie automobile moins polluante est en marche. Les moteurs à combustion interne sont soumis à des normes anti-pollution et doivent donc diminuer leur consommation de combustible ainsi que leurs rejets en polluants dans l'atmosphère. Cela nécessite un contrôle de plus en plus efficace du mélange et de l'injection du carburant afin d'optimiser la combustion. Néanmoins cette tâche est complexe car les moteurs Diesel, connus pour leur pollution, représentent encore 60% des véhicules vendus en Europe occidentale. Les scientifiques ont trouvé une solution à cela : un capteur de pression intégré dans le cylindre. Le développement et l'intégration de ces capteurs de pression piézorésistifs dans la bougie de préchauffage, utilisée pour accélérer le démarrage du moteur Diesel, permettent désormais de contrôler directement les conditions de combustion dans le cylindre. Le signal électrique ainsi produit peut être transmis à l'électronique de commande du moteur afin d'optimiser les opérations, ce qui se traduit par moins d'émissions et une baisse de la consommation de carburant. D'autre part, des capteurs de pression piézoélectriques sont utilisés dans le cadre de la recherche ainsi que dans les sports automobiles car ils présentent une meilleure précision mais ont un coût considérable.

Dans le cadre de deux travaux de fin d'étude au sein de l'Université Catholique de Louvain, ces deux capteurs ont été utilisés pour analyser et étudier les performances de moteurs.

Le premier travail a été réalisé sur un moteur HCCI, installé dans le laboratoire LEFT de l'UCL. Ce dernier avait pour objectif une analyse et une étude générale des performances du moteur. La mise en place du capteur de pression de type *Glow plug* fut nécessaire pour cette étude [1].

Le second quant à lui portait sur la remise en état complète d'un banc d'essais comportant un moteur mono-cylindre Varimax. Des tests de combustion au gaz naturel ont été réalisés à l'aide d'un capteur de pression piézoélectrique à quartz dans le cylindre [2].

L'objectif de ce travail consiste, sur base de tests sur le banc d'essais du moteur Varimax, à réaliser une étude comparative des deux capteurs cités précédemment. Cette comparaison des performances des capteurs engendrera une potentielle justification quant à leur différence de prix. Dès lors, la structure de cette étude peut être divisée en trois phases :

- La première consiste à intégrer le capteur de pression piézorésistif sur le moteur Varimax. Pour cela, une pièce adaptatrice doit être conçue afin d'accueillir le capteur dans le cylindre. Ce dernier doit ensuite être raccordé au logiciel d'acquisition de données LabVIEW.
- La deuxième phase concerne l'implémentation de différentes méthodes théoriques afin de traiter au mieux les signaux fournis par les capteurs. Cette étape permet donc d'obtenir, en fonction de l'angle du vilebrequin, des courbes de pression irréprochables.
- La troisième phase quant à elle consiste à mettre en avant les différences possibles entre les deux capteurs lors de l'analyse des performances du moteur.

Le premier chapitre de ce travail est consacré au banc d'essais, il décrit les caractéristiques du moteur et donne des explications sur les dispositifs qui le constituent, notamment un descriptif détaillé des deux types de capteurs utilisés.

Le deuxième chapitre présente l'ensemble des notions théoriques nécessaires à la compréhension du fonctionnement du moteur Varimax et des méthodes utilisées. De plus, divers concepts mathématiques y sont introduits afin de mieux saisir le phénomène de dégagement de chaleur, ainsi qu'une introduction des notions permettant une analyse des résultats expérimentaux.

Le troisième chapitre met en évidence la phase en motoring. Cette partie se concentre tout d'abord sur la calibration des capteurs au niveau du filtrage et du pegging. De plus, elle permet d'appliquer les notions théorique du chapitre précédent afin d'obtenir le taux de compression réel ainsi que le décalage précis du PMH. Sur base des tests en motoring, une première comparaison des capteurs sera effectuée.

Le quatrième et dernier chapitre est consacré à l'ensemble des analyses des résultats expérimentaux. L'impact de différents paramètres au niveau de la combustion a été étudié pour chacun des capteurs. Sur base de ces résultats, une comparaison plus poussée des capteurs est possible. Finalement, un regard critique et une réflexion sur l'exactitude des résultats obtenus permet de clôturer ce travail.

Chapitre 1

Banc d'essais

Ce premier chapitre présentera l'environnement technique utilisé pour la partie expérimentale du travail. Différents outils ont été mis à disposition pour la réalisation des tests, comprenant notamment le banc d'essais du moteur Varimax et différents capteurs de pression. Le fonctionnement mais également le positionnement de ceux-ci seront également expliqués dans cette partie.

1.1 Description générale

Le moteur Varimax est un moteur monocylindre, pensé et fabriqué par Tecquipment Limited à Nottingham dont les caractéristiques sont reprises dans la Table 1.1. Le moteur, présenté à la Figure 1.1, est actuellement installé sur un banc d'essais dans les laboratoires du pôle Thermodynamique et Mécanique des Fluides.

TABLE 1.1 – Caractéristiques du moteur Varimax

Alésage/course (r)	3.75"/4.5"
Cylindrée (V_c)	814.45 [cm ³]
Bielle/manivelle (β)	3.5
Taux de compression (τ)	de 4.5 :1 à 20 :1
Vitesse maximale	2000 [rpm]
Puissance nominale	10[BHP]/2000[rpm]

Le Varimax permet une variation rapide de nombreux paramètres, permettant une analyse des effets de ces réglages sur les performances du moteur.

Ces paramètres réglables sont les suivants :

1. fonctionnement du moteur en allumage par compression ou allumage par étincelle ;
2. alimentation à l'essence, au diesel ou au gaz naturel (depuis 2014 [2]) ;
3. taux de compression par variation de la hauteur de vilebrequin ;
4. vitesse de rotation du moteur ;
5. débit par l'ouverture variable du papillon ;
6. moment et durée d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement ;
7. moment de l'allumage en fonctionnement en allumage par étincelle ;
8. moment de l'injection en fonctionnement en allumage par compression ;
9. richesse du mélange par le réglage du choke du carburateur.



FIGURE 1.1 – Banc d'essais du moteur Varimax

1.2 Mesure de pression

La mesure de pression dans la chambre de combustion se fait par deux capteurs de pression qui font l'objet de ce travail. Le premier capteur, initialement présent sur le banc d'essais, est un capteur de la marque Kistler. Le second capteur, ajouté dans le cadre de ce travail, est un capteur PSG de la marque Beru.

1.2.1 Capteur Kistler

Le capteur Kistler 601A, présenté à la Figure 1.2, est un capteur de pression piézoélectrique à Quartz. La piézoélectricité est la propriété de certains matériaux à se polariser électriquement sous l'effet d'une contrainte mécanique. Inversement, le matériau se déforme sous l'action d'une charge électrique. Ces deux effets sont indissociables. Ces capteurs de pression possèdent des caractéristiques mécaniques admirables : dynamique de mesure élevée, linéarité, stabilité (ré-étalonnage rare), rigidité élevée de la céramique permettant de mesurer des phénomènes très rapides à fréquences élevées. Ils permettent donc une mesure détaillée de l'évolution de la pression dans le cylindre, permettant une analyse précise du processus de combustion. En revanche, ils sont très onéreux et nécessitent un amplificateur de charge. En effet, la sensibilité du capteur est de -16 [pC/bar], ce qui correspond à un signal très faible. De plus, le capteur Kistler ne fonctionne correctement qu'à des températures en deçà de 200 [°C] et nécessite donc un système de refroidissement. Les caractéristiques du capteur Kistler sont reprises dans la Table 1.2.

TABLE 1.2 – Caractéristiques du Kistler 601A

Gamme de pression [bar]	0 – 250
Surcharge [bar]	500
Gamme de température [°C]	-196 – 200
Sensibilité [pC/bar]	-16
Linéarité	$\pm 0.5\%$
Prix unitaire	>1000€
Prix de l'amplificateur	2000€



FIGURE 1.2 – Capteur à quartz Kistler

1.2.2 Capteur PSG

Le second capteur, de la marque Beru, présenté à la Figure 1.3¹, est un Pressure Sensor Glow Plug (PSG 002). Il s'agit d'un capteur de pression piézorésistif couplé à une bougie de préchauffage (inutilisée dans ce cas-ci, les tests se faisant en allumage par étincelle). La piézorésistance, comme son nom l'indique, va dépendre de la résistance électrique du matériau. En effet, sous l'action d'une force mécanique, cette résistance va se voir altérée, ce qui va conduire à un changement de conductibilité du matériau. Ces capteurs piézorésistifs sont moins précis que les capteurs piézoélectriques. Néanmoins, ils sont nettement plus abordables et sont de plus en plus utilisés dans le monde de l'automobile où ils ont su démontrer leurs capacités. Les caractéristiques du capteur PSG sont reprises dans la Table 1.3.

TABLE 1.3 – Caractéristiques de la PSG

Gamme de pression [bar]	0 – 200
Surcharge [bar]	220
Gamme de température [°C]	-40 – 140
Tension de sortie [V]	0.5 – 4.5
Signal de sortie	ratiométrique
Bande passante [kHz]	10
Linéarité	±2%
Prix unitaire	<200€

1. Source : <http://capitalremanexchange.com/wp-content/uploads/2016/12/Glow-Plug-Chart.jpg>. Consulté le 07/06/2017.

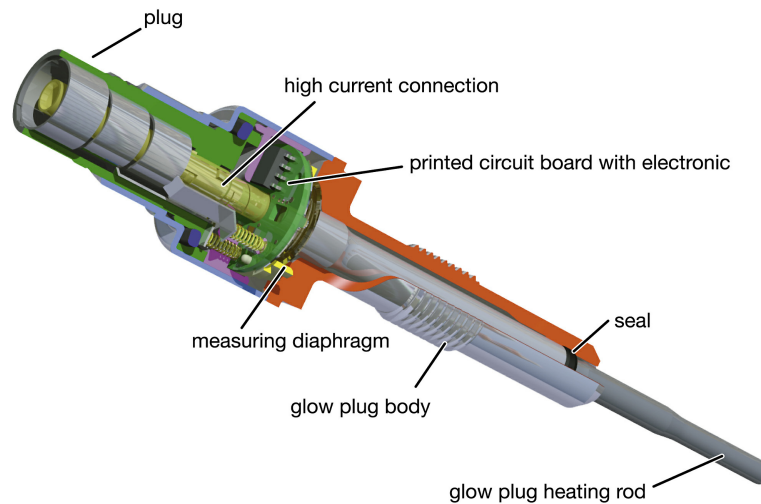


FIGURE 1.3 – Squelette du capteur PSG

1.3 Adaptation du Varimax

Afin de récupérer au mieux la variation de pression au sein de la chambre de combustion et de pouvoir comparer correctement les deux capteurs, il est nécessaire que ceux-ci soient installés de manière similaire à des emplacements adéquats. Au cours du temps, le moteur Varimax a subi de nombreuses modifications, dont une au niveau des systèmes d'injection. Les tests dans le cadre de ce travail s'effectuent à l'essence, l'injection de carburant se fait donc en amont des soupapes afin d'obtenir une charge plus homogène. Les emplacements initiaux des injecteurs directs sont donc libres. Le capteur Kistler ayant été installé au préalable sur l'un de ces emplacements, le capteur PSG peut être placé sur le second, ce qui permet d'avoir un accès direct à la chambre de combustion pour chacun des deux capteurs. Les deux capteurs sont donc situés au sommet de la chambre de combustion, de part et d'autre de la bougie d'allumage, tel que le présente la Figure 1.4).

Les dimensions du capteur PSG ne correspondant pas à celles de l'emplacement choisi, une pièce adaptatrice (cfr. Figure 1.5 et Annexe A.4) a été fabriquée afin de placer le capteur. La pointe du capteur PSG se trouve légèrement en retrait du niveau de la culasse, ce qui pourrait avoir un impact sur les mesures de pression.

1.4 Codeur angulaire

Afin de savoir à quel angle exact de vilebrequin correspond chaque mesure de pression, un codeur angulaire est présent sur le banc d'essais du moteur Varimax. Ce codeur angulaire est connecté à l'arbre à cames déclenchant l'ouverture et la fermeture de la soupape d'échappement. Il renvoie à chaque tour de vilebrequin 2048 impulsions, ce qui correspond à une information tous les 0.176° de rotation de l'arbre à cames, ou tous les 0.351° d'angle de rotation du vilebrequin. Ce codeur permet donc de synchroniser les deux capteurs de pression avec la rotation du vilebrequin et donc du déplacement du piston et de les ressortir par le programme LabView.

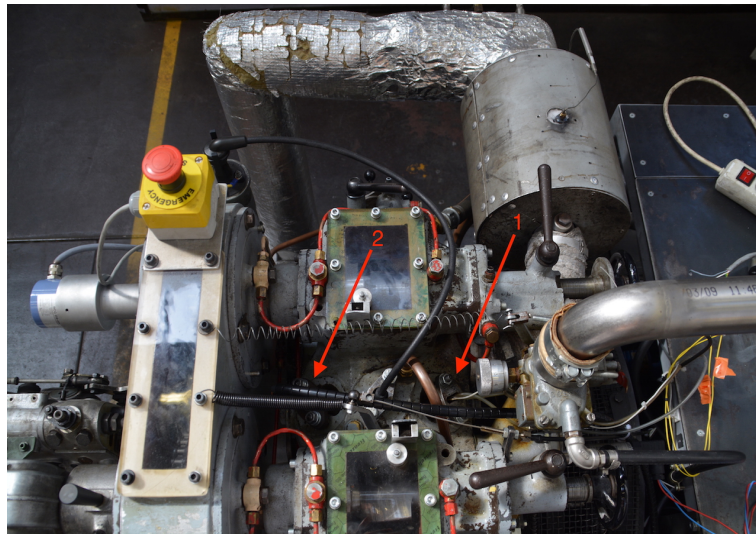


FIGURE 1.4 – (1) Capteur de pression Kistler ; (2) Capteur de pression PSG

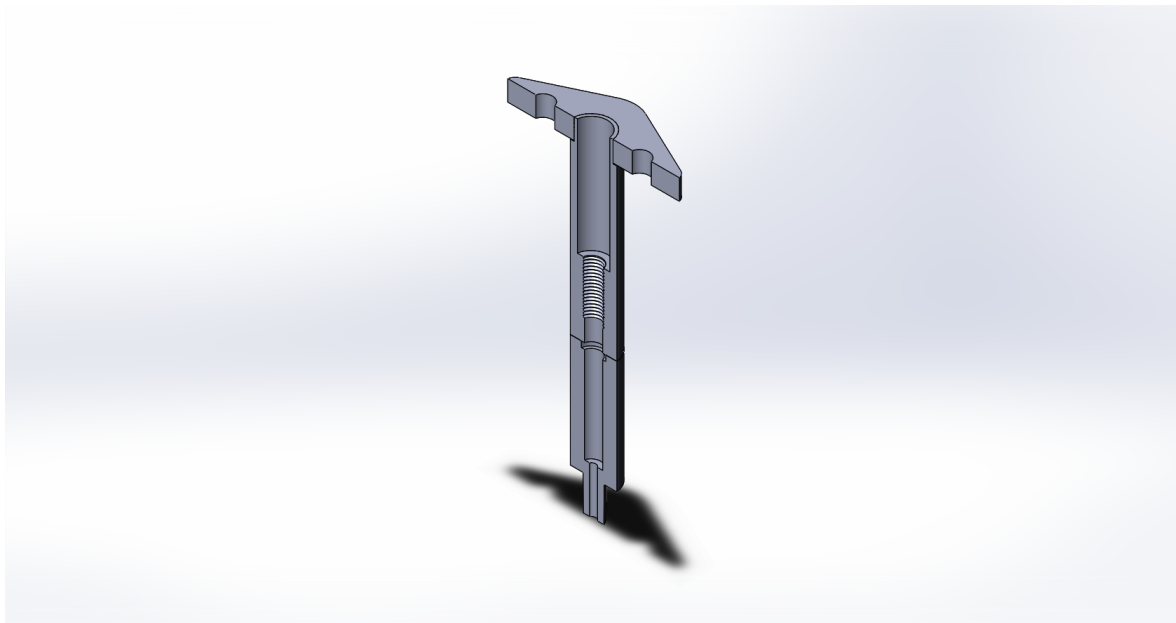


FIGURE 1.5 – Vue en coupe de la pièce adaptatrice du capteur PSG

1.5 Pression à l'admission

Un paramètre indispensable au niveau de l'étude de la performance d'un moteur à combustion est la pression à l'admission, c'est-à-dire la pression du mélange air-combustible à l'entrée du cylindre. En effet, cette dernière sera indispensable par la suite pour la calibration des capteurs. C'est pourquoi un capteur de pression absolue Cerabar T PMP131, capable de mesurer jusqu'à 1.6 bar, a été placé au niveau du collecteur d'admission (cfr. Figure 1.6).

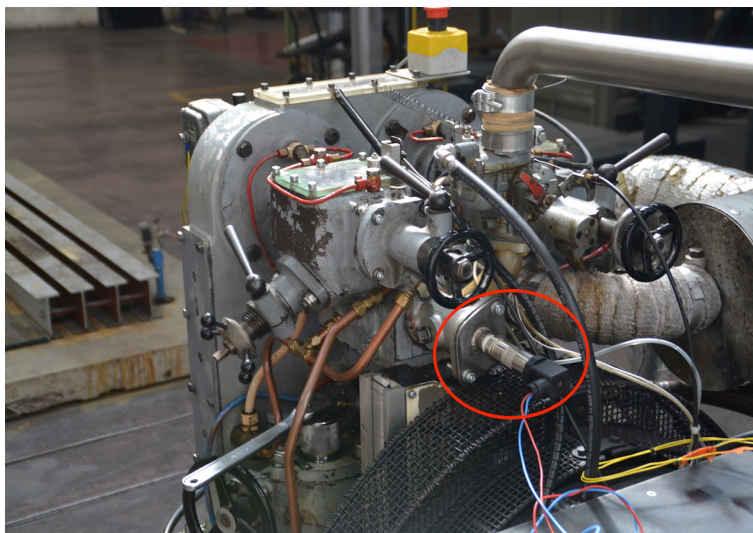


FIGURE 1.6 – Capteur de pression à l'admission

Chapitre 2

Notions théoriques

Ce deuxième chapitre expliquera les différents concepts théoriques sur lesquels se base l'étude expérimentale. La première partie présentera la cinématique d'un système bielle/manivelle classique tel que celui du moteur Varimax. La deuxième partie décrira ensuite une méthode de calcul du dégagement de chaleur, ainsi que les différents paramètres sous-jacents. L'expression de la variation d'entropie, ainsi que les différents rendements seront également introduits. Enfin, un rappel du mode d'allumage finira cette partie théorique.

2.1 Architecture générale

La cinématique du système bielle-manivelle peut être décrite à partir de la Figure 2.1¹. Le point mort haut (PMH) est utilisé comme origine de la position du piston ($\theta = 0$ [CAD]). A partir de ce système, différentes expressions nécessaires à la suite de ce travail peuvent être développées.

Dans un premier temps, afin de pouvoir calculer ultérieurement les pertes de chaleur aux parois du cylindre, il est nécessaire de connaître la surface de ces parois. Or, celles-ci ne sont pas constantes et dépendent du déplacement du piston dans le cylindre. Ce déplacement est défini en fonction de l'angle de vilebrequin par l'expression

$$x = \frac{S_p}{2} \left(1 - \cos\theta + \frac{1 - \cos 2\theta}{4\beta} \right) \quad [m] \quad (2.1)$$

avec S_p la course du piston en $[m]$, $\beta = L/R$ le rapport bielle/manivelle et θ l'angle de vilebrequin en [CAD]. Ce déplacement du piston engendre une variation du volume et de la surface des parois du cylindre. Cette dernière est constituée de trois termes : le cylindre que découvre le piston en descendant, les parois du volume au point mort haut (également appelé volume mort ou volume minimum) et les parois de la culasse et du piston qui se font face. Elle est donnée pour tout angle de vilebrequin par l'expression suivante :

$$A = x\pi B + \frac{4V_{PMH}}{B} + 2 \cdot \frac{\pi B^2}{4} \quad [m^2] \quad (2.2)$$

avec B l'alésage du cylindre en $[m]$.

Pour le calcul des pertes pariétales, la vitesse moyenne du piston dans le cylindre sera également utile. Celle-ci dépend de la vitesse de rotation du moteur (N) en [rpm] et de la course :

$$u = 2 \cdot S_p \cdot \frac{N}{60} \quad [m/s] \quad (2.3)$$

1. Schéma adapté de Heywood [3].

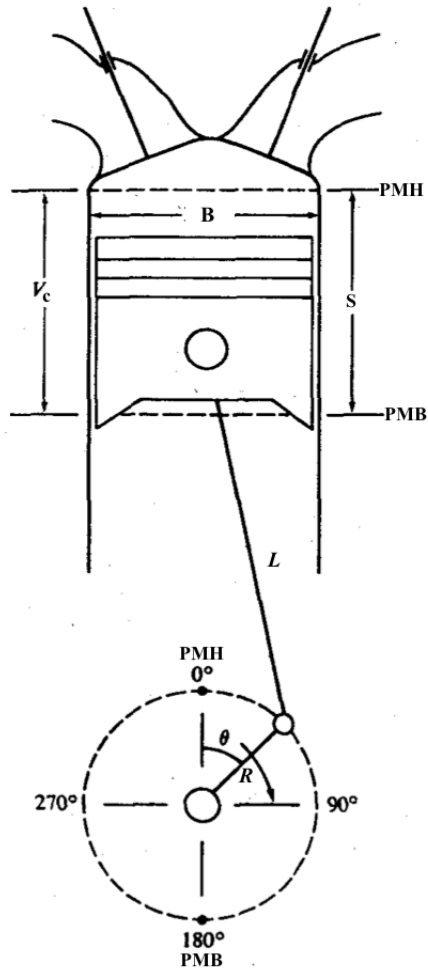


FIGURE 2.1 – Système bielle-manivelle d'un moteur à combustion interne

Il est également nécessaire de connaître le volume du cylindre et sa variation à tout instant du cycle. En effet, ceux-ci seront notamment requis pour le calcul du dégagement de chaleur et de la variation d'entropie. Le volume du cylindre et sa dérivée en fonction de l'angle de vilebrequin sont donnés par les équations

$$V = \frac{V_c}{\tau - 1} + \frac{V_c}{2} \left(\beta + 1 - \cos\theta - \sqrt{(\beta^2 - \sin^2\theta)} \right) \quad [m^3] \quad (2.4)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_c \sin\theta}{2} \left(1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\beta^2 - \sin^2\theta}} \right) \quad [m^3/CAD] \quad (2.5)$$

avec V_c la cylindrée (le volume balayé par la course du piston) en $[m^3]$ et τ le rapport volumétrique de compression, ou taux de compression par abus de langage, défini comme le rapport entre le volume maximum (au point mort bas) et le volume minimum (au point mort haut) :

$$\tau = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}} \quad (2.6)$$

2.2 Dégagement de chaleur

L'analyse du comportement thermique d'un moteur à combustion interne est fondamentale, car ce comportement a une influence sur le rendement indiqué, la puissance, les émissions, la lubrification et le refroidissement du moteur. En effet, les transferts de chaleur aux parois de la chambre de combustion réduisent la température et de ce fait la pression. Par conséquent, le travail effectué sur le piston diminuera et le rendement indiqué également. Pour un moteur à allumage commandé, entre 10% et 15% de la chaleur résultant de la combustion est perdue aux parois. L'évaluation précise du transfert thermique pariétal et de la chaleur dégagée qui en résulte est donc nécessaire, mais très complexe. Cependant, le gaz évoluant dans la chambre de combustion étant composé de près de 80% d'azote, le transfert thermique aux parois est supposé essentiellement convectif, hypothèse assez bien vérifiée pour les moteurs à allumage commandé [4].

Cette section présentera tout d'abord le développement de l'expression du taux de dégagement de chaleur et décrira ensuite les calculs des différents paramètres nécessaires à cette expression. Pour calculer ce dégagement de chaleur, il faut partir de la première loi de la thermodynamique [5] pour un système fermé (sans échange de matière, donc lorsque les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées) :

$$\Delta U = Q_{net} - W \quad (2.7)$$

avec ΔU la variation d'énergie interne, Q_{net} la chaleur totale reçue par le système et W le travail effectué par le système. Cette expression peut être formulée de manière différentielle par rapport à l'angle de vilebrequin θ :

$$nC_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ_{net}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (2.8)$$

avec C_v la capacité calorifique molaire à volume constant, à une température T et n le nombre de moles. En prenant maintenant la loi des gaz parfaits $pV = m\bar{R}T$ sous sa forme différentielle :

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = n\bar{R} \frac{dT}{d\theta} \quad (2.9)$$

avec $\bar{R} = 8.3145 \text{ J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$ la constante universelle des gaz parfaits et en l'introduisant ensuite dans l'équation (2.8), l'expression suivante est obtenue :

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \left(\frac{C_v}{\bar{R}} + 1 \right) p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{C_v}{\bar{R}} \frac{dp}{d\theta} \quad (2.10)$$

En introduisant le coefficient adiabatique $\gamma = C_p/C_v$ avec C_p la capacité calorifique molaire à pression constante et $R = C_p - C_v$:

$$\frac{dQ_{net}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} \quad (2.11)$$

La chaleur reçue par le système Q_{net} peut être divisée en deux termes : Q_{gross} la chaleur dégagée par la combustion et Q_{loss} la chaleur perdue aux parois du cylindre par convection :

$$Q_{gross} = Q_{net} + Q_{loss} \quad (2.12)$$

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{dQ_{net}}{d\theta} + \frac{dQ_{loss}}{d\theta} \quad (2.13)$$

En insérant l'équation (2.11) dans l'équation (2.13), l'équation du taux de dégagement de chaleur (ou RoHR pour Rate of Heat Release) est alors obtenue :

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{loss}}{d\theta} \quad (2.14)$$

Enfin, en intégrant cette équation sur la période de combustion, le dégagement de chaleur est obtenu en fonction de l'angle de vilebrequin.

2.2.1 Profil de température

Toujours lorsque les soupapes d'admission et d'échappement sont fermées (donc la période entre IVC et EVO), l'évolution de la température dans la chambre de combustion peut être déterminée. Celle-ci est indispensable pour le calcul des pertes de chaleur pariétales ainsi que pour le calcul du coefficient adiabatique. Pour cela, la loi des gaz parfaits est considérée :

$$pV = n\overline{RT} \quad (2.15)$$

En supposant que n est constant et en posant comme hypothèses que $p_{PMB} = p_{adm}$ (hypothèse valable à basse vitesse [6]) et $T_{PMB} = T_{adm}$, avec p_{adm} et T_{adm} la pression et la température à l'admission, le profil de température est obtenu :

$$\frac{p(\theta)V(\theta)}{T(\theta)} = \frac{p_{PMB}V_{PMB}}{T_{PMB}} = \frac{p_{adm}V_{PMB}}{T_{adm}} \quad (2.16)$$

$$T(\theta) = T_{adm} \frac{p(\theta)V(\theta)}{p_{adm}V_{PMB}} \quad (2.17)$$

2.2.2 Coefficient adiabatique

Le paramètre suivant, nécessaire au calcul du taux de dégagement de chaleur dans le moteur, est le coefficient adiabatique γ , défini comme le rapport des capacités thermiques à pression constante et à volume constant :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.18)$$

Celui-ci dépend non seulement de la température mais également des espèces chimiques présentes. De nombreuses méthodes existent pour déterminer ce coefficient adiabatique [5], les plus précises étant reprises à la Figure 2.2. Parmi celles-ci, la méthode de Gatowski et al. [7] a été retenue. Elle propose une représentation linéaire du coefficient adiabatique, dépendant uniquement de la température (en Kelvin) :

$$\gamma = 1.38 - 0.08 \cdot \frac{T - 300}{1000} \quad (2.19)$$

Cette méthode présente non seulement des résultats pertinents, mais offre principalement l'avantage de réduire significativement les temps de calcul du fait de sa complexité moindre.

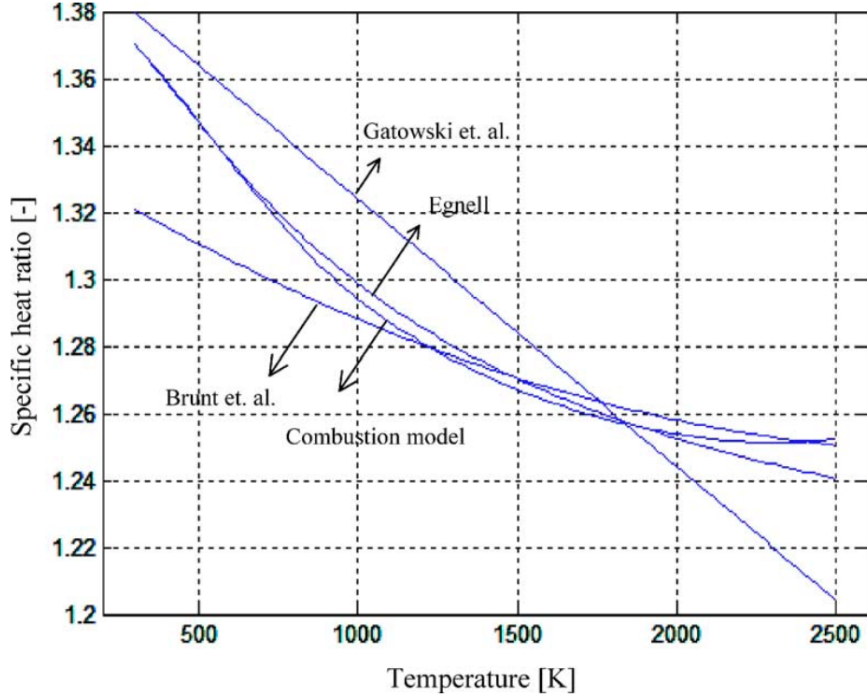


FIGURE 2.2 – Comparaison de méthodes d'estimation du coefficient adiabatique [5]

2.2.3 Pertes pariétales

Afin de calculer l'équation du taux de dégagement de chaleur théorique, il est nécessaire de calculer les pertes pariétales du cylindre. La loi de Newton permet de calculer le transfert de chaleur en convection dans la chambre de combustion :

$$\frac{dQ_{loss}}{d\theta} = \frac{hA}{\omega}(T - T_w) \quad [J/CAD] \quad (2.20)$$

avec h le coefficient global de transfert thermique convectif en $[W/(m^2K)]$, A la surface des parois du cylindre en $[m^2]$, ω la vitesse angulaire en $[rad/s]$, T la température du mélange en $[K]$ et T_w la température des parois en $[K]$.

En raison de la complexité du transfert thermique, plusieurs corrélations ont été développées afin de calculer ces pertes pariétales. Une partie de ces corrélations se base sur l'hypothèse que les nombres de Reynolds, Prandtl et Nusselt peuvent être liés selon la relation pour un écoulement turbulent dans une conduite ou sur une plaque plane :

$$Nu = aRe^m Pr^n \quad (2.21)$$

En introduisant dans cette équation le nombre de Reynolds $Re = \rho U_c L_c / \mu$ et le nombre de Nusselt $Nu = h L_c / k$, l'équation pour le coefficient de transfert de chaleur est alors obtenue :

$$h = a \frac{k}{L_c} \left(\frac{\rho U_c L_c}{\mu} \right)^m Pr^n \quad (2.22)$$

avec L_c et U_c la longueur et la vitesse caractéristique, k la conductivité thermique, μ la viscosité dynamique du gaz et ρ sa masse volumique. Dans le cadre de ce travail, les corrélations de Woschni et de Hohenberg [8] [9] ont été retenues et comparées.

Corrélation de Woschni

La corrélation de Woschni fait l'hypothèse que l'azote prédomine dans les mélanges brûlés et imbrûlés et que la conductivité thermique varie avec $T^{3/4}$ et la viscosité avec $T^{0.62}$. Par ces considérations ainsi que celle des gaz parfaits, l'expression du coefficient de transfert de chaleur convectif devient :

$$h = CL_c^{m-1} p^m U_c^m T^{0.75-1.62m} \quad (2.23)$$

Woschni utilise B , l'alésage du cylindre comme longueur caractéristique et exprime la vitesse caractéristique de la manière suivante :

$$w = C_1 u + C_2 \frac{V_c T_{amb}}{p_{amb} V_{IVC}} (p - p_{amb}) \quad (2.24)$$

Avec $m = 0.8$, la corrélation de Woschni devient donc

$$h = 0.0129 B^{-0.2} p^{0.8} w^{0.8} T^{-0.53} \quad (2.25)$$

avec les constantes C_1 et C_2 reprises dans la Table 2.1.

TABLE 2.1 – Coefficients de la corrélation de Woschni

Phase	C_1 [-]	C_2 [m/s/K]
Admission et échappement	6.18	0
Compression	2.28	0
Combustion et détente	2.28	0.00324

Corrélation de Hohenberg

La corrélation de Hohenberg reste proche de celle de Woschni, mais prend davantage en compte l'aspect turbulent du transfert thermique par l'ajout d'une constante dans le terme de vitesse w . De plus, au lieu de prendre l'alésage B comme longueur caractéristique, elle considère le diamètre de la sphère équivalente au volume instantané du cylindre V_c :

$$h = \alpha V^{-0.06} p^{0.8} T^{-0.4} (u + 1.4)^{0.8} \quad (2.26)$$

Dans le cas d'un moteur à allumage commandé, la valeur adéquate du coefficient α se situe entre 60 et 70. Cependant, la valeur exacte de ce coefficient dans le cas du moteur Varimax n'est pas précisément connue. Une légère variation de cette valeur aura un impact sur le coefficient global de transfert thermique convectif et par conséquent sur les pertes pariétales. Une optimisation de ce coefficient est donc nécessaire pour pouvoir utiliser cette méthode.

Concernant ces deux corrélations, deux précisions doivent être faites. Premièrement, elles ont été développées pour un moteur Diesel à injection directe et non pas pour un moteur à allumage commandé [8]. Cependant, de nombreuses expériences ont montré que les résultats obtenus pour des moteurs à allumage commandé sont également pertinents [10] [11]. Deuxièmement, bien que le transfert de chaleur dans un moteur à combustion interne soit non-uniforme, ces corrélations ont été basées sur l'hypothèse d'une distribution uniforme de la température et de la convection dans le cylindre. Ces équations prédisent donc le dégagement de chaleur moyen instantané.

2.3 Variation d'entropie

Selon le premier principe de la thermodynamique, l'entropie est reliée à la pression et au volume par l'équation suivante :

$$TdS = dU + pdV \quad (2.27)$$

En exprimant cette équation de manière différentielle par rapport à l'angle de vilebrequin θ et en développant la variation d'énergie interne $dU = mc_v dT$, l'expression suivante est alors obtenue :

$$\frac{dS}{d\theta} = \frac{mc_v}{T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{p}{T} \frac{dV}{d\theta} \quad (2.28)$$

Par la loi des gaz parfaits, l'équation (2.28) peut être développée de la manière suivante :

$$\frac{dS}{d\theta} = \frac{mc_v}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{mc_p}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (2.29)$$

2.4 Travail et rendement

Le rendement est caractérisé par la conversion de l'énergie chimique du carburant en travail mécanique transmis au vilebrequin. Il est donc intéressant de développer les différentes étapes qui constituent une conversion au sein d'un moteur à combustion. Cette quantité d'énergie va être exprimée de manière normalisée, engendrant l'intervention de la pression moyenne effective (pme) qui traduit le rapport d'une énergie sur la cylindrée du moteur. En effet cette normalisation permet d'avoir une perspective des performances du moteur indépendamment de sa taille.

Tout d'abord, le travail effectué sur le piston au cours d'un cycle est le travail indiqué :

$$W_{ind} = \int pdV \quad (2.30)$$

Le rendement indiqué représente l'ensemble des imperfections du cycle et de la combustion. Il est défini par le travail développé sur le piston par rapport à l'énergie du combustible :

$$\eta_{ind} = \frac{W_{ind}}{m_c PCI} = \frac{\int pdV}{m_c PCI} \quad (2.31)$$

De plus, afin de prendre en compte les dissipations mécaniques lors de la transmission du travail à l'arbre moteur, le travail effectif est défini comme étant le travail indiqué W_{ind} diminué de ces dissipations mécaniques W_{fm} :

$$W_e = W_{ind} - W_{fm} \quad (2.32)$$

Dès lors, le rendement mécanique peut être calculé en déterminant la pression moyenne indiquée pmi ainsi que la pression moyenne effective pme . La pmi n'est autre que le travail interne diminué par le travail de pompage sur la cylindrée et la pme est définie comme la pmi diminuée par la pression moyenne équivalente aux frottements mécaniques pmf . Dès lors :

$$\eta_{mec} = \frac{pme}{pmi} = 1 - \frac{pmf}{pmi} \quad (2.33)$$

avec $pmi = W_{ind}/V_c$ et $pme = W_e/V_c$.

Finalement, le rendement effectif η_e est calculé comme le quotient du travail effectif W_e par l'énergie du combustible. Concrètement, il représente le rapport de l'énergie procurée par un cycle moteur sur l'énergie disponible, c'est-à-dire celle du combustible :

$$\eta_e = \frac{W_e}{m_c PCI} = \eta_{ind} \eta_{mec} \quad (2.34)$$

Le rendement de la combustion est également un bon indicateur de performance : il traduit le rapport entre l'énergie obtenue par la combustion de l'essence et l'énergie de ce combustible :

$$\eta_c = \frac{Q_I}{m_c PCI} \quad (2.35)$$

Ensuite, l'effet pariétal sur le cycle thermodynamique du moteur peut être évalué en considérant que la chaleur dégagée à la source froide Q_{II} est la somme de la chaleur perdue à l'échappement Q_E et des pertes pariétales Q_P . Le travail développé sur le piston hors phase de respiration W_i (travail interne) s'exprime par la différence entre la chaleur obtenue à la combustion et la chaleur dégagée à la source froide :

$$W_i = Q_I - Q_P - Q_E \quad (2.36)$$

Dès lors, le rendement thermodynamique interne peut être défini par la fraction d'énergie obtenue par la combustion hors phase de respiration :

$$\eta_{ti} = \frac{W_i}{Q_I} = \frac{Q_I - Q_P - Q_E}{Q_I} = 1 - \epsilon_P - \epsilon_E \quad (2.37)$$

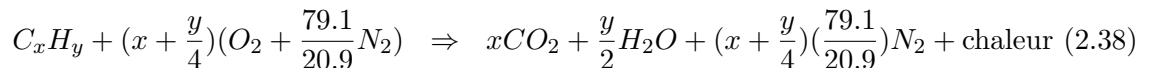
où ϵ_P et ϵ_E sont respectivement les coefficients de perte pariétale et de perte à l'échappement.

2.5 Mode d'allumage

Dans ce travail, la comparaison des capteurs se fera principalement sur base de tests effectués en combustion. Le moteur Varimax permet de choisir le mode d'allumage et le carburant. Ainsi, l'allumage spontané sera choisi pour un carburant de type diesel, tandis que l'allumage commandé sera utilisé pour des carburants tels que l'essence ou le gaz naturel (bien que ce dernier puisse également être utilisé en allumage spontané, en mode dual-fuel). Ce travail s'effectuera exclusivement en allumage commandé. Un récapitulatif de ce mode d'allumage est donc utile [4].

Dans un moteur à allumage commandé, un mélange gazeux d'air et de carburant léger est introduit dans la chambre de combustion. Les carburants sont typiquement des essences légères, les produits gazeux de la distillation du pétrole, le gaz naturel, etc. Le mélange subit ensuite une compression jusqu'en deçà de la limite d'auto-allumage du carburant, limitant donc le taux de compression à 10 ou 11. La combustion est alors initiée en fin de compression par l'étincelle électrique d'une bougie qui porte localement un faible volume du mélange à une haute température. Un front de flamme se répand à partir de ce point d'ignition, puis atteint progressivement tout le mélange idéalement homogène.

C'est ce mode d'allumage qui sera utilisé dans ce travail. En effet, l'intégralité des tests en combustion s'effectuera à l'essence. Il est intéressant dans un premier temps de formuler l'équation de combustion de l'essence afin d'en sortir le pouvoir comburivore et la richesse pour le calcul de la masse de carburant mise en jeu.



L'aptitude du carburant à ne former que lentement des radicaux propagateurs de combustion spontanée (et donc d'augmenter le délai à l'auto-ignition du mélange et éviter ainsi le cliquetis) est défini par l'indice d'octane. Du point de vue auto-ignition, de l'essence octane 95 se comportera comme un mélange de 95% d'octane C_8H_{18} (résistant à l'auto-ignition) et de 5% d'heptane C_7H_{16} (qui s'auto-enflamme facilement). Une formule² permet de calculer le pouvoir comburivore du carburant sur base de sa composition en *Carbone* et en *Hydrogène* :

$$m_{a,1} = \frac{1}{23} \left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O \right) \quad (2.39)$$

L'octane 95 est donc composé à 84.2% de carbone et de 15.8% d'hydrogène. Son pouvoir comburivore est donc de $15.25 \left[\frac{kg_{air}}{kg_{carbu}} \right]$.

2. Source : <http://www.fsr.ac.ma/cours/physique/bargach/Chap2.pdf>. Consulté le 07/06/2017.

Chapitre 3

Phase de motoring

Les principaux points théoriques nécessaires ayant été passés en revue dans le chapitre précédent, l'analyse du cycle peut maintenant commencer. Dans un premier temps, celle-ci se fera en motoring, c'est-à-dire en faisant tourner le moteur à vide, sans injection de carburant et donc sans combustion. En effet, afin de pouvoir analyser par la suite de la manière la plus fiable possible la combustion au sein du moteur Varimax, il est tout d'abord nécessaire de déterminer le taux de compression exact et le décalage précis du PMH. La détermination précise de la position du vilebrequin quand le piston est au PMH est primordiale : une erreur de un degré peut induire une erreur d'évaluation de la pression moyenne indiquée jusqu'à 10% et une erreur de 25% sur la chaleur libérée par la combustion. C'est pourquoi la position du vilebrequin doit être connue avec une précision d'au moins 0.1 CAD [12]. C'est une tâche d'autant plus complexe que toutes les dimensions du moteur Varimax ne sont pas précisément connues et que certaines caractéristiques du moteur sont variables, comme cela a été décrit précédemment.

Dans ce chapitre, une première partie présentera tout d'abord le filtrage et la calibration des capteurs. La deuxième partie détaillera les différentes méthodes d'obtention du taux de compression ainsi qu'une méthode de détermination du décalage du PMH. Enfin, les résultats de chacune de ces méthodes seront présentés pour les deux capteurs de pression.

3.1 Paramètres expérimentaux

3.1.1 Paramètres généraux

Etant donné que le moteur Varimax offre la possibilité de modifier de nombreux paramètres, ceux-ci doivent être précisément définis et ajustés sur le banc d'essais pour l'ensemble des tests effectués. Dans un premier temps, les tests ont été réalisés en motoring¹, avec les données suivantes :

TABLE 3.1 – Paramètres des tests en motoring

Taux de compression	8, 10 et 12
Vitesse de rotation	1200 [rpm]
Ouverture du papillon	100%

Dans ce cas-ci, les valeurs choisies sont peu importantes, leur utilité est uniquement d'obtenir plusieurs résultats permettant de comparer les méthodes entre elles et les capteurs entre eux. Par la suite, quand les tests s'effectueront en combustion, les valeurs choisies seront alors justifiées.

1. Les méthodes d'obtention du taux de compression et du décalage du PMH requerront d'être en motoring.

3.1.2 Timing des soupapes d'admission et d'échappement

Les moments d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement, le temps des phases d'admission et d'échappement ainsi que le recouvrement des deux phases (overlap) peuvent également être modifiés sur le moteur Varimax. Un variateur axial et un variateur radial pour chacune des deux soupapes sont prévus à cet effet.

Concernant la soupape d'admission, une anticipation de son ouverture permet d'allonger la durée totale de l'admission. En effet, pour des raisons d'inertie mécanique, la soupape est maintenue ouverte plus longtemps. Cependant, une ouverture trop précoce risquerait d'engendrer un refoulement des gaz d'échappement à l'admission, étant donné que le piston est dans sa phase ascendante. Si la soupape s'ouvre exactement au PMH, le piston sera déjà dans sa phase descendante au moment de la pleine ouverture. Le mélange air-carburant n'aura alors pas le temps de remplir le cylindre correctement. La course du piston correspondant à l'aspiration n'aura servi que partiellement et le rendement moteur sera déplorable.

A hautes vitesses de rotation, un retard de la fermeture de la soupape d'admission permet d'obtenir un meilleur remplissage par effet d'inertie. Cependant, dans le cas de faibles vitesses, cela entraînerait un reflux vers l'admission et par conséquent un moins bon remplissage.

Concernant la soupape d'échappement, une anticipation de son ouverture permet d'optimiser la surface du diagramme pression-volume, ce qui se traduit par une optimisation du travail. Un retard de la fermeture peut également être avantageux pour une meilleure évacuation des gaz, par effet d'inertie.

A l'origine, une série de graphes permettait d'obtenir directement les moments d'ouverture et de fermeture des deux soupapes. Cependant, avec le temps et les modifications que le moteur a subies, la précision de ces graphes a fortement diminué au point que l'erreur devienne non-négligeable. Dans le cadre de ce travail, les variateurs ont donc été réglés selon une étude du remplissage réalisée dans un travail précédent [2], dans lequel une configuration optimisant le remplissage était proposée :

TABLE 3.2 – Réglage des soupapes d'admission et d'échappement

Soupape	Ouverture	Fermeture
Echappement	230 [°] BTDC	20 [°] ATDC
Admission	6 [°] BTDC	200 [°] ATDC

Cette configuration permet donc une période d'échappement de 250° et une période d'admission de 206°, avec un overlap de 26°. De cette manière, le remplissage obtenu est de 65%.

3.1.3 Débit d'air et remplissage

Il est possible d'obtenir le débit d'air à l'admission grâce à la formule [4] :

$$\dot{m}_a = \rho_0(1 - \Delta a)^{\frac{1}{\gamma}} u \frac{\pi B^2}{4} \quad [kg/s] \quad (3.1)$$

avec ρ_0 la masse volumique de l'air en $[kg/m^3]$, u la vitesse linéaire du piston en $[m/s]$, B l'alésage du cylindre en $[m]$ et $(1 - \Delta a)$ correspondant au coefficient multiplicateur pour obtenir la pression d'admission $p_{adm} = p_0(1 - \Delta a)$. Grâce au capteur de pression installé à l'admission, ce coefficient est connu et vaut 0.87, ce qui permet d'obtenir le débit d'air présent à l'admission $\dot{m}_a = 0.0463[kg/s]$.

Ensuite, le remplissage r est déterminé grâce à la formule suivante :

$$\dot{m}_a = \rho_0 r V_c \frac{2\pi N}{60 \cdot 2} \quad (3.2)$$

$$0.0463 = 1.225 \cdot r \cdot 0.00081445 \cdot \frac{2\pi 1200}{60 \cdot 2} \quad (3.3)$$

où V_c représente la cylindrée en $[m^3]$ et N la vitesse de rotation du moteur en $[rpm]$. Le remplissage obtenu est alors :

$$r = 73.8\%$$

3.2 Traitement des signaux

3.2.1 Filtrage

Les données récupérées par les deux capteurs de pression dans le cylindre du moteur sont des données brutes comportant énormément de bruits, notamment pour les données provenant de la PSG comme le montre la Figure 3.2. Une première étape consiste donc à éliminer ces bruits, ou du moins les réduire. Une première approche fut de faire une simple moyenne à partir d'un nombre conséquent de cycles (100 cycles dans ce cas-ci). Cependant, bien que le résultat soit satisfaisant pour le capteur Kistler présentant relativement peu de bruit initialement, la courbe de pression ainsi obtenue pour le capteur PSG reste quant à elle fortement saccadée. Par conséquent, cette méthode a été écartée.

La seconde méthode envisagée est celle d'un filtre passe-bas [1]. Les filtres passe-bas sont couramment utilisés car ils permettent de maintenir l'information physique utile à l'analyse de la combustion tout en supprimant les bruits à hautes fréquences (fréquences supérieures à la fréquence de coupure). Cependant, la suppression des hautes fréquences peut induire une déformation du signal appelée phénomène de Gibbs. Celui-ci peut causer une erreur non-négligeable dans le calcul du dégagement de chaleur. Pour cette raison, un filtre passe-bas par une fenêtre de Hann (ou fenêtre de Hanning par analogie avec la fenêtre de Hamming) [13] est appliqué, dont la réponse en fréquence est la suivante :

$$H(f) = \begin{cases} 1 & f < f_1 \\ \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{f-f_1}{f_2-f_1}\right) & f_1 \leq f \leq f_2 \\ 0 & f > f_2. \end{cases} \quad (3.4)$$

La fenêtre de Hann permet en effet d'adoucir la transition avec les hautes fréquences. Elle est définie entre deux fréquences de coupure : une fréquence initiale f_1 et une fréquence finale f_2 . La difficulté majeure des filtres passe-bas est donc la détermination des fréquences de coupure optimales, c'est-à-dire la fréquence au-dessus de laquelle le rapport bruit/signal devient important.

Afin de déterminer les fréquences de coupure f_1 et f_2 , la méthodologie proposée par Payri et al. [13] a été utilisée. Celle-ci se base sur une analyse statistique de la transformée de Fourier discrète du signal. A partir de la fréquence du cycle thermodynamique du moteur, elle identifie le contenu fréquentiel du signal. Toutes les autres fréquences constituent alors le bruit. Les fréquences de coupure sont obtenues lorsque le bruit et le signal deviennent indissociables.

Les courbes de pression obtenues par cette méthode pour chacun des 100 cycles sont nettement plus lisses pour les deux capteurs qu'elles ne l'étaient avec la première méthode. Après ce filtrage, les données sont donc prêtes pour la deuxième étape du traitement de signal, la calibration.

Les Figures 3.1 et 3.2 présentent respectivement le signal brut du capteur Kistler et du capteur PSG. Les Figures 3.3 et 3.4 présentent le signal après filtrage. Dans le cas du capteur Kistler, déjà précis initialement, la courbe s'affine encore et offre donc une haute précision. Dans le cas du capteur PSG, la courbe initialement très bruitée présente cependant un phénomène d'oscillation conséquent après le filtrage. Il s'agit du phénomène de Gibbs, signifiant donc que le filtrage supprime légèrement trop de fréquences.

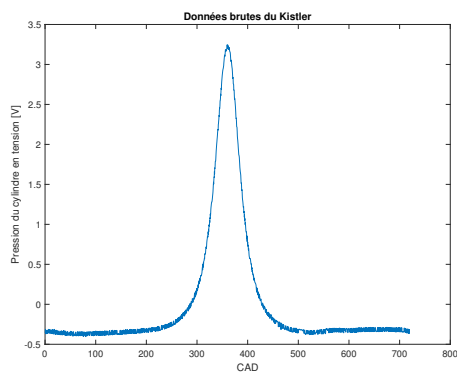


FIGURE 3.1 – Données brutes Kistler

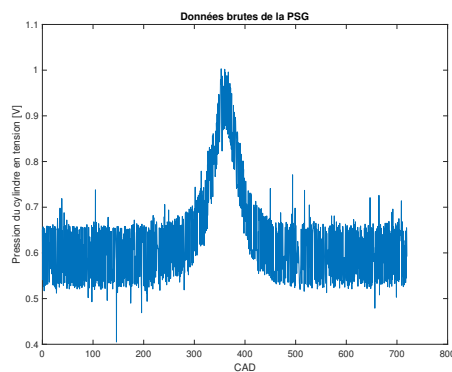


FIGURE 3.2 – Données brutes PSG

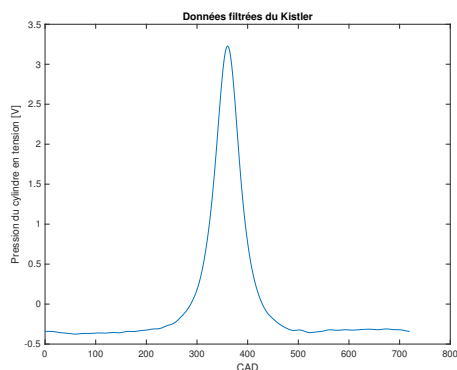


FIGURE 3.3 – Données filtrées Kistler

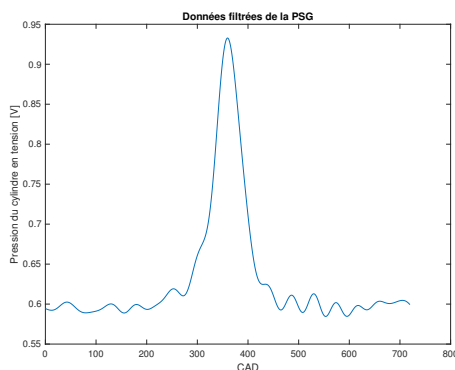


FIGURE 3.4 – Données filtrées PSG

3.2.2 Calibration

Une fois les données filtrées, une calibration est nécessaire pour les données de chaque capteur. En effet, ceux-ci renvoient un signal en Volts devant encore être converti en bars ou en Pascals. De plus, ils mesurent la pression de manière relative et doivent donc être calés sur une pression de référence. Dans ce cas-ci, la pression de référence choisie est la pression au PMB de la phase d'admission, supposée égale à la pression à l'admission.

La conversion du signal de Volts en bar se fait de manière relativement simple et directe. En effet, chaque capteur possède un coefficient de conversion spécifique ; ainsi le signal du capteur Kistler vaut 5 [bar/Volt] et celui du capteur PSG vaut 56 [bar/Volt].

Le signal, maintenant exprimé en bars, doit encore être calé sur une pression de référence. Dans un premier temps, la méthode utilisée pour ce calage de la pression (ou pegging) était celle de Tunestal [14]. Cette méthode présentait l'avantage conséquent de pouvoir effectuer le pegging sans devoir connaître une pression de référence. Cependant, elle requiert une haute précision du signal, ce qui n'est pas le cas pour le capteur PSG. De plus, les résultats obtenus par cette méthode avec le capteur Kistler présentaient une incohérence, à savoir une pression constamment supérieure à la pression atmosphérique. Pour ces raisons, la méthode de Tunestal a été écartée.

Le pegging a donc été effectué d'une seconde manière, consistant à shifter "manuellement" le signal. Cependant, cette seconde méthode nécessite de connaître une pression de référence. Pour cela, il fut décidé d'installer un capteur de pression absolue à l'admission de la chambre de combustion. Ce capteur, relié à un oscilloscope, permet de déterminer la pression à l'admission tout au long du cycle thermodynamique. En prenant l'écart entre la pression dans la chambre

de combustion et la pression à l'admission lorsque le piston est au PMB, une constante Δp est obtenue. Comme précisé dans la section 2.2.1, l'hypothèse que ces pressions sont égales a été posée. En ajoutant donc cette constante au signal, la courbe de pression calibrée est enfin obtenue :

$$p_{calibree} = p_{non-calibree} + \Delta p \quad (3.5)$$

avec $\Delta p = (p_{adm} - p)_{PMB}$.

Un exemple de pegging pour le capteur Kistler est représenté à la Figure 3.5.

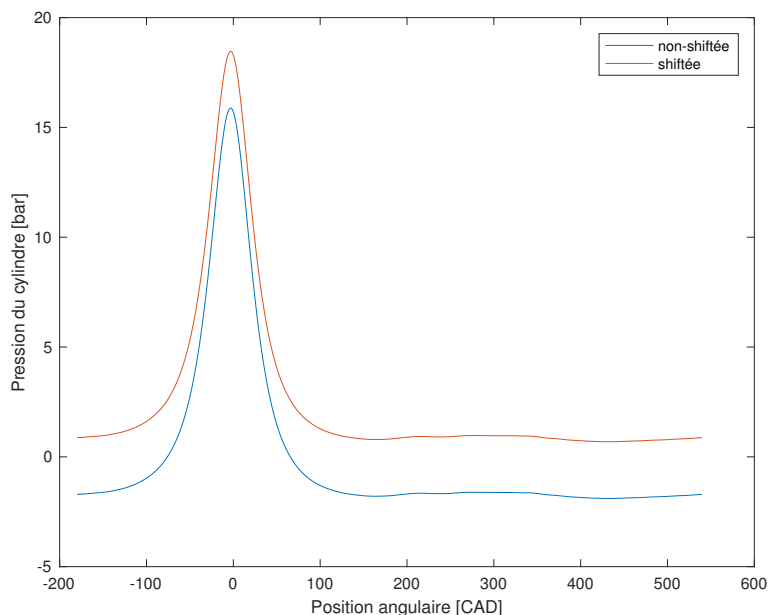


FIGURE 3.5 – Pegging de la courbe de pression

Cependant, le capteur de pression n'étant pas relié au panneau de contrôle comme les autres capteurs, il n'est pas synchronisé au codeur angulaire. La position correspondant au PMB sur la courbe de pression de l'oscilloscope, présentée à la Figure 3.6, a donc été déterminée en posant l'hypothèse raisonnable qu'il s'agit du point où la pression est minimale.

3.3 Taux de compression

Le signal étant maintenant correctement calibré, il est désormais possible d'analyser la courbe de pression. Dans cette section, une méthode d'obtention du taux de compression réel du cycle est présentée. Sur le dispositif actuel, un affichage du taux de compression est déjà présent. Cependant, avec le temps et les modifications apportées au moteur (par exemple l'ajout d'un capteur pouvant modifier légèrement le volume), le taux de compression réel ne correspond plus, or celui-ci est primordial car il a une influence sur le calcul du volume dans le cylindre et du dégagement de chaleur.

Deux méthodes ont été utilisées et comparées pour chacun des capteurs. La première se base sur le dégagement de chaleur (méthode dite "RoHR"), la seconde sur le diagramme température-entropie (méthode dite "T-S").



FIGURE 3.6 – Pression d'admission en tension

3.3.1 Méthode "RoHR"

Cette méthode s'appuie sur l'expression du taux de dégagement de chaleur [15], déterminée dans la section 2.2 de la manière suivante :

$$\frac{dQ_{gross}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{loss}}{d\theta} \quad (3.6)$$

En motoring, il n'y a pas de combustion et par conséquent pas de dégagement de chaleur dégagée par cette combustion absente. L'équation (3.6) s'annule donc. Pour trouver le taux de compression réel du cycle, le RoHR est calculé pour une série de taux de compression et intégré pour obtenir la chaleur totale dégagée. Le taux de compression réel est alors celui pour lequel la chaleur dégagée est la plus proche de zéro par la méthode des moindres carrés. Comme expliqué dans la section 2.2.3, les pertes pariétales présentes dans l'équation du RoHR dépendent d'un coefficient global de transfert thermique convectif h . Celui-ci peut être calculé de différentes façons, notamment par les corrélations de Woschni et Hohenberg. Dans ce travail, les deux corrélations ont été implémentées. Cependant, bien que leurs résultats soient très proches, c'est la corrélation de Woschni qui a été retenue. En effet, la corrélation de Hohenberg présentait une incertitude quant à la valeur exacte du coefficient α dans le cas du moteur Varimax, nécessitant donc une optimisation.

La Figure 3.7 permet de vérifier l'efficacité de cette méthode pour un taux de compression réel de 8.05. Pour un écart de cette valeur, les pertes pariétales ne sont plus minimales. Un taux supérieur à celui réel décale la symétrie à gauche du PMH, tandis qu'un taux inférieur la décale vers la droite.

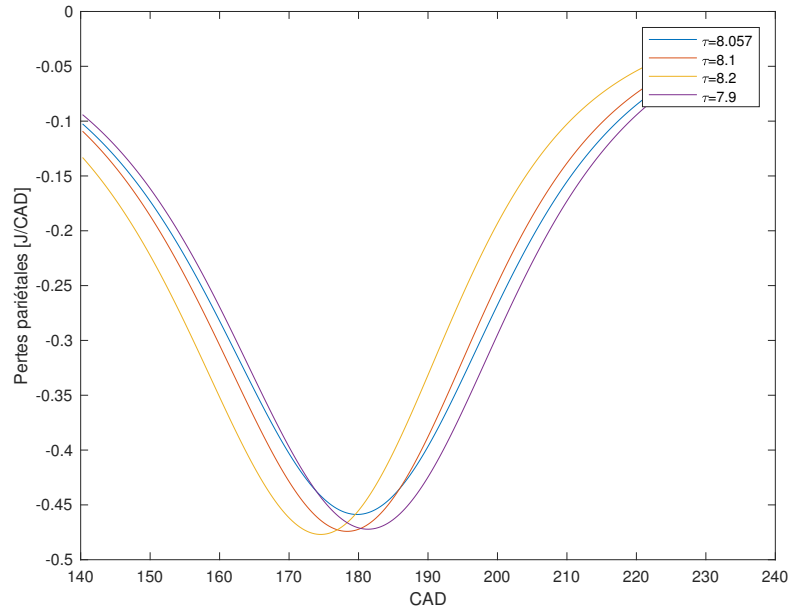


FIGURE 3.7 – Validation de la méthode RoHR

3.3.2 Méthode "T-S"

La seconde méthode consiste à obtenir le diagramme T-S sur base de la pression dans la chambre et du volume occupé par les gaz en fonction de l'angle de vilebrequin [16] [17]. Pour cela, il faut repartir de l'équation (2.29) introduite à la section 2.3 :

$$\frac{dS}{d\theta} = \frac{mc_v}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{mc_p}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.7)$$

Afin de généraliser cette formule et la rendre indépendante de la taille du moteur et de la masse pendant le cycle, cette équation peut être adimensionnalisée, en adimensionnalisant chaque variable de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \tilde{p}(\theta) &= \frac{p(\theta)}{p_{PMB}} = \frac{p(\theta)}{p_{adm}} \\ \tilde{V}(\theta) &= \frac{V(\theta)}{V_{PMB}} \\ \tilde{T}(\theta) &= \frac{T(\theta)}{T_{PMB}} = \frac{T(\theta)}{T_{adm}} \\ \tilde{S}(\theta) &= S(\theta) \frac{T_{adm}}{p_{adm} V_{PMB}} \end{aligned}$$

L'équation (3.7) devient alors

$$\frac{d\tilde{S}}{d\theta} = \frac{1}{(\gamma-1)} \frac{1}{\tilde{p}} \frac{d\tilde{p}}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{1}{\tilde{V}} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} \quad (3.8)$$

En motoring, le diagramme température-entropie présente la particularité d'être symétrique autour du PMH, car la seule source de variation d'entropie est le transfert aux parois. Cette symétrie peut être utilisée pour déterminer le taux de compression du cycle. En effet, pour une même mesure de pression, la courbe de température-entropie calculée avec le taux de compression réel présente une symétrie autour du PMH. Cependant, si le calcul se fait avec un taux de compression incorrect, la symétrie du graphe sera directement perdue.

Afin de valider cette méthode, il est préférable de montrer l'évolution de la variation de l'entropie en fonction de l'angle de vilebrequin. Pour la valeur réelle du taux de compression, cette dérivée est relativement constante et légèrement négative au niveau du PMH tandis que pour des valeurs erronées, la dérivée oscille autour du PMH, comme le montre la Figure 3.8 pour un taux réel de 8.05.

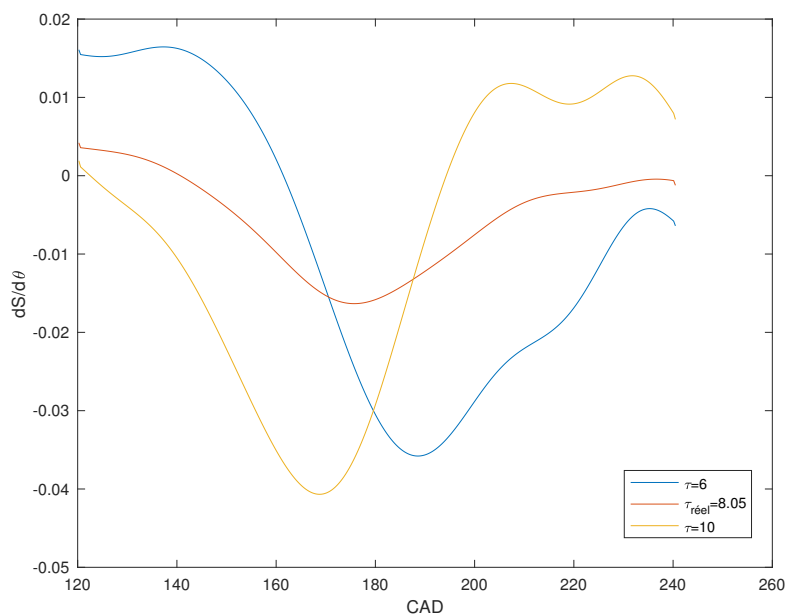


FIGURE 3.8 – Validation de la méthode "T-S"

3.3.3 Résultats

Les résultats pour ces différentes méthodes à différents taux de compression (τ) pour chacun des capteurs sont repris dans les Tables 3.3 et 3.4. Concernant la méthode "RoHR", les pertes pariétales ont été calculées par les corrélations de Woschni et de Hohenberg afin de pouvoir les comparer.

De manière générale, il est observable que le capteur PSG donne des taux de compression plus élevés que le capteur Kistler. Ceci est expliqué par le fait que le capteur PSG renvoie une courbe de pression avec un pic plus élevé que le capteur Kistler pour une même pression d'admission, ce qui se traduit donc par un taux de compression supérieur. En prenant comme taux de compression de référence ceux obtenus avec le capteur Kistler, les résultats obtenus par le capteur PSG présentent une erreur moyenne de 3.07% toutes méthodes confondues ; de 4.11% dans le cas de la méthode RoHR avec Woschni, de 3.99% avec Hohenberg et de seulement 1.12% avec la méthode T-S. Cependant, la méthode de Woschni est considérée comme étant la méthode la plus fiable. En effet, la méthode de Hohenberg présente une incertitude quant au scaling factor et la symétrie du graphe de température-entropie de la méthode T-S n'est pas satisfaisante. Cette dernière méthode a donc tendance à sous-estimer le taux de compression réel.

La différence d'environ 4% dans le cas de la méthode RoHR est due à la différence de pression renvoyée par les capteurs, différence nettement visible à la Figure 3.12 qui sera expliquée par la suite.

Concernant les deux corrélations utilisées pour la méthode du dégagement de chaleur, les résultats sont relativement proches dans le cas du capteur PSG, et presque identiques dans le cas du capteur Kistler.

TABLE 3.3 – Taux de compression réels pour le capteur Kistler

τ affiché	RoHR (Woschni)	RoHR (Hohenberg)	T-S
8	6.62	6.63	6.52
10	8.05	8.04	7.88
12	9.12	9.11	8.91

TABLE 3.4 – Taux de compression réels pour le capteur PSG

τ affiché	RoHR (Woschni)	RoHR (Hohenberg)	T-S
8	6.90	6.90	6.64
10	8.42	8.41	7.99
12	9.44	9.41	8.92

3.3.4 Mise à jour de l'échelle du taux de compression

Une fois qu'une série de tests a été effectuée pour différents taux de compression affichés sur l'indicateur du banc d'essais, le taux de compression réel pour chacun de ces tests a pu être déterminé, comme présenté dans la section précédente. Il est dès lors possible de mettre à jour cet indicateur du taux de compression en calculant une nouvelle échelle. Pour déterminer cette dernière, des tests supplémentaires ont été réalisés afin d'obtenir une approximation aussi précise que possible. Ainsi, à partir de taux de compression allant de 7 à 14, chaque taux de compression réel a été calculé. Directement, une relation linéaire a pu être constatée entre le taux affiché et le taux réel, comme le montre en bleu la Figure 3.9. Une approximation linéaire a donc pu être réalisée à partir de ces résultats (en rouge sur la figure). Cette nouvelle échelle peut être exprimée par l'équation suivante :

$$\tau_{reel} = 0.59 \cdot \tau_{affiche} + 2$$

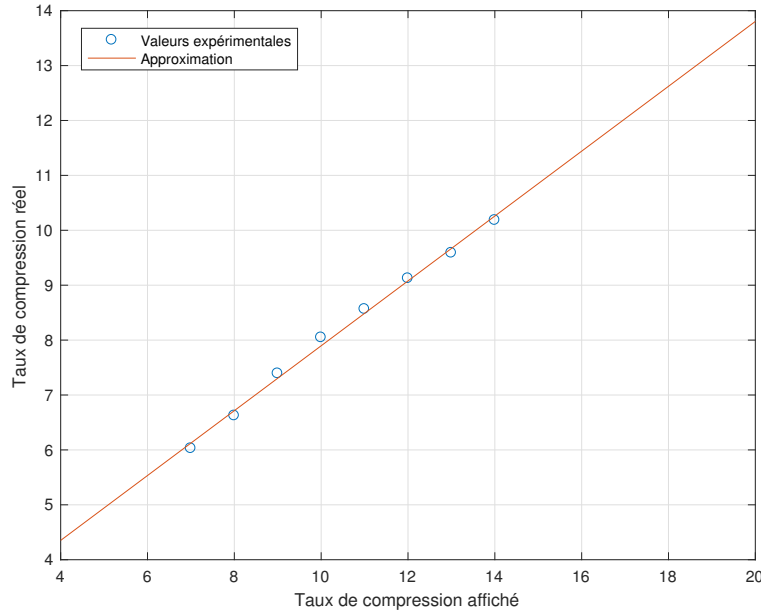


FIGURE 3.9 – Nouvelle échelle du taux de compression

3.4 Décalage du PMH

L'origine du décalage du PMH (TDC offset) est une mauvaise synchronisation de la position angulaire par le codeur angulaire. Une détermination erronée du PMH engendrera un déphasage incorrect entre la pression dans le cylindre et l'angle du vilebrequin. Il est donc extrêmement important de calibrer précisément la position angulaire absolue, car elle aura une forte influence sur l'analyse du cycle. En effet, dans la littérature scientifique, il a été reconnu que c'était la principale source d'erreur dans les résultats obtenus via une analyse thermodynamique du cycle [17]. Comme ce fut expliqué au début de ce chapitre, une erreur de un degré de la position angulaire peut entraîner une erreur de 10% sur la pmi et une erreur de 25% sur la chaleur libérée par la combustion. L'importance de son effet sur les résultats est donc telle qu'un décalage du PMH ne peut être plus grand que 0.1 CAD. Compte tenu de la vétusté et des spécificités du moteur Varimax, il est donc important de déterminer et de corriger ce décalage du PMH.

La littérature scientifique regorge d'articles présentant des méthodes numériques pour calibrer ce paramètre ; une méthode se basant notamment sur l'analyse du diagramme T-S, une autre sur le dégagement de chaleur, une autre encore sur la symétrie de la courbe de pression en fonction de l'angle du vilebrequin. Dans le cadre de ce travail, la méthode développée par Tunestal a été choisie car elle présente les avantages d'être relativement simple à implémenter tout en présentant une haute précision [14][18]. La méthode de Tunestal se base sur l'hypothèse qu'en motoring, dans le voisinage du PMH, les variations de pression et de température des gaz sont quasi-nulles. De plus, il est supposé que la température de la paroi ainsi que le mouvement des gaz sont constants. Tous ces postulats permettent alors de présumer qu'en motoring et autour du PMH, les pertes pariétales $dQ_{loss}/d\theta$ sont constantes. En partant de l'équation du taux de dégagement de chaleur (3.6) et en l'adaptant au cas du motoring, l'expression suivante est alors obtenue :

$$0 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + k \quad (3.9)$$

avec k correspondant aux pertes pariétales.

En supposant un décalage du PMH d'une valeur θ_0 , l'équation devient alors :

$$\frac{dp}{d\theta}(\theta + \theta_0) = -\gamma p(\theta + \theta_0) \frac{dV(\theta)/d\theta}{V(\theta)} + (\gamma - 1)k \frac{1}{V(\theta)} \quad (3.10)$$

Une synchronisation incorrecte entre la pression et le volume mènera à un décalage du PMH. Le résidu de cette équation est alors analysé pour différents décalages angulaires dans le voisinage du PMH. Le décalage correct du PMH sera alors celui présentant le résidu minimum par la méthode des moindres carrés.

Sur base des courbes de pression recueillies pour divers taux de compression, cette méthode a pu être validée. A titre d'exemple, les Figures 3.10 et 3.11 présentent une courbe de pression avant (en rouge) et après la correction du PMH (en bleu). Le pic de pression est alors parfaitement synchronisé avec le codeur angulaire. La Table 3.5 reprend les différentes valeurs du décalage du PMH pour chacun des capteurs à différents taux de compression.

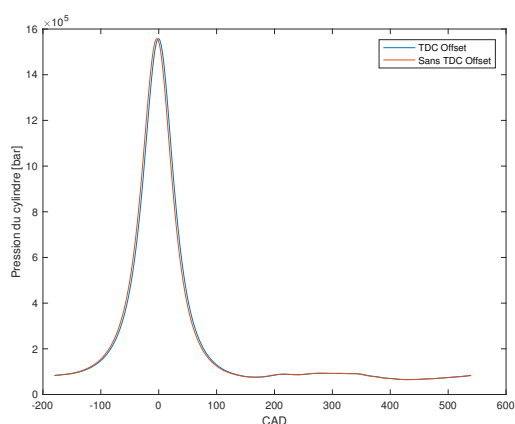


FIGURE 3.10 – Validation de la méthode

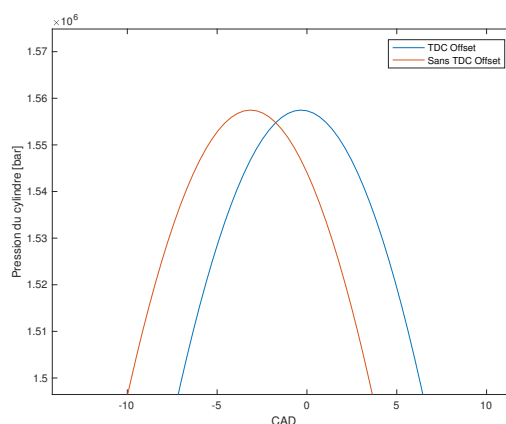


FIGURE 3.11 – Détail du pic de pression

TABLE 3.5 – Décalage en [CAD] du PMH en motoring

τ affiché	Capteur Kistler	Capteur PSG
8	-2.63	-2.99
10	-2.76	-2.46
12	-2.70	-2.03

3.5 Comparaison en motoring

Une première comparaison des performances des capteurs peut être effectuée sur base des différents tests réalisés en motoring. Avec les paramètres fixes cités en début de ce chapitre, c'est-à-dire une vitesse de rotation de 1200 [rpm] et le papillon ouvert à 100%, les deux capteurs sont comparés pour des taux de compression de 8, 10 et 12. Cette section présentera les graphes du test effectué à un taux de compression de 10, mais les commentaires peuvent être répétés pour les deux autres tests, les résultats étant similaires.

La Figure 3.12 présente les courbes de pression après filtrage et calibration. La courbe de pression du capteur PSG (représentée en rouge) est supérieure d'environ un bar à celle du capteur Kistler (représentée en bleu). Cet écart de pression s'est répété systématiquement pour chacun des tests. Les capteurs étant positionnés à des endroits symétriques de la chambre de combustion, il s'agit donc bien d'une erreur. Celle-ci peut être justifiée par trois causes probables.

Tout d'abord, cela peut être simplement dû à une moins bonne précision du capteur PSG par rapport au capteur Kistler. Ensuite, la courbe du capteur PSG présente des oscillations, démonstration du phénomène de Gibbs mentionné précédemment, découlant d'un filtrage excessif des fréquences. Ce mauvais filtrage peut donc être une deuxième explication quant à l'écart au niveau du pic de pression. Dans ce cas-ci, le développement d'un filtrage plus adapté au capteur PSG peut s'avérer utile. Une troisième possible cause pouvant être à l'origine de cette erreur de pression serait le positionnement du capteur PSG, expliqué dans le premier chapitre. En effet, celui-ci se trouve très légèrement en retrait par rapport au niveau de la culasse.

Une méthode permettant d'atténuer cette altération du signal sera présentée à la fin de ce chapitre.

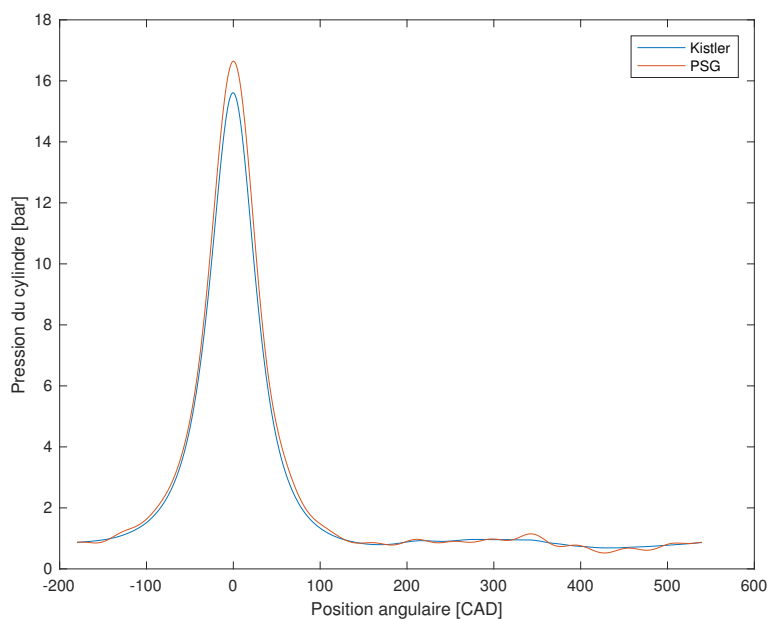


FIGURE 3.12 – Courbes de pression en motoring

Le diagramme pression-volume du cycle est représenté à la Figure 3.13. A nouveau, la différence de pression entre les deux capteurs est observée au pic de pression. Les phases de respiration sont relativement semblables, avec toutefois une allure légèrement plus oscillante pour le capteur PSG, pour la même raison que citée plus haut. Le test s'effectuant en motoring, le travail indiqué doit être quasiment nul : la compression et la détente suivent le même chemin. Des pertes pariétales sont tout de même présentes, le travail est donc très légèrement positif (travail reçu) et la phase motrice évolue dans le sens anti-horaire.

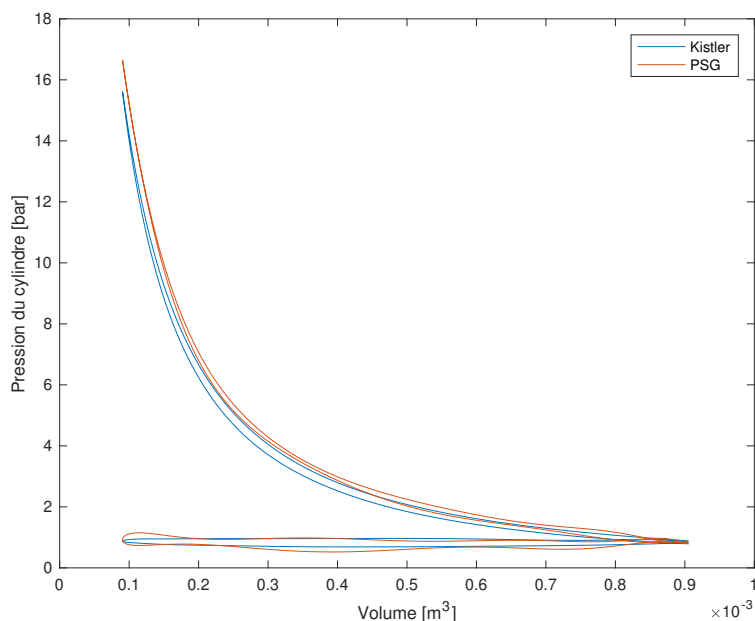


FIGURE 3.13 – Diagramme pression-volume en motoring

La Figure 3.14 montre l'évolution de la température et de l'entropie durant le cycle, démarrant à partir de la droite et évoluant vers la gauche. La température s'élève durant la compression, atteint un maximum puis redescend pendant la détente. L'entropie va quant à elle adopter un semblant de symétrie due à la quasi-constance des pertes pariétales, seule source de perte d'entropie. De nouveau, une oscillation est présente sur la courbe correspondant au capteur PSG.

Enfin, un dernier graphe intéressant dans le cas des tests en motoring est celui du taux de dégagement de chaleur selon la position angulaire présenté à la Figure 3.15. Une variation importante se fait aux alentours du PMH. Les pertes augmentent durant la compression du fait de l'augmentation de la température et diminuent lors de la détente lorsqu'elle redescend. Les courbes des deux capteurs restent relativement semblables, si ce n'est un léger écart, plus fortement marqué au PMH, à nouveau dû à la différence de pression de la Figure 3.12.

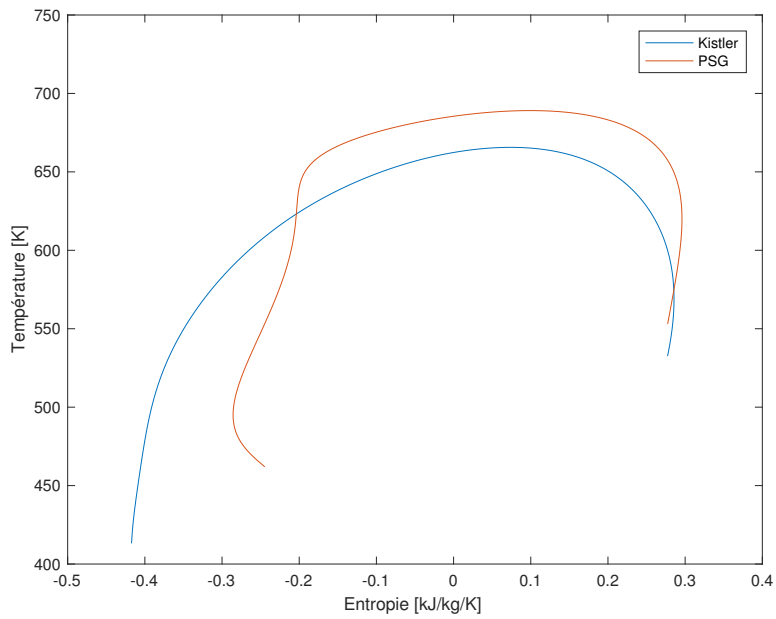


FIGURE 3.14 – Diagramme température-entropie

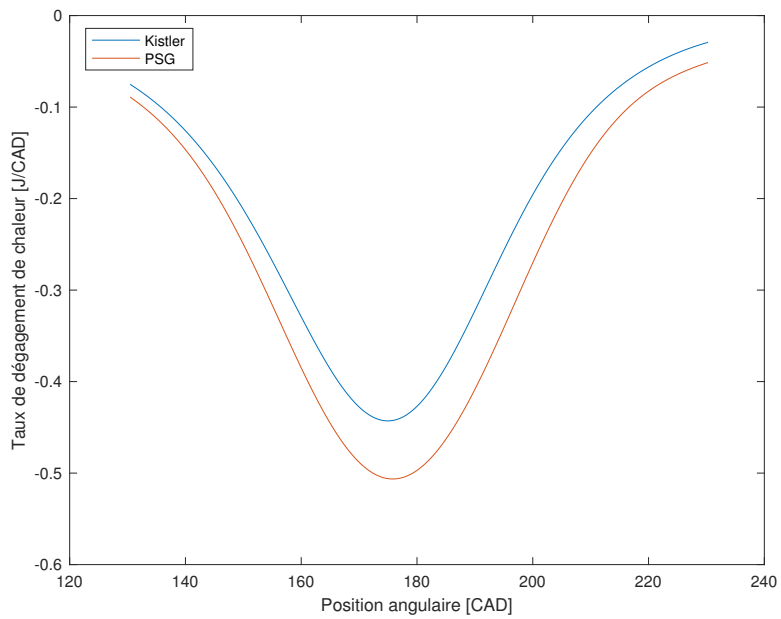


FIGURE 3.15 – Taux de dégagement de chaleur en motoring

A partir de cette comparaison en motoring, une première remarque peut donc être faite quant à la précision des capteurs. Il est très clairement observable que le capteur PSG présente une différence conséquente au niveau du pic de pression, ce qui influence de manière non-négligeable l'ensemble des autres paramètres, comme cela a pu être observé sur les différents graphes. Dans le but de pouvoir réaliser une analyse en combustion suffisamment précise, il est donc nécessaire de pallier ce manque de précision. Pour cela, le signal du capteur PSG a été calé sur le signal du capteur Kistler, afin d'avoir une base cohérente pour pouvoir comparer leurs performances en combustion. Ce calage se fait tout simplement en adaptant la valeurs du coefficient de conversion du capteur PSG de manière à ce que les pics de pression des deux capteurs coïncident. Ainsi, le coefficient initial de 56 [bar/Volt] est modifié en un nouveau coefficient de 52 [bar/Volt]. Les Figures 3.16 et 3.17 présentent respectivement les courbes de pression des deux capteurs avant et après ce calage.

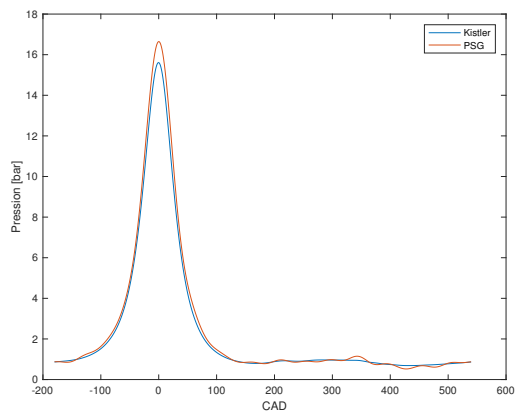


FIGURE 3.16 – Courbes de pression avant le calage

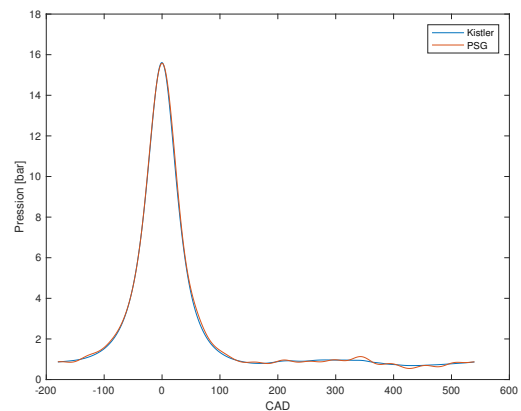


FIGURE 3.17 – Courbes de pression après le calage

Chapitre 4

Phase de combustion

Dans le chapitre précédent, des tests en motoring ont été effectués afin de calibrer les signaux de chacun des capteurs, de calculer le taux de compression réel et de déterminer le décalage du PMH. Dans ce nouveau chapitre, des tests en combustion peuvent maintenant être réalisés afin de pouvoir comparer les performances des deux capteurs de pression. Pour cela, les valeurs de différents paramètres vont être changées tour à tour afin d'analyser leur impact sur l'évolution de la pression et sur différents rendements du cycle thermodynamique. Enfin, ce chapitre présentera une étude de l'influence de ces paramètres sur le dégagement de chaleur au sein du moteur.

4.1 Test de référence

Afin d'avoir un point de départ pour commencer la comparaison, un test de référence a tout d'abord été effectué. Sur base de celui-ci, les différents paramètres seront modifiés un à un afin d'analyser l'influence de chacun d'eux.

Le test de référence se déroule à une vitesse de rotation de 1200 [rpm], à un taux de compression de 10 (pas trop élevé pour ne pas engendrer de cliquetis), une avance à l'allumage de -10 [CAD] (par rapport au PMH) et à une richesse proche des conditions réelles des moteurs à essence $\phi = 0.6$.

Ce test permet de faire une première comparaison entre les deux capteurs. Les Figures 4.1 et 4.2 présentent les courbes de pression et les diagrammes de pression-volume des deux capteurs pour ce test de référence en combustion. Au niveau de la phase de respiration (correspondant à la seconde moitié du premier graphe et à la boucle étroite du second), le capteur PSG présente une pression plus élevée. Concernant la phase de combustion, les deux capteurs présentent des résultats suffisamment proches pour le reste de l'analyse.

La Figure 4.3, représentant l'évolution de la température et de l'entropie durant la phase de combustion, affiche une augmentation proche pour chacun des capteurs, atteignant toutefois une température plus élevée dans le cas du capteur PSG. La chaleur dégagée par la combustion et le taux de dégagement de chaleur sont donc également augmentés par cette température plus élevée, comme le montrent les Figures 4.4 et 4.5.

Cette première série de graphes permet donc d'affirmer que le capteur PSG permet une analyse de la combustion relativement proche de celle possible avec le capteur Kistler. Cependant, cette proximité de résultats se détériore en fin de combustion où la précision du capteur PSG fait défaut.



FIGURE 4.1 – Courbes de pression en combustion

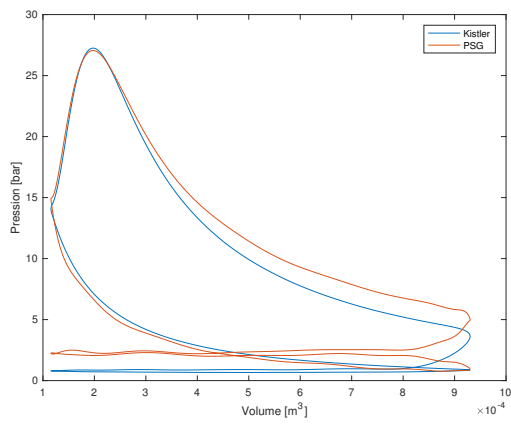


FIGURE 4.2 – p - V en combustion

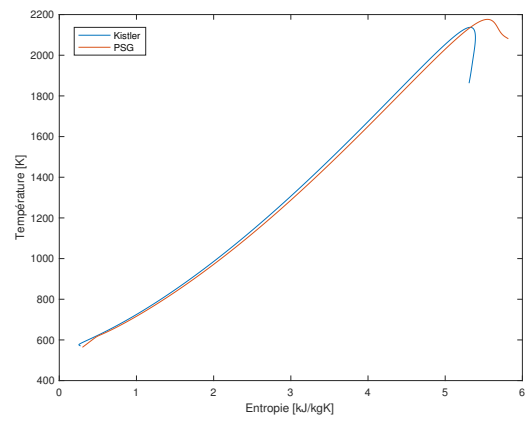


FIGURE 4.3 – T - S en combustion

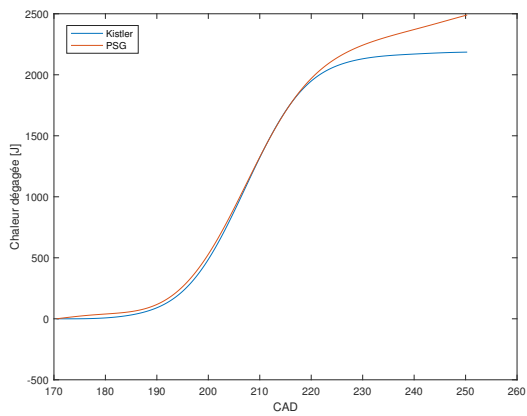


FIGURE 4.4 – Chaleur dégagée en combustion

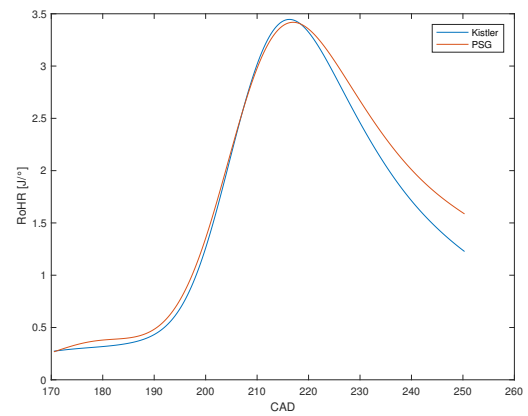


FIGURE 4.5 – Taux de dégagement de chaleur en combustion

La Table 4.1 reprend les différents paramètres qui seront variés pour les tests en combustion, ainsi que les valeurs utilisées (les valeurs du test de référence sont indiquées en gras). Dans les sections suivantes, le choix de ces valeurs sera à chaque fois justifié sur base des configurations classiques des moteurs à combustion interne et des conditions physico-chimiques [4]. Les résultats fournis par le capteur Kistler sont supposés être très précis et serviront par la suite de référence afin de calculer l'erreur des résultats issus du capteur PSG.

TABLE 4.1 – Paramètres des tests en combustion

Paramètres	Valeurs
Taux de compression (τ)	8, 10 et 12
Vitesse de rotation	1200 , 1350 et 1500 [rpm]
Ouverture du papillon	50, 75 et 100 %
Richesse du mélange (Φ)	0.6 , 0.8 et 0.9
Avance à l'allumage	-20, -10 , 0, 10 [CAD]

4.2 Début et fin de combustion

Il est également important de déterminer correctement le début et la fin de la combustion pour les futurs tests en combustion car ils influent considérablement sur le rendement thermique ainsi que sur le pic de pression du moteur. C'est pourquoi, une méthode basée sur le graphe d'entropie a été sélectionnée [19]. Dans celle-ci, il est supposé que lorsque la combustion commence, l'entropie présente une variation importante, tandis que lorsque la combustion est terminée, l'entropie est à son maximum.

Comme dit précédemment, le moteur Varimax permet une multitude de variations de paramètres, entre autres l'avance à l'allumage visible sur la Figure 4.6. Dès lors, il est possible de vérifier la méthode citée plus haut. En effet, la Figure 4.7 montre une courbe de l'entropie pour une avance à l'allumage affichée de -20° . Un changement brusque de l'entropie peut-être observé en "1", correspondant au début de la combustion, qui se termine en "2", là où l'entropie est maximale. Une légère différence est observée entre l'avance à l'allumage affichée sur le banc d'essais et celle obtenue expérimentalement.

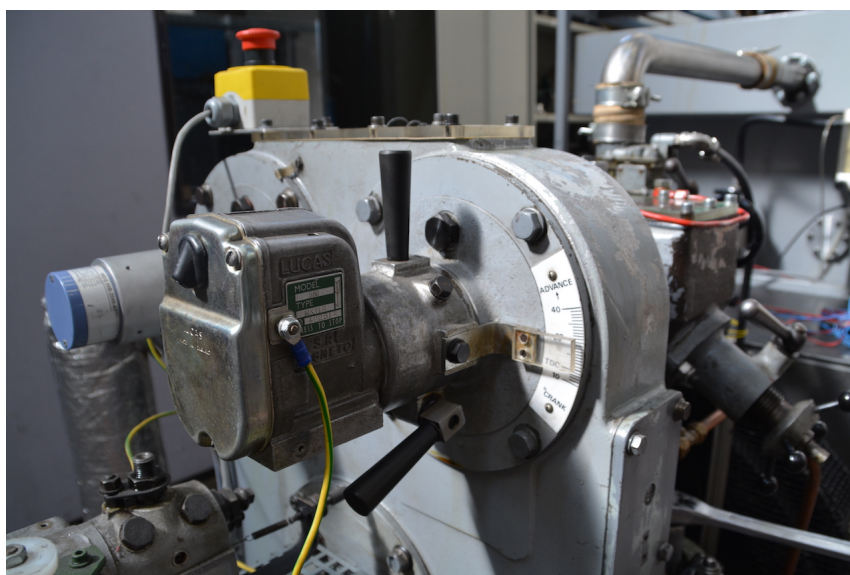


FIGURE 4.6 – Réglage de l'avance à l'allumage

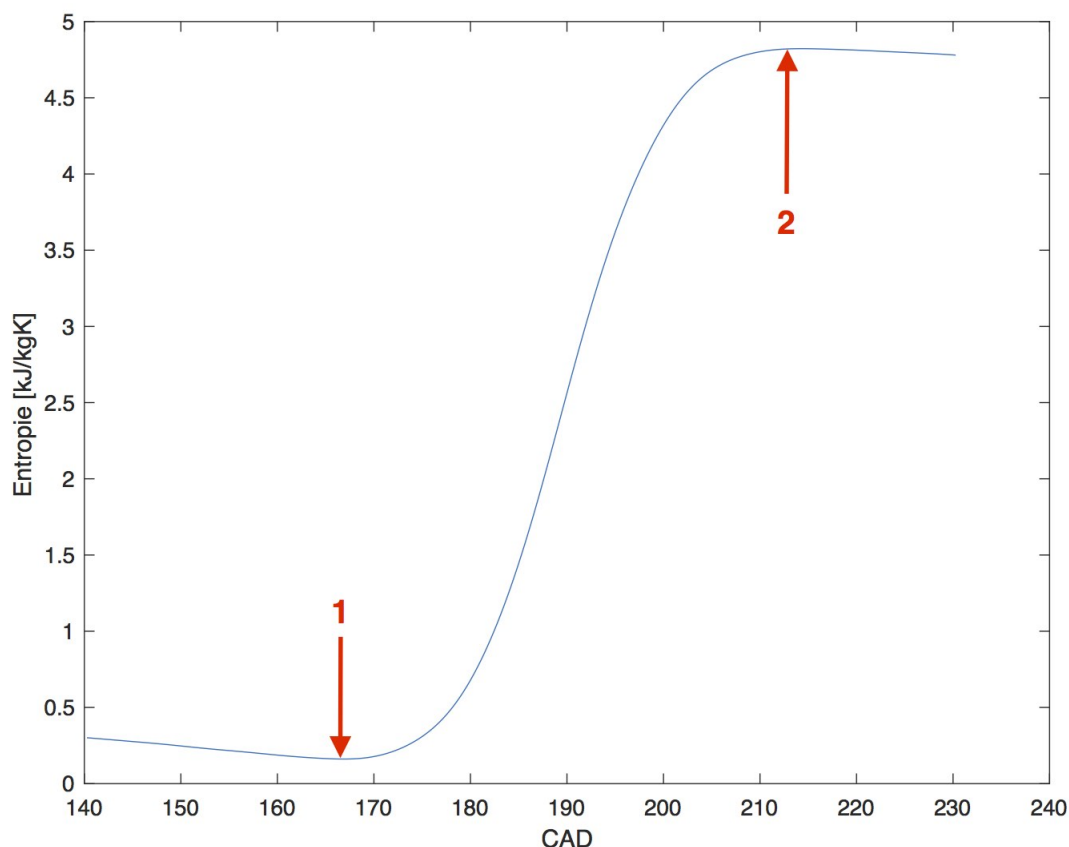


FIGURE 4.7 – (1) Début de combustion ; (2) Fin de combustion

4.3 Variation des paramètres

4.3.1 Taux de compression

Dans un moteur à allumage commandé, le taux de compression ne doit en pratique pas dépasser 10 pour éviter le risque d'un auto-allumage du mélange air-carburant. Sur base de la nouvelle échelle du taux de compression, trois valeurs ont été sélectionnées pour les tests en combustion : $\tau=8$, 10 et 12 (valeurs affichées, correspondant donc à des taux réels de 6.6, 8.1 et 9.1, inférieurs à la limite d'auto-ignition). Des valeurs plus hautes n'ont pas été envisagées car elles risqueraient d'endommager le moteur par le phénomène de cliquetis.

Sans surprise, les Figures 4.8 et 4.9 montrent qu'une augmentation du taux de compression engendre un pic de pression plus important dans le cylindre, que ce soit pour le capteur PSG ou le capteur Kistler. Grâce au calage du capteur PSG sur le capteur Kistler, les graphes sont relativement semblables et atteignent des pics de pression très proches. Une nette différence reste cependant présente durant la phase de respiration, le capteur PSG y présentant de nouveau une pression plus élevée.

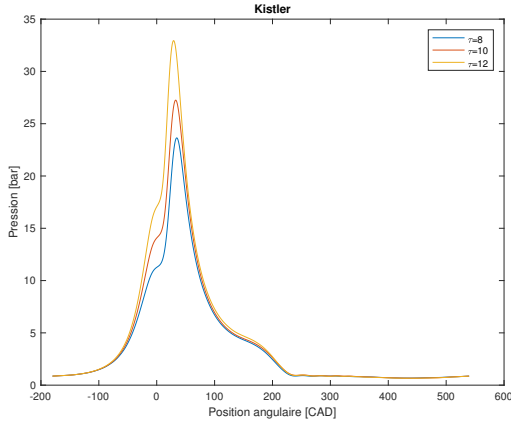


FIGURE 4.8 – Variation du taux de compression (Kistler)

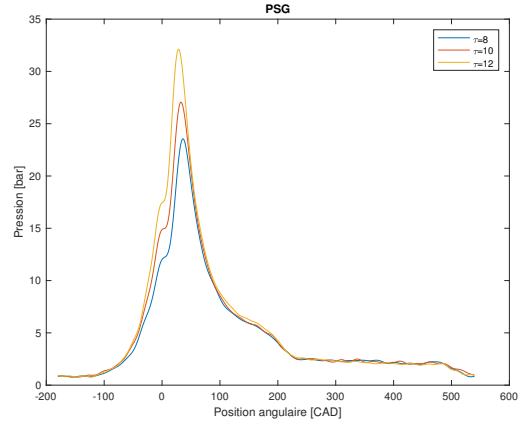


FIGURE 4.9 – Variation du taux de compression (PSG)

Au niveau du rendement thermodynamique interne η_{ti} , une augmentation du taux de compression engendrera une augmentation des pertes pariétales, mais provoquera en contrepartie une diminution des pertes à l'échappement. Le rendement thermodynamique interne augmentera donc avec le taux de compression, atteignant des valeurs voisines de 0.40-0.45, typiques des moteurs à essence. Ce raisonnement est vérifié par la définition même des pertes pariétales et par la Figure 4.10.

$$\epsilon_E = \frac{1}{\tau^x} - \epsilon_P \frac{2}{\tau^x + 1} \quad (4.1)$$

Cette figure montre que le rendement thermodynamique des deux capteurs est quasiment similaire : le capteur PSG présente dans les trois cas une erreur relative inférieure à 0.3% (par rapport au capteur Kistler). De plus, une augmentation de la pression se traduit de manière générale par une augmentation du rendement de la combustion η_c , ainsi que du rendement effectif η_e , comme présenté aux Figures 4.11 et 4.12. Pour ces deux rendements, une différence plus marquée entre les deux capteurs est visible, liée à l'imperfection de la courbe de pression produite par la PSG, avec une erreur relative atteignant 3.5% pour le rendement de la combustion et 5.5% pour le rendement effectif, à un taux de 12.

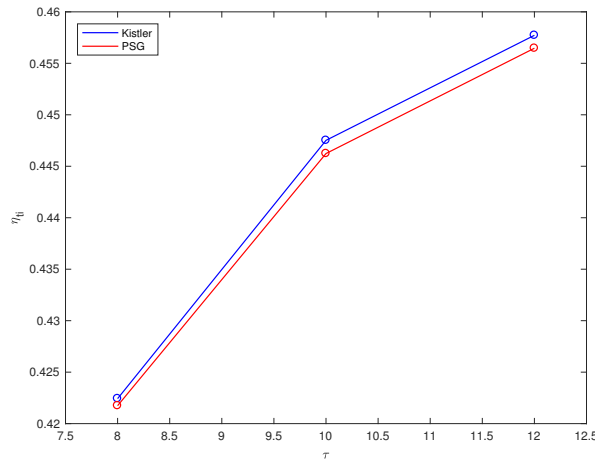
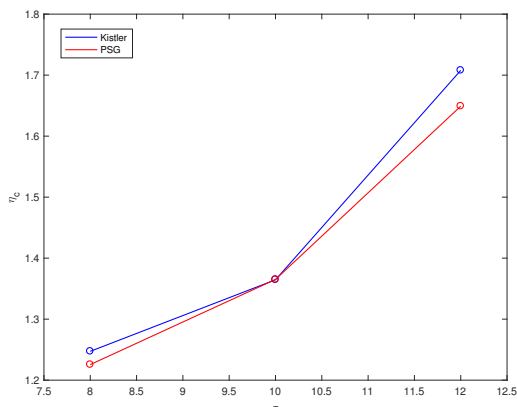
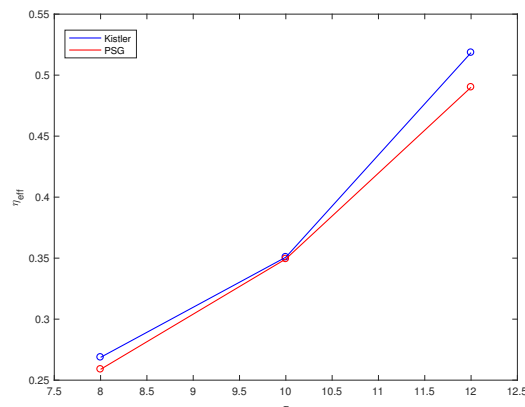


FIGURE 4.10 – η_{ti} pour différents taux de compression

FIGURE 4.11 – η_c pour différents taux de compressionFIGURE 4.12 – η_e pour différents taux de compression

4.3.2 Vitesse de rotation

Dans un moteur à combustion interne, la vitesse linéaire du piston (u) doit être maintenue en dessous d'une certaine valeur limite. En effet, cela permet de limiter la densité de flux dissipatif aux segments, les contraintes d'inertie engendrées par le mouvement du piston et de la tête de la bielle, ainsi que de prendre en compte la vitesse des processus de combustion ne pouvant occuper qu'une fraction limitée de la durée du cycle [4]. De trop hautes valeurs de u auront donc un impact défavorable sur la puissance du moteur et par conséquent sur son rendement. Typiquement, la limite supérieure dans le cas d'un moteur automobile est de 15 m/s. Pour rappel, la vitesse linéaire du piston dépend de la vitesse de rotation du vilebrequin ($u = 2S \cdot rpm/60$). Le choix de cette dernière doit donc se faire en conséquence. Ainsi, en utilisant 1200, 1350 et 1500 rpm, la vitesse linéaire du piston reste largement en dessous de la limite.

Les Figures 4.13 et 4.14 montrent respectivement l'allure des courbes de pression pour différentes vitesses de rotation du moteur pour le capteur Kistler et pour le capteur PSG. Les graphes décrivent une diminution du pic de pression lorsque la vitesse de rotation augmente. En effet, cette augmentation de vitesse provoque une augmentation de l'inertie des gaz ce qui induit un remplissage incomplet du cylindre.

La Figure 4.15 présente une diminution du rendement effectif pour une augmentation de la vitesse de rotation. En effet, celle-ci entraîne une diminution de la pression moyenne indiquée (pmi) et par conséquent une diminution du rendement effectif.

Excepté l'écart au niveau de la phase de respiration, les courbes de pression des deux capteurs sont très proches. Le rendement effectif obtenu à 1200 rpm est identique mais à 1350 et 1500 rpm, le capteur PSG le surestime, atteignant une erreur relative non-négligeable de 8% à 1500 rpm.

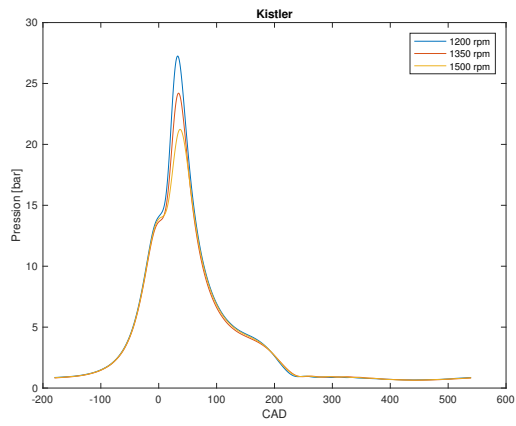


FIGURE 4.13 – Variation de la vitesse de rotation (Kistler)

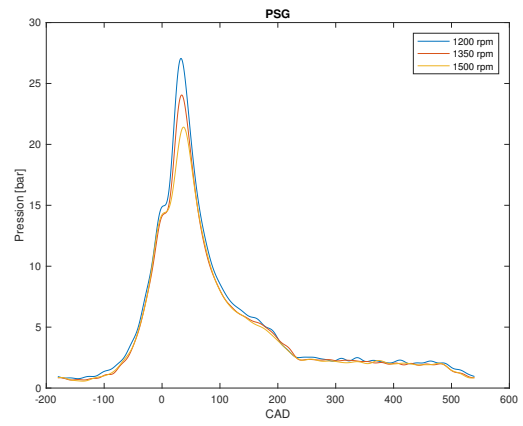


FIGURE 4.14 – Variation de la vitesse de rotation (PSG)

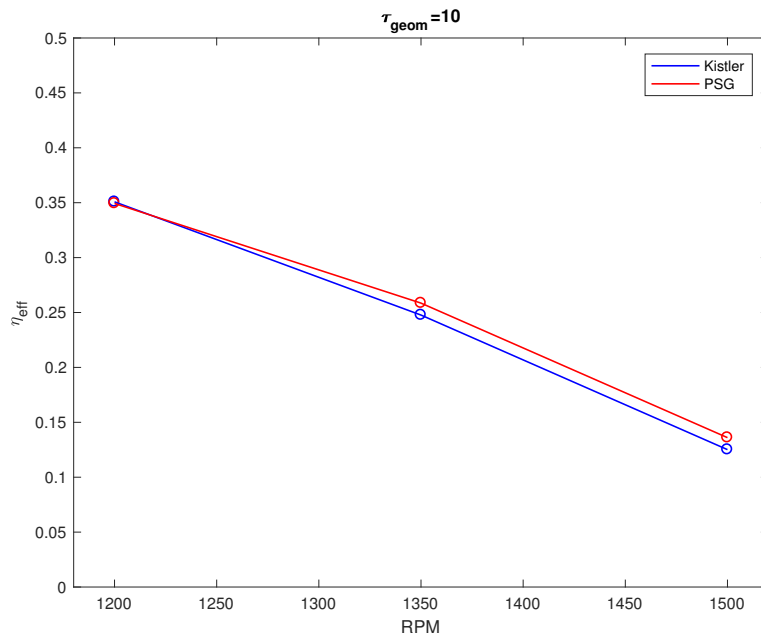


FIGURE 4.15 – η_e pour différentes vitesses de rotation

4.3.3 Richesse du mélange

Le dosage air-carburant des moteurs à allumage par étincelle doit également être bien choisi. Seules des conditions assez étroites de richesse permettent une bonne propagation du front de combustion dans le mélange gazeux. La combustion ne peut être complète que pour une richesse inférieure à 1 et ne se propagera à une vitesse suffisante que pour une richesse supérieure à 0.6. La richesse typique des moteurs à carburant léger est donc $0.6 \leq \Phi \leq 1$. Les tests ont donc été réalisés uniquement dans cette gamme de richesse, à $\Phi = [0.6; 0.8; 0.9]$.

Une diminution de la richesse entraîne une décroissance du pic de température de la combustion dans le cylindre, ce qui va permettre de diminuer la production de polluants tels que les oxydes d'azote (NOx). De plus, un mélange pauvre présente l'avantage de réduire la probabilité de cliquetis et donc de permettre un plus grand niveau de travail effectif disponible au vilebrequin ainsi qu'une optimisation de la phase de combustion. Une augmentation de richesse entraînera donc une dégradation du rendement. Cette analyse est vérifiée lors des essais, comme le montrent les résultats de la Figure 4.20.

Au niveau des courbes de pression pour les différentes richesses pour chacun des capteurs (cfr. fig. 4.16 et 4.17), une différence d'environ 0.7 bar (correspondant à une erreur de moins de 3%) apparaît au niveau du pic de pression. Aux niveaux des différents rendements (fig. 4.18 à 4.21), la différence s'observe davantage. Bien que l'erreur relative du rendement thermodynamique interne soit négligeable ($<0.3\%$), le capteur PSG sous-estime le rendement effectif d'une erreur relative de 5% et le rendement de la combustion de 3%. La précision du capteur Kistler est donc de nouveau nettement meilleure dans ce cas-ci.

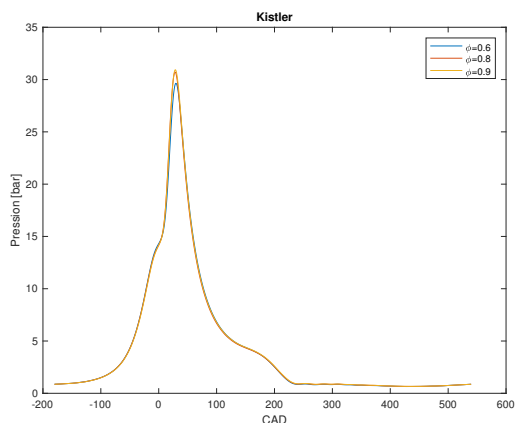


FIGURE 4.16 – Variation de la richesse (Kistler)

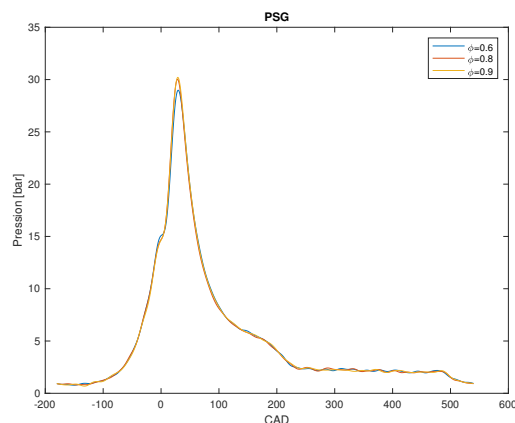
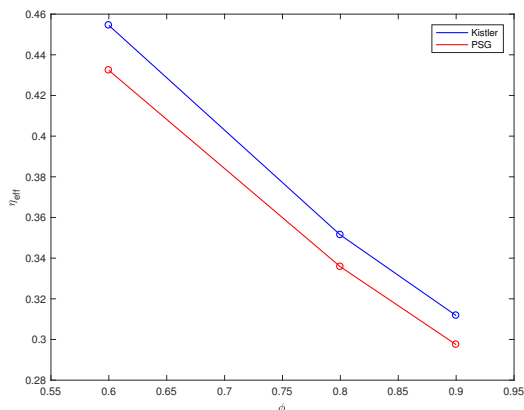
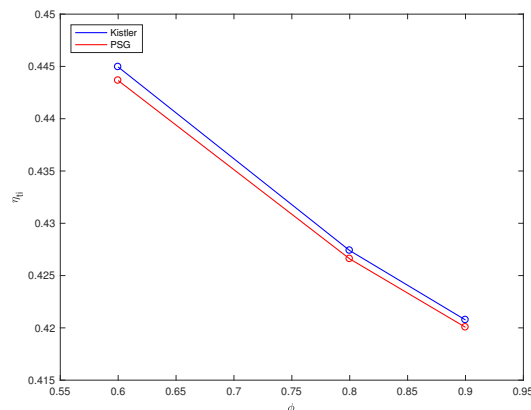
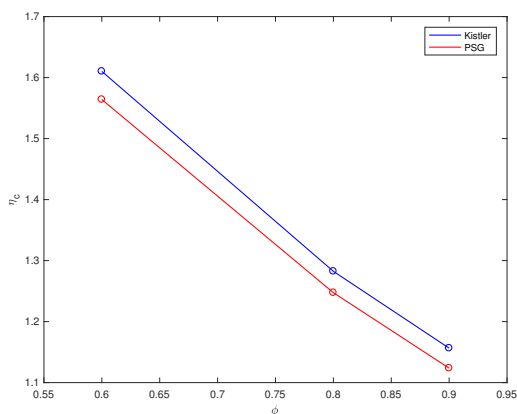
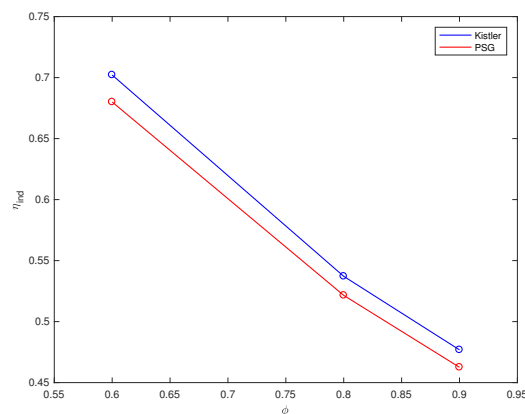


FIGURE 4.17 – Variation de la richesse (PSG)

FIGURE 4.18 – η_e pour différentes richessesFIGURE 4.19 – η_{ti} pour différentes richessesFIGURE 4.20 – η_c pour différentes richessesFIGURE 4.21 – η_{ind} pour différentes richesses

4.3.4 Ouverture du papillon

Outre la richesse, le contrôle de la puissance se fait par le coefficient de remplissage. Les conditions sur la richesse imposent de contrôler la quantité d'air et de combustible. C'est donc le débit du mélange qui va contrôler le remplissage et ce par l'étranglement variable du papillon. Celui-ci est placé après le venturi pour ne pas influencer les proportions du mélange. L'étranglement aura comme conséquence la diminution de la pression d'admission, entraînant un travail de pompage¹ plus grand et un remplissage moindre, cela induira une pression dans le cylindre plus basse et une diminution du rendement effectif.

Les courbes de pression aux Figures 4.22 et 4.23 présentent une diminution de la pression dans le cylindre avec la diminution de l'ouverture du papillon, confirmant les propos précédents. Une différence de 0.8 bar apparaît au pic de pression entre les deux capteurs (représentant une erreur relative de moins de 3%).

Les différents rendements sont présentés aux Figures 4.24 à 4.27. De manière générale, les rendements augmentent avec le débit, excepté dans le cas du rendement thermodynamique interne où il reste relativement constant.

1. Travail fourni aux phases d'admission et d'échappement.

Le capteur PSG présente des rendements relativement proches de ceux obtenus par le capteur Kistler, principalement lorsque le papillon est ouvert à 75%. Toutefois, à une ouverture de 100%, une erreur relative de près de 6% apparaît pour le rendement effectif et de 3% pour le rendement de la combustion, contre seulement 0.3% pour le rendement thermodynamique interne. Le capteur PSG montre donc une fois de plus des limites de précision.

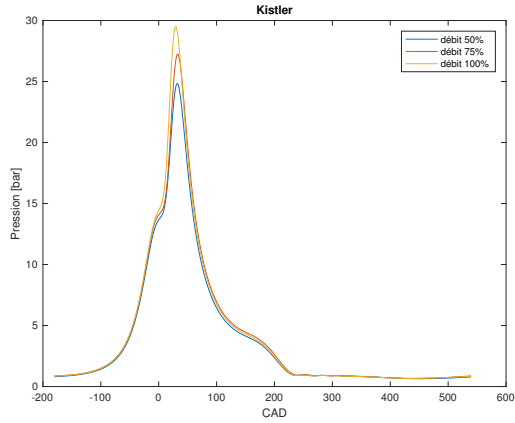


FIGURE 4.22 – Variation de l'ouverture du papillon (Kistler)

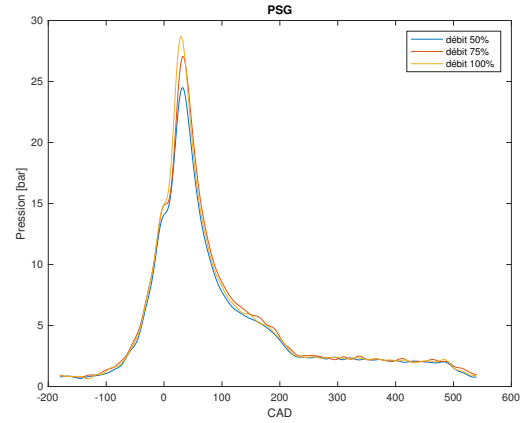


FIGURE 4.23 – Variation de l'ouverture du papillon (PSG)

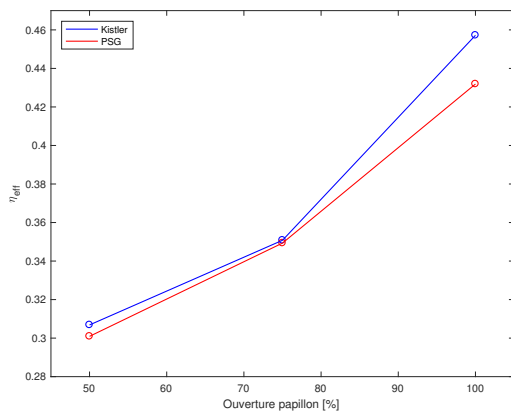


FIGURE 4.24 – η_e pour différentes ouvertures du papillon

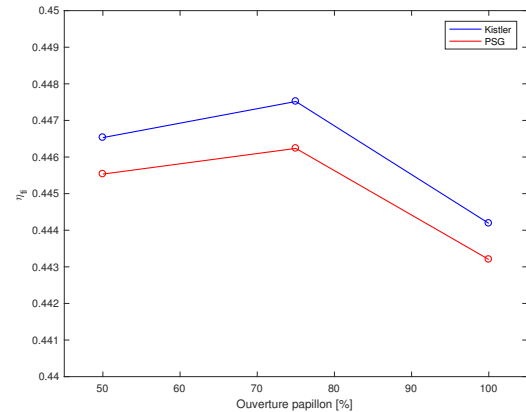
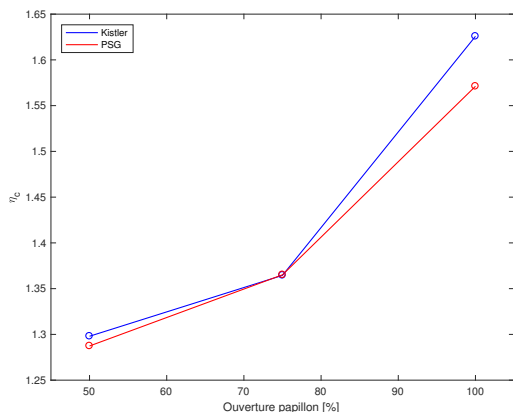
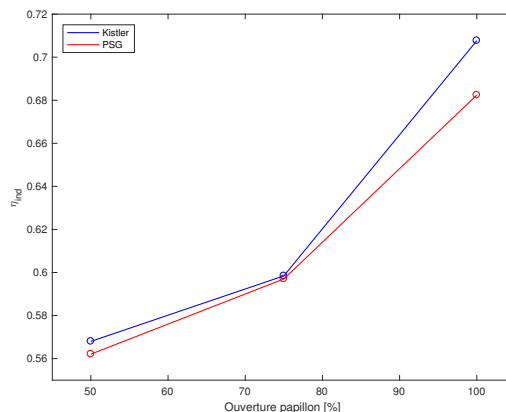


FIGURE 4.25 – η_{ti} pour différentes ouvertures du papillon

FIGURE 4.26 – η_c pour différentes ouvertures du papillonFIGURE 4.27 – η_{ind} pour différentes ouvertures du papillon

4.3.5 Avance à l'allumage

Afin d'optimiser la combustion, le moment de l'allumage peut être réglé. En anticipant la commande de la combustion, celle-ci débordera sur la compression et la détente autour du PMH. Une optimisation de cette avance à l'allumage rapprochera le cycle de celui de Beau de Rochas. Cependant, une avance insuffisante aura comme effet de tronquer le cycle et donc de diminuer le travail. Dans le cas contraire, une avance à l'allumage exagérée engendrera une compression du mélange après la combustion et donc un pic de pression inutile.

De plus, une vitesse variable du moteur peut nécessiter une adaptation de l'avance à l'allumage. En effet, une augmentation de la vitesse de rotation entraînera une augmentation de l'angle de rotation du moteur nécessaire pour réaliser correctement la combustion. Une avance à l'allumage permettra donc dans ce cas d'assurer une bonne combustion.

Dans le cas d'une charge du moteur plus faible, une avance à l'allumage peut également être nécessaire, afin d'éviter des conditions de combustion difficiles.

Les Figures 4.28 et 4.29 présentent les courbes de pression des deux capteurs pour différentes avances à l'allumage. Dans le cas du test de référence, l'allumage se fait à 10° BTDC. En avançant l'allumage à 20° BTDC, un pic de pression nettement plus important apparaît, conformément à ce qui a été dit précédemment. De plus, le pic de pression se rapprochera du PMH. A l'inverse, lorsque l'avance à l'allumage est insuffisante, voire retardée, la pression est plus basse et un second pic de pression apparaît. En effet, l'allumage a lieu après le premier pic de pression, causé par la compression due au mouvement du piston, et entraîne donc un second pic de pression, causé par l'augmentation de la température.

L'influence de l'avance à l'allumage sur le travail indiqué peut être observée aux Figures 4.30 4.31. Ceux-ci confirment qu'une avance à l'allumage insuffisante tronque le cycle, ce qui diminue la surface du diagramme représentant le travail indiqué. Ceci entraîne donc également une décroissance du rendement indiqué du cycle, comme le montre la Figure 4.32. La Figure 4.33 indique que le rendement de la combustion diminue également pour un allumage plus tardif car le temps de combustion sera plus long.

D'après les courbes de pression et les diagramme p-V, le capteur PSG présente une nouvelle fois une différence au pic de pression, atteignant 1.8 bar pour un allumage à 20° BTDC (erreur relative de 5%). Un écart non-négligeable est également observé au niveau des rendements, particulièrement dans le cas du rendement indiqué pour lequel des écarts de plus 5% du rendement sont obtenus par le capteur PSG.

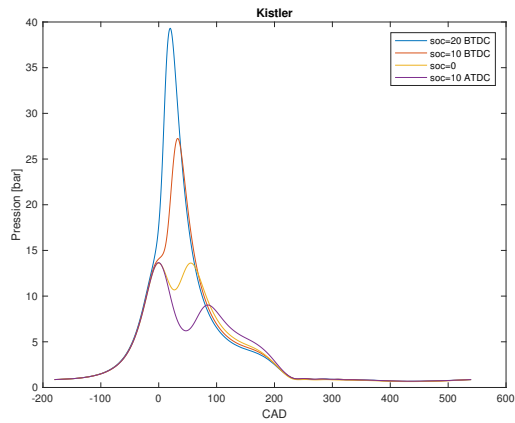


FIGURE 4.28 – Variation de l'avance à l'allumage (Kistler)

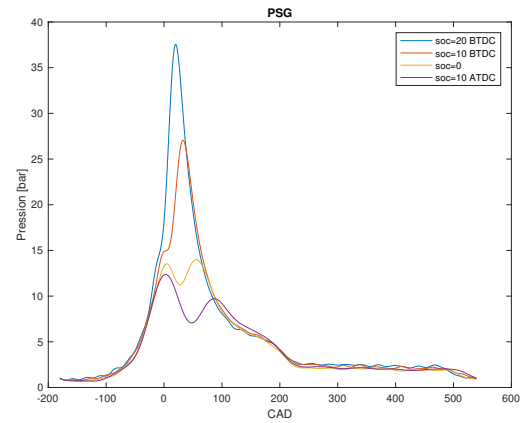


FIGURE 4.29 – Variation de l'avance à l'allumage (PSG)

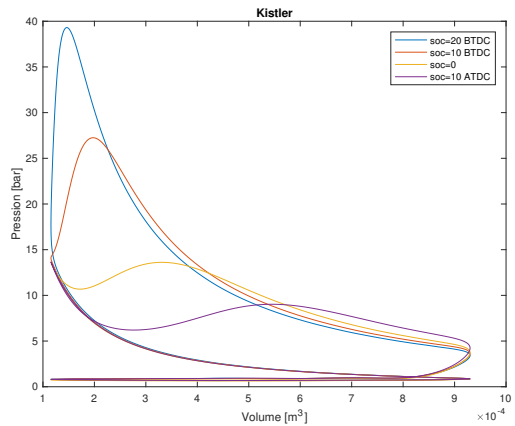


FIGURE 4.30 – p - V selon l'avance à l'allumage (Kistler)

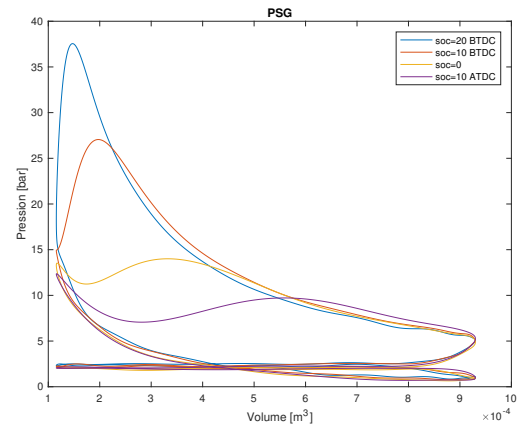


FIGURE 4.31 – p - V selon l'avance à l'allumage (PSG)

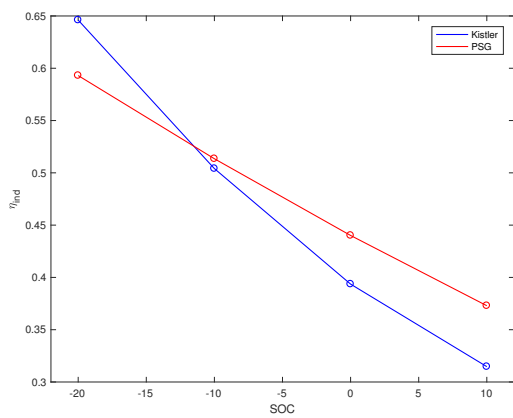


FIGURE 4.32 – η_{ind} pour différentes avances à l'allumage

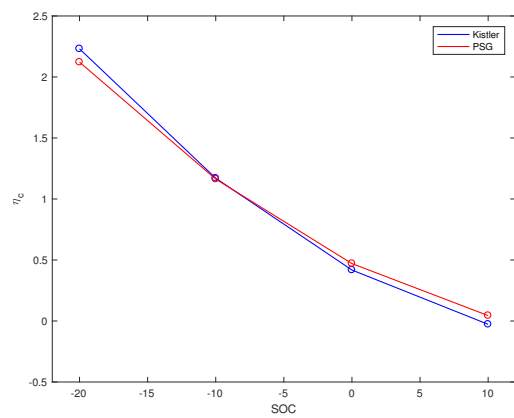


FIGURE 4.33 – η_c pour différentes avances à l'allumage

4.4 Étude complémentaire

Cette dernière section portera sur la réaction du dégagement de chaleur à la variation de certains paramètres. Contrairement à la partie précédente, elle portera moins sur les contrastes qu'il peut y avoir entre les capteurs de pression du cylindre. Néanmoins, les graphes des deux capteurs seront mis en parallèle afin de distinguer d'éventuelles différences des courbes, mais sans explications détaillées pour éviter toute redondance avec l'étude précédente.

4.4.1 Test de référence

Afin d'analyser par la suite l'influence des différents paramètres, le test de référence de la section précédente sera utilisé une nouvelle fois dans cette étude, comme base de comparaison. Les courbes de chaleur dégagée par la combustion pour ce test de référence sont données à la Figure 4.34. Celle-ci présente un accroissement de chaleur démarrant légèrement plus tôt pour le capteur PSG et se prolongeant après la fin de combustion. Cela correspond à la pression plus importante lors de la phase de respiration du capteur PSG par rapport à celle du capteur Kistler.

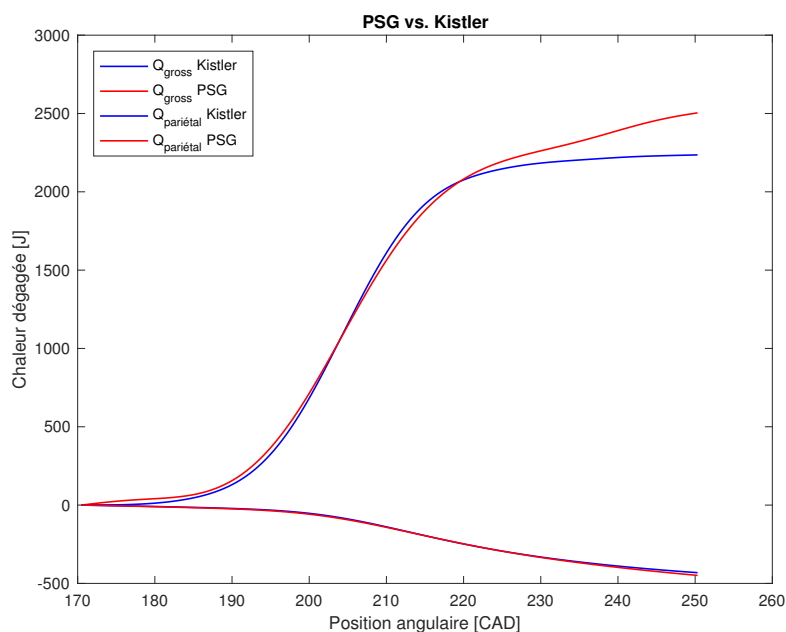
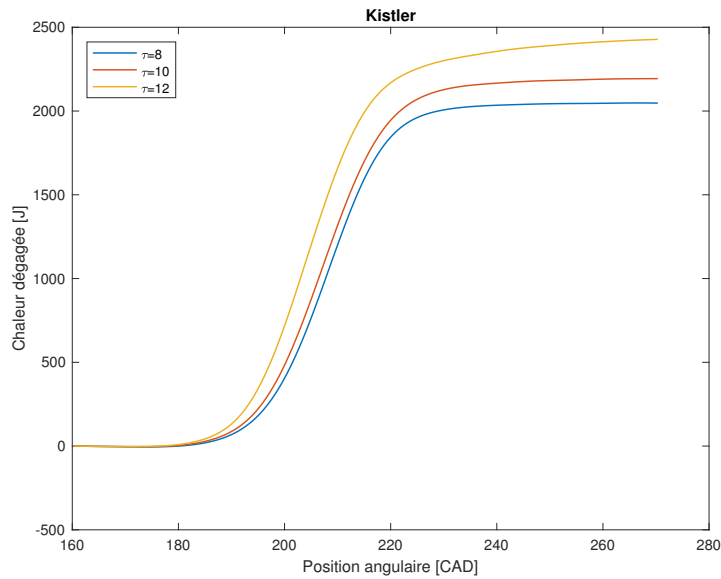


FIGURE 4.34 – Chaleur dégagée et pertes pariétales en combustion

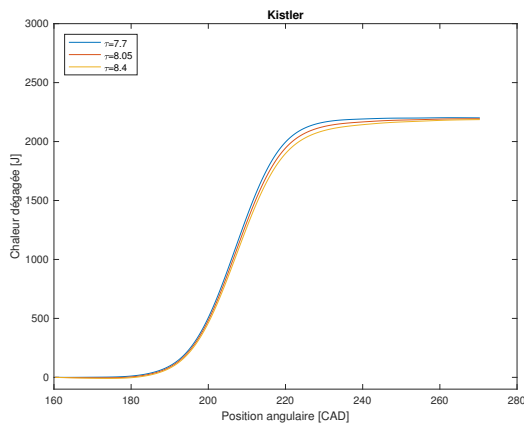
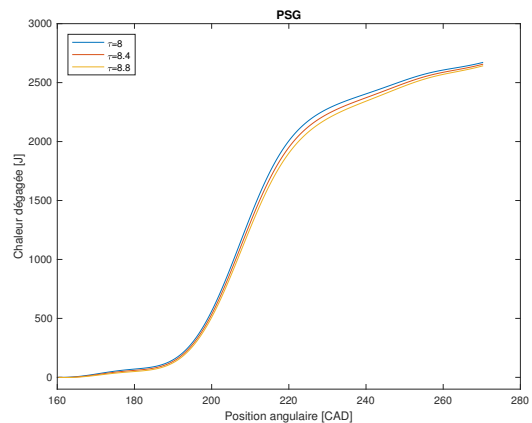
4.4.2 Variation des paramètres

Taux de compression

Il est intéressant d'observer tout d'abord l'influence du taux de compression sur la chaleur dégagée, car celui-ci a divers impacts sur les valeurs utilisées pour le calcul de Q_{gross} . Dans un premier temps, une variation du taux de compression a été considérée uniquement pour le capteur Kistler. En effet, l'unique différence avec le capteur PSG sera l'écart au niveau du pic de pression décrit précédemment. Comme attendu, une augmentation du taux de compression aura pour effet d'accroître la chaleur dégagée lors de la combustion : un pic de pression plus élevé entraîne une température plus élevée et donc un dégagement de chaleur plus important.

FIGURE 4.35 – Influence de τ sur Q_{gross} (Kistler)

Dans un deuxième temps, une analyse au niveau des erreurs de calibration concernant le taux de compression a été réalisée. Une sous-estimation du taux de compression réel engendrera une hausse de la chaleur dégagée et inversement. Néanmoins, comme constaté aux Figures 4.36 et 4.37, l'influence d'une erreur d'estimation sur la valeur de Q_{gross} est relativement faible malgré une erreur de calibration d'environ 5%.

FIGURE 4.36 – Impact d'une mauvaise calibration de τ sur Q_{gross} (Kistler)FIGURE 4.37 – Impact d'une mauvaise calibration de τ sur Q_{gross} (PSG)

Richesse

Comme expliqué précédemment, la richesse du mélange a une forte influence sur les performances de la combustion dans un moteur. Une augmentation de la quantité de combustible mis en jeu se traduira par un accroissement de la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion. Cette hausse de richesse provoquera également des pertes pariétales plus importantes car celles-ci sont proportionnelles à la différence de température entre les gaz présents dans le cylindre et les parois. La Figure 4.38 expose cette situation pour une variation de la richesse.

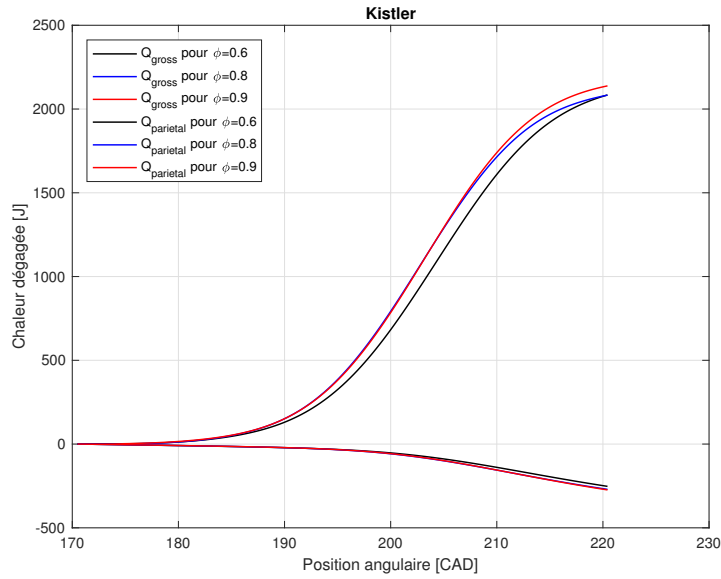


FIGURE 4.38 – Influence de ϕ sur Q_{gross} (Kistler)

Le coefficient de perte pariétale est défini comme le rapport entre les pertes pariétales et la chaleur dégagée durant la combustion. Il devrait donc diminuer avec l’augmentation de la richesse étant donné que l’accroissement des pertes pariétales reste inférieur à l’augmentation de la chaleur dégagée. Ce n’est cependant pas le cas comme le montre la Figure 4.39). Le coefficient de perte pariétale croit jusqu’à $\phi = 0.8$ pour retomber à $\phi = 0.9$. Cependant, cette variation reste relativement basse de par la faible augmentation de la chaleur dégagée. La faible différence du coefficient entre les deux capteurs provient d’une variation de la courbe de chaleur dégagée très légèrement inférieure pour le capteur PSG vers la fin de la combustion (cfr. Figure 4.34).

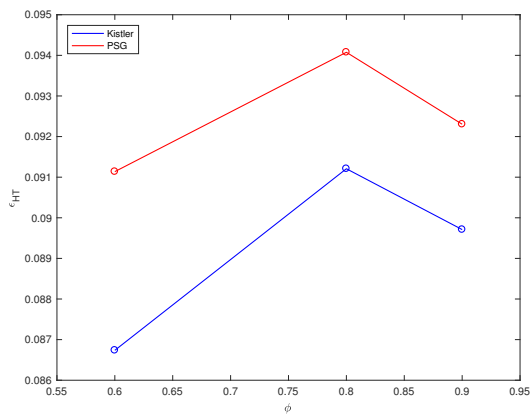


FIGURE 4.39 – Coefficient de perte pariétale pour différentes richesses

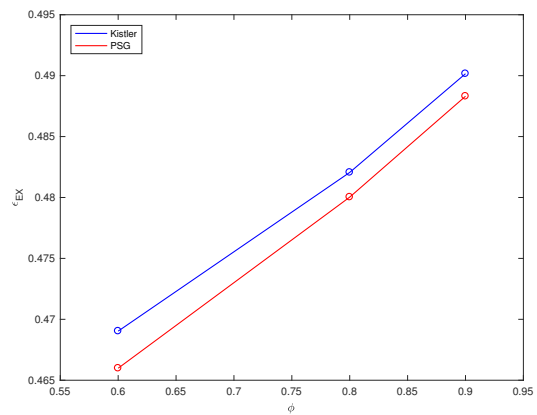


FIGURE 4.40 – Coefficient de perte à l’échappement pour différentes richesses

La Figure 4.40 présente un accroissement du coefficient de perte à l’échappement avec l’augmentation de la richesse. En effet, il est possible de justifier ce comportement en sachant que la température des gaz augmente avec la quantité de combustible mis en jeu pour la combustion, ce qui a pour effet d’augmenter le rejet thermique à l’échappement. Comme vu dans la section 4.3.3, ces résultats ont pour conséquence de diminuer le rendement thermodynamique interne lorsque la richesse du mélange augmente.

Une remarque peut être faite en regardant les courbes des deux capteurs au niveau des coefficients de perte. En effet, le capteur PSG présente une courbe légèrement inférieure pour le coefficient de perte à l'échappement. Cela se justifie par les mêmes raisons que dans le cas du coefficient de perte pariétale.

Vitesse de rotation

Une augmentation de la vitesse de rotation aura comme effet de diminuer la chaleur dégagée par la combustion. La vitesse de rotation impacte directement le délai de combustion du mélange. En effet les meilleures performances sont obtenues lorsque la majeure partie de la combustion se passe autour du PMH. Si la vitesse de rotation du moteur augmente, le piston sera déjà dans sa course descendante quand la majorité de la combustion doit encore être effectuée. En effet, la combustion nécessite un certain temps pour se faire complètement. Or, à vitesse élevée, ce même temps correspondra à une rotation plus grande du vilebrequin. Le dégagement de chaleur sera donc plus étalé sur le cycle pour des vitesses élevées. La possibilité de détendre ces gaz sera perdue et le travail diminuera. Ce premier phénomène est observé aux Figures 4.41 et 4.42. Dans le cas contraire, une trop faible vitesse de rotation engendrera une combustion des gaz avant que le piston n'atteigne le PMH, la compression ne sera alors pas maximale et le travail sera réduit.

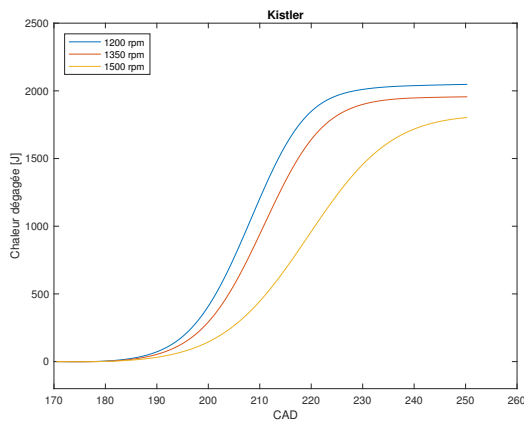


FIGURE 4.41 – Influence de la vitesse de rotation sur Q_{gross} (Kistler)

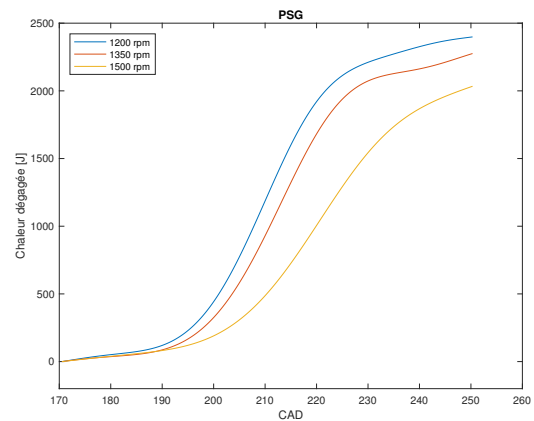


FIGURE 4.42 – Influence de la vitesse de rotation sur Q_{gross} (PSG)

Avance à l'allumage

L'influence de l'avance à l'allumage sur le dégagement de chaleur est présenté aux Figures 4.43 et 4.44. Une avance à l'allumage optimale rapprochera le pic de pression du PMH. De plus on constate qu'un retard à l'allumage engendre une augmentation de la durée de combustion. En effet, la durée de propagation de la flamme est plus longue, étant donné qu'au moment de l'allumage, le piston est déjà dans sa phase descendante et entraîne avec lui une partie du mélange. La flamme engendrée par l'étincelle prend donc plus de temps pour se propager dans la chambre, étalant ainsi la combustion.

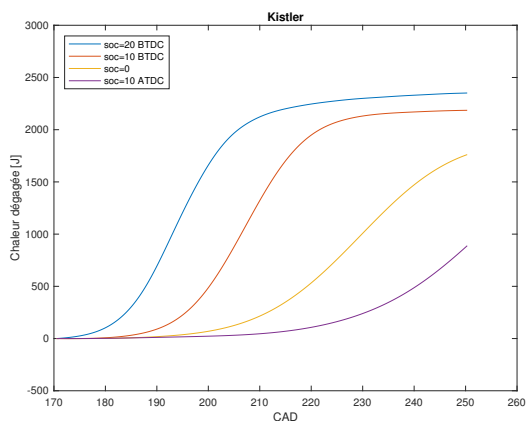


FIGURE 4.43 – Influence du début d'allumage sur Q_{gross} (Kistler)

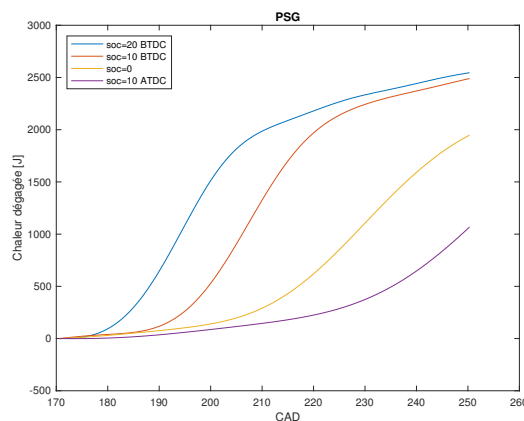


FIGURE 4.44 – Influence du début d'allumage sur Q_{gross} (PSG)

4.5 Pertinence des résultats

Avant de clore ce chapitre, quelques remarques peuvent être ajoutées au niveau de la pertinence des résultats obtenus. En effet, quelques incohérences sont observées et méritent un regard critique. Cependant, il est bon de faire remarquer que ce travail n'a pas pour but d'analyser avec précision la combustion ou les performances thermodynamiques du moteur, mais bien de se focaliser sur les performances des capteurs lors du fonctionnement du moteur.

Tout d'abord, le calcul du taux de dégagement de chaleur demande de multiples hypothèses ainsi qu'une précision importante au niveau des mesures. Par conséquent, les valeurs du dégagement de chaleur ainsi que du rendement de la combustion seraient erronées si ces hypothèses n'étaient pas posées correctement. Il est donc conseillé de prendre ces résultats avec précaution, car effectivement, un dégagement de chaleur de l'ordre de $2kJ$ et un rendement de combustion aux alentours de 180% peuvent être observés.

Cependant, l'étude comparative des capteurs ne s'en voit pas altérée car l'allure des courbes obtenues est validée par l'intuition physique ainsi que par la littérature scientifique.

De plus, une remarque doit être apportée aux différentes figures représentant la variation de la richesse. En effet, la variation choisie² devrait marquer davantage le dégagement de chaleur. Le fait que cela ne soit pas le cas peut provenir du mécanisme de la vanne régulant la richesse sur le moteur Varimax. Un tableau donnant la richesse en fonction de cette vanne a été établi dans un travail précédent [2] et a été à la base de cette analyse.

2. [0.6 0.8 0.9]

Conclusion

Dans ce travail, un capteur de pression piézoélectrique de la marque Kistler et un capteur de pression piézorésistif de type PSG de la marque Beru ont été comparés en analysant leurs performances sur le banc d'essais du moteur Varimax. L'étude a été divisée en deux grandes parties : une première réalisée en motoring et une seconde en combustion. Dans les deux cas, la comparaison s'est basée sur l'hypothèse que le capteur Kistler est "idéal", du fait de sa haute précision. Les performances du capteur PSG ont donc été jugées par rapport à ce capteur "idéal".

Dans la première partie, les capteurs ont tout d'abord été filtrés et calibrés. Dès le départ, le capteur PSG a montré une très forte présence de bruits qui, après le filtre, s'est manifestée sous la forme d'oscillations excessives. Ensuite, le taux de compression réel et le décalage du PMH ont ensuite été obtenus selon différentes méthodes, requérant de tourner en motoring. Pour l'ensemble des tests réalisés, le capteur PSG a systématiquement mesuré une pression plus élevée que le capteur Kistler au niveau du pic de pression, notamment à cause des oscillations. Cet écart a donc engendré un taux de compression plus élevé, ainsi qu'une différence au niveau de l'entropie, de la température et du dégagement de chaleur. Les résultats du capteur PSG restant toutefois pertinents, sa courbe de pression a été calée sur celle du capteur Kistler, permettant ainsi de résoudre ce problème. De cette manière, malgré les oscillations persistantes au niveau de la phase de respiration, la précision du capteur PSG en motoring est donc suffisante, permettant des résultats très proches du capteur Kistler et donc une analyse précise du cycle.

La seconde partie s'est focalisée sur la comparaison des capteurs en combustion. Pour cela, différents tests ont été réalisés en faisant varier le taux de compression, la vitesse de rotation, la richesse du mélange, l'ouverture du papillon et l'avance à l'allumage. A partir de ces tests, deux études ont été menées. Dans la première étude, l'influence des paramètres sur la pression et le rendement a été analysée pour ensuite comparer les capteurs sur base de ces influences. Dans la seconde partie, l'impact des paramètres a été observée sur le dégagement de chaleur et les coefficients de perte.

Afin d'éviter le même problème d'écart de mesure observé en motoring, un calage des capteurs a été effectué au préalable. Malgré cela, le capteur PSG a montré les limites de sa précision. De manière générale, ses résultats sont restés cohérents et relativement proches de ceux obtenus avec le capteur Kistler. Cependant, au niveau des rendements, des erreurs relatives sont apparues, principalement dans un intervalle de 3 à 5% et pouvant atteindre plus de 8%, ce qui est excessif pour une analyse précise de la combustion.

D'après ces différents résultats, il semble donc évident que le capteur PSG présente une précision de toute évidence assez limitée. Dans l'état actuel du traitement des signaux renvoyés par les capteurs, une analyse du processus de combustion ne peut être réalisée avec exactitude par le capteur PSG car ses résultats ne se rapprochent pas suffisamment de ceux obtenus avec le capteur Kistler, supposés idéaux. La différence conséquente de prix entre les deux capteurs s'avère donc justifiée par cet écart de performances mais également par le temps relativement important nécessaire à l'implémentation du traitement du signal du capteur PSG.

Pistes d'amélioration

Tout au long de ce travail, diverses hypothèses ont été posées afin de simplifier certains points et quelques difficultés ont été rencontrées, notamment dans le traitement des signaux. Tout cela a donc mené à des altérations des résultats obtenus, les écartant de la réalité. C'est pourquoi, lors d'un potentiel travail ultérieur, différents points peuvent être améliorés ou repensés afin d'affiner les résultats.

Premièrement, les courbes de pression du capteur PSG présentent des oscillations après le filtre, altérant principalement la phase de respiration. Pour atténuer cet effet, un filtre plus adapté au capteur PSG pourrait être développé.

Une deuxième amélioration possible se situe au niveau du calage du capteur PSG sur le capteur Kistler. En effet, comme cela fut observé tout au long de l'analyse, le calage actuel présente des imperfections car des écarts de pression apparaissent avec certaines variations de paramètres. Une adaptation plus poussée pourrait donc s'avérer utile.

Enfin, au niveau des méthodes d'obtention du taux de compression, les corrélations de Woschni et de Hohenberg ont été introduites pour la méthode du "RoHR", mais seule la première fut conservée. En effet, la seconde corrélation perdait en précision par l'incertitude lié à un coefficient. Afin de pousser la comparaison des différentes méthodes plus en profondeur, une optimisation de ce coefficient dans le cas du moteur Varimax pourrait donc être envisagée.

Bibliographie

- [1] F. Boveroux and A. Gramme. *Développement expérimental d'un moteur HCCI au gaz naturel*. Travail de fin d'études sous la direction de H. Jeanmart, Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2016.
- [2] T. Drimmer and M. Vanderlinden. *Etude de la combustion du gaz naturel dans le moteur Varimax*. Travail de fin d'études sous la direction de H. Jeanmart, Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2014.
- [3] John B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [4] H. Jeanmart. *LMECA 2220 - Moteurs à combustion interne*. Université Catholique de Louvain, 2016.
- [5] M. A. Ceviz and İ. Kaymaz. Temperature and air–fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture. *Energy Conversion and Management*, 46(15–16) :2387 – 2404, 2005.
- [6] Kangyoon Lee, Maru Yoon, and Myoungcho Sunwoo. A study on pegging methods for noisy cylinder pressure signal. *Control Engineering Practice*, 16(8) :922 – 929, 2008. Special Section : {IFAC} Conference on Analysis and Design of Hybrid Systems (ADHS'06)IFAC Conference on Analysis and Design of Hybrid Systems.
- [7] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian, and John B. Heywood. Heat release analysis of engine pressure data. In *SAE Technical Paper*. SAE International, 10 1984.
- [8] T. Tabatabaie, M. A. Ehteram, and V. Hosseini. Investigating the effect of the heat transfer correlation on the predictability of a multi-zone combustion model of a hydrogen-fuelled spark ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, 230(1) :70–81, 2016.
- [9] C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick. *Internal Combustion Engines - Third Edition*. Wiley, 2016.
- [10] P. J. Shayler, S. A. May, and T. Ma. The determination of heat transfer from the combustion chambers of si engines. In *SAE Technical Paper*. SAE International, 04 1993.
- [11] B. Boust. *Experimental study and modelling of wall heat losses during unsteady flame–wall interaction*. Thèse, Université de Poitiers, October 2006.
- [12] Emiliano Pipitone, Alberto Beccari, and Stefano Beccari. The experimental validation of a new thermodynamic method for tdc determination. In *SAE Technical Paper*. Consiglio Nazionale delle Ricerche, 09 2007.
- [13] F. Payri, P. Olmeda, C. Guardiola, and J. Martín. Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in Diesel engines combustion analysis. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15) :2869, July 2011.
- [14] P. Tunestål. Tdc offset estimation from motored cylinder pressure data based on heat release shaping. *Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP Energies nouvelles*, 66(4) :705–716, 2011.

- [15] Adrian Irimescu, Cinzia Tornatore, Luca Marchitto, and Simona Silvia Merola. Compression ratio and blow-by rates estimation based on motored pressure trace analysis for an optical spark ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, 61(2) :101 – 109, 2013.
- [16] C. Duynslaegher. *Experimental and numerical study of ammonia combustion*. Thèse de doctorat, sous la direction de J. Vandooren et H. Jeanmart, Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, September 2011.
- [17] M. Tazerout, O. Le Corre, and S. Rousseau. Tdc determination in ic engines based on the thermodynamic analysis of the temperature-entropy diagram. In *SAE Technical Paper*. SAE International, 05 1999.
- [18] Subir Swaraj Bhaduri. *Experimental studies on HCCI combustion of biomass syngas towards tar tolerant operation*. Thèse de doctorat, sous la direction de H. Jeanmart, Ecole polytechnique de Louvain, Université catholique de Louvain, 2015.
- [19] M. Tazerout, O. Le Corre, and A. Ramesh. A new method to determine the start and end of combustion in an internal combustion engine using entropy changes. In *International Journal of Applied Thermodynamics*, 06 2000.

Liste des figures

1.1	Banc d'essais du moteur Varimax	4
1.2	Capteur à quartz Kistler	5
1.3	Squelette du capteur PSG	6
1.4	Emplacements des capteurs de pression	7
1.5	Pièce adaptatrice du capteur PSG	7
1.6	Capteur de pression à l'admission	8
2.1	Système bielle-manivelle d'un moteur à combustion interne	10
2.2	Comparaison de méthodes d'estimation du coefficient adiabatique [5]	13
3.1	Données brutes Kistler	21
3.2	Données brutes PSG	21
3.3	Données filtrées Kistler	21
3.4	Données filtrées PSG	21
3.5	Pegging de la courbe de pression	22
3.6	Pression d'admission en tension	23
3.7	Validation de la méthode RoHR	24
3.8	Validation de la méthode "T-S"	25
3.9	Nouvelle échelle du taux de compression	27
3.10	Validation de la méthode de Tunestal	28
3.11	Détail de la méthode de Tunestal	28
3.12	Courbes de pression en motoring	29
3.13	Diagramme pression-volume en motoring	30
3.14	Diagramme température-entropie	31
3.15	Taux de dégagement de chaleur en motoring	31
3.16	Courbes de pression avant le calage du capteur PSG	32
3.17	Courbes de pression après le calage du capteur PSG	32
4.1	Courbes de pression du test de référence en combustion	34
4.2	Diagramme pression-volume du test de référence en combustion	34
4.3	Diagramme température-entropie du test de référence en combustion	34
4.4	Chaleur dégagée du test de référence en combustion	34
4.5	Taux de dégagement de chaleur pour le test de référence en combustion	34
4.6	Réglage de l'avance à l'allumage	35
4.7	Détermination du début et de la fin de la combustion	36
4.8	Courbes de pression pour différents taux de compression (Kistler)	37
4.9	Courbes de pression pour différents taux de compression (PSG)	37
4.10	Rendement thermodynamique interne en fonction du taux de compression	37
4.11	Rendement de la combustion en fonction du taux de compression	38
4.12	Rendement effectif en fonction du taux de compression	38
4.13	Courbes de pression pour différentes vitesses de rotation (Kistler)	39
4.14	Courbes de pression pour différentes vitesses de rotation (PSG)	39

4.15	Rendement effectif en fonction de la vitesse de rotation	39
4.16	Courbes de pression pour différentes richesse (Kistler)	40
4.17	Courbes de pression pour différentes richesse (PSG)	40
4.18	Rendement effectif en fonction de la richesse du mélange	41
4.19	Rendement thermodynamique interne en fonction de la richesse du mélange . . .	41
4.20	Rendement de la combustion en fonction de la richesse du mélange	41
4.21	Rendement indiqué en fonction de la richesse du mélange	41
4.22	Courbes de pression pour différentes ouvertures du papillon (Kistler)	42
4.23	Courbes de pression pour différentes ouvertures du papillon (PSG)	42
4.24	Rendement effectif en fonction de l'ouverture du papillon	42
4.25	Rendement thermodynamique interne en fonction de l'ouverture du papillon . . .	42
4.26	Rendement de la combustion en fonction de l'ouverture du papillon	43
4.27	Rendement indiqué en fonction de l'ouverture du papillon	43
4.28	Courbes de pression pour différentes avances à l'allumage (Kistler)	44
4.29	Courbes de pression pour différentes avances à l'allumage (PSG)	44
4.30	Diagramme pression-volume pour différentes avances à l'allumage (Kistler) . . .	44
4.31	Diagramme pression-volume pour différentes avances à l'allumage (PSG)	44
4.32	Rendement indiqué en fonction de l'avance à l'allumage	44
4.33	Rendement de la combustion en fonction de l'avance à l'allumage	44
4.34	Chaleur dégagée et pertes pariétales pour le test de référence en combustion . . .	45
4.35	Chaleur dégagée en fonction du taux de compression (Kistler)	46
4.36	Impact d'une mauvaise calibration du taux de compression sur la chaleur dégagée (Kistler)	46
4.37	Impact d'une mauvaise calibration du taux de compression sur la chaleur dégagée (PSG)	46
4.38	Influence de la richesse sur la chaleur dégagée (Kistler)	47
4.39	Coefficient de perte pariétale en fonction de la richesse	47
4.40	Coefficient de perte à l'échappement selon la richesse	47
4.41	Influence de la vitesse de rotation sur la chaleur dégagée (Kistler)	48
4.42	Influence de la vitesse de rotation sur la chaleur dégagée (PSG)	48
4.43	Influence du début d'allumage sur la chaleur dégagée (Kistler)	49
4.44	Influence du début d'allumage sur la chaleur dégagée (PSG)	49

Liste des tableaux

1.1	Caractéristiques du moteur Varimax	3
1.2	Caractéristiques du capteur Kistler	4
1.3	Caractéristiques du capteur PSG	5
2.1	Coefficients de la corrélation de Woschni	14
3.1	Paramètres des tests en motoring	18
3.2	Réglage des soupapes d'admission et d'échappement	19
3.3	Taux de compression réels pour le capteur Kistler	26
3.4	Taux de compression réels pour le capteur PSG	26
3.5	Décalage du PMH en motoring	28
4.1	Paramètres des tests en combustion	35

Annexes

Annexe A

Capteurs de pression

A.1 Capteur Kistler

Pressure – PAG

KISTLER

1... 2

Quarz-Hochdrucksensor
Capteur de haute pression à quartz
Quartz High Pressure Sensor

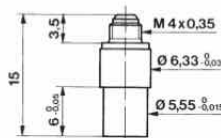
601A, 601H

Quarz Drucksensor sehr kleiner Abmessung, zum Messen dynamischer und quasistatischer Drücke bis 1000 bar bei Temperaturen bis 200 °C. Hohe Eigenfrequenz.

Capteur de pression à quartz pour mesurer des pressions dynamiques et quasistatiques jusqu'à 1000 bar à des températures jusqu'à 200 °C. Dimensions très réduites, fréquence propre élevée.

Quartz pressure sensor for measuring dynamic and quasistatic pressures up to 1000 bar at temperatures up to 200 °C. Very small dimensions, high natural frequency.

- kleine Abmessung
Dimensions très réduites
very small dimensions
- Temperaturen bis zu 200 °C
Températures jusqu'à 200 °C
Temperatures up to 200 °C



Technische Daten	Données techniques	Technical Data	601A	601H	
Bereich	Gamme	Range	bar	0...250	0...1000
Kalibrierte Teilbereiche	Gammes partielles étalonnées	Calibrated partial ranges	bar	0...25	0...100
Überlast	Surcharge	Overload	bar	0...2,5	0...10
Empfindlichkeit	Sensibilité	Sensitivity	pC/bar	≈ -16	≈ -16
Eigenfrequenz	Fréquence propre	Natural frequency	kHz	≈150	≈150
Linearität	Linéarité	Linearity	%FSO	≤ ±0,5	≤ ±0,5
Beschleunigungsempfindlichkeit	Sensibilité aux accélérations	Acceleration sensitivity	bar/g	<0,001	<0,001
Betriebstemperaturbereich	Gamme de température d'utilisation	Operating temperature range	°C	-196...200	-196...200
Temperaturkoeffizient der Empfindlichkeit	Coefficient de température de la sensibilité	Temperature coefficient of sensitivity	°C ⁻¹	<10 ⁻⁴	<10 ⁻⁴
Isolationswiderstand bei 20 °C	Résistance d'isolement à 20 °C	Insulation resistance at 20 °C	Ω	≥10 ¹³	≥10 ¹³
Stoßfestigkeit	Résistance au choc	Shock resistance	g	10 000	10 000
Kapazität	Capacité	Capacitance	pF	5	5
Gewicht	Poids	Weight	g	1,7	1,7
Stecker, Teflon-Isolator	Connecteur, isolateur en téflon	Connector, teflon insulator		M4x0,35	M4x0,35

1 N (Newton) = 1 kg · m · s⁻² = 0,1019... kp = 0,2248... lbf; 1 kgf = 9,80665 N; 1 inch = 25,4 mm; 1 kg = 2,2046... lb; 1 Nm = 0,73756... lbf·ft

000-379m-0695 (0803.601m)

Beschreibung

Der zu messende Druck wirkt über die Membrane auf das Quarzkristall-Messelement, das den Druck p (bar) in eine elektrische Ladung Q (pC = pico-Coulomb) umwandelt. Die Membrane aus rostfreiem Stahl ist mit dem Sensorgehäuse aus rostfreiem Stahl hermetisch und bündig verschweisst. Die Quarze sind in hochempfindlicher Anordnung (Transversaleffekt) in der Quarzkammer eingebaut, die mit dem Gehäuse hermetisch verschweisst ist.

Der Stecker-Anschluss ist mit dem Gehäuse verschweisst; jedoch ist sein Teflon-Isolator nicht dicht.

Description

Par l'intermédiaire du diaphragme, la pression agit sur l'élément de mesure à quartz qui transforme la pression p (bar) en charge électrique Q (pC = pico-Coulomb). Le diaphragme en acier inoxydable est soudé hermétiquement, au ras du front, au boîtier en acier inoxydable. Les éléments à quartz sont montés en un ensemble de haute sensibilité (effet transversal) dans la chambre à quartz, elle-même soudée hermétiquement au boîtier.

La prise électrique est soudée au boîtier, cependant son isolateur en téflon n'est pas rigoureusement étanche.

Description

The measured pressure acts through the diaphragm on the quartz crystal measuring element, which transforms the pressure p (bar) into an electrostatic charge Q (pC = pico-Coulomb). The stainless steel diaphragm is welded flush and hermetically to the stainless steel sensor body. The quartz elements are mounted in a highly sensitive arrangement (transversal effect) in the quartz chamber, which is welded hermetically to the body.

The connector is welded to the body, but its teflon insulator is not absolutely tight.

Kistler Instrumente AG Winterthur, CH-8408 Winterthur, Switzerland, Tel. (052) 224 11 11 Kistler Instrument Corp., Amherst, NY 14228-2171, USA, Phone (716) 691-5100

A.2 Capteur Beru PSG002

BERU

25/10/15 12:54

General

Fitted vehicles

OE Number



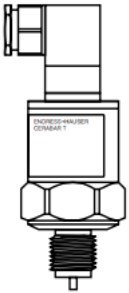
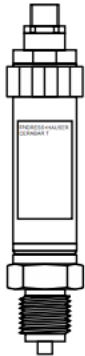
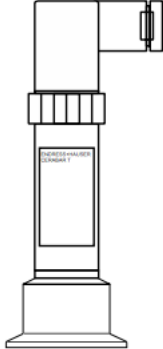
PSG002: Glow Plug

Product Details

Voltage (V)	4,4
Cone Pitch	63
Thread Size	M 10x1
Overall Length [mm]	148,5
Spanner size	12 mm
Tightening Torque [Nm]	12
Fitting Depth (mm)	28
Failure Moment (Nm)	35
Trade Number	0103111104;PSG 002
Brand/Alt Description	PSG
Note1	Cover glow plug thread and -shaft with mounting grease, (GKF 01 - Order No. 0 890 300 034), before fitting to enable easier removal and prevent corrosion.
Glow Plug Type	Pencil-type Glow Plug
Package Quantity	1
Barcode	4014427121855
Packing Unit	1

A.3 Capteur Cerabar T PMP131

Function and system design

Cerabar T	PMC131	PMP131	PMP135
	 <p>P01-PMC131xxx-14-xxx-xxx-xxx-000</p> <p>With capacitive measuring cell and ceramic measuring diaphragm (Ceraphire®)</p>	 <p>P01-PMP131xxx-14-xxx-xxx-xxx-000</p> <p>With piezoresistive measuring cell and metallic measuring diaphragm</p>	 <p>P01-PMP135xxx-14-xxx-xxx-xxx-000</p> <p>With piezoresistive measuring cell and metallic measuring diaphragm for hygienic applications</p>
Field of application	Absolute pressure and gauge pressure	Absolute pressure and gauge pressure	Absolute pressure and gauge pressure in hygienic processes
Output	4 to 20 mA	<ul style="list-style-type: none"> - 4 to 20 mA - Switch output PNP 	<ul style="list-style-type: none"> - 4 to 20 mA - Switch output PNP
Process connection	Thread: <ul style="list-style-type: none"> - G ½ - ½ MNPT and ¼ FNPT - G ½, bore 11 mm 	Thread: <ul style="list-style-type: none"> - G ½ - ½ MNPT and ¼ FNPT - ½ MNPT, bore 4 mm - G ¼ - ¼ MNPT, bore 3.5 mm 	Hygiene: <ul style="list-style-type: none"> - Clamp DN 22 (¾") - Tri-Clamp DN 25 to 38 (1" to 1½") - Tri-Clamp DN 40 to 51 (2") - G 1 - SMS 1½"
Measuring range	-1 to 0 bar/-100 to 0 kPa up to 0 to 40 bar/0 to 4 MPa	0 to 1 bar/0 to 100 kPa up to 0 to 400 bar/0 to 40 MPa	0 to 1 bar/0 to 100 kPa up to 0 to 40 bar/0 to 4 MPa
Process temperature	-20 to +100 °C	-25 °C to +70 °C	-25 to +100 °C (+135 °C for max. 1 hour)

A.4 Pièce adaptrice du capteur PSG

