

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PAR ARTICLES PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. ing.

PAR
Francis MOREY

ÉTUDE DE LA VARIATION CYCLIQUE DE COMBUSTION D'UN
MOTEUR À ALLUMAGE COMMANDÉ À PARTIR
DES TEMPÉRATURES D'ÉCHAPPEMENT

MONTREAL, LE 18 DÉCEMBRE 2009

© Francis Morey, 2009

PRÉSENTATION DU JURY
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE

M. Patrice Seers, directeur du mémoire,
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Christian Belleau, président du jury,
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. François Morency, membre du jury,
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 16 NOVEMBRE 2009

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier ma famille et mes amis pour leur soutien et leurs encouragements, monsieur Michel Drouin et monsieur Alain Grimard, employés du département de génie mécanique de l'ÉTS ainsi que monsieur Patrice Seers, professeur au département de génie mécanique de l'ÉTS, pour ses judicieux conseils et son aide tout au long de mes études graduées à l'ÉTS.

ÉTUDE DE LA VARIATION CYCLIQUE DE COMBUSTION D'UN MOTEUR À ALLUMAGE COMMANDÉ À PARTIR DES TEMPÉRATURES D'ÉCHAPPEMENT

Francis MOREY

RÉSUMÉ

Ce mémoire porte sur l'étude de la variabilité cyclique des températures d'échappement d'un moteur à allumage commandé. Pour différents points de fonctionnement du moteur, la variabilité cyclique de la température d'échappement est comparée à la variabilité cyclique de combustion. La température d'échappement est mesurée à la sortie du port, environ à 10 cm de la soupape d'échappement, et la variabilité cyclique de combustion est déterminée à partir de la fluctuation de la pression moyenne effective. Ce mémoire tente d'établir le lien entre la variabilité cyclique des températures d'échappement et la variabilité cyclique de combustion. Un capteur de température placé à la sortie du port d'échappement permettrait d'obtenir de l'information supplémentaire sur la stabilité de combustion du moteur. Celui-ci pourrait ainsi permettre d'influencer, via le calculateur, les paramètres de fonctionnement du moteur afin de maintenir le moteur dans un régime d'opération optimum. D'autres travaux ont été réalisés sur le sujet mais toujours en utilisant des méthodes de reconstruction de la température d'échappement à la sortie de la chambre à partir de la lecture de deux thermocouples de diamètres différents. Les principaux travaux réalisés au cours de ce mémoire utilisent directement la température mesurée à partir de thermocouples de petits diamètres (25.4 et 50.8 μm) sans techniques de compensation de température. Deux articles ont été rédigés sur le sujet lors de l'étude. La première partie de l'étude porte sur l'étude de la variabilité cyclique des températures d'échappement à partir d'un capteur de température isolé (habituellement utilisé dans les turbines à gaz) et d'un boîtier de post-traitement du signal développé par la compagnie Nexum Research Corporation de Kingston en Ontario. La deuxième partie du mémoire porte sur l'étude de la variabilité cyclique des températures d'échappement à partir de la lecture de thermocouples de petits diamètres insérés à la sortie du port d'échappement. Dans la deuxième partie, un algorithme de reconstruction du signal de température à partir de la lecture de deux thermocouples de diamètres différents a aussi été exploré. L'hypothèse principale utilisée pour les deux parties de ce mémoire est qu'il y a une corrélation positive entre la variabilité cyclique de combustion et la variabilité cyclique des températures d'échappement. Les résultats obtenus à l'aide du capteur de température isolé montrent qu'il y a une corrélation entre la variabilité cyclique du signal obtenu du capteur de température et la variabilité cyclique de combustion lorsque des groupes de cycle successifs sont utilisés afin de calculer les coefficients de variation. Par contre, le signal du capteur est sensible au régime de fonctionnement du moteur comme le montre les tests réalisés à différentes vitesses de rotation et couples moteur. Les travaux réalisés lors de la deuxième partie montrent premièrement les limites d'une méthode de reconstruction utilisée afin de déterminer la variabilité cyclique des températures d'échappement. Par la suite, les

résultats obtenus montrent qu'il existe un lien entre les coefficients de variation de la pression moyenne effective et celui de la température maximale lorsque des groupes de cycles successifs sont utilisés. Aussi, un lien est observable lorsque les valeurs de température maximale et de pression moyenne effective pour chaque cycle sont utilisées. La corrélation est toujours meilleure entre les paramètres de température et la variabilité cyclique de combustion lorsque celle-ci est plus élevée. En conclusion, la variabilité cyclique de combustion se reflète dans la variabilité cyclique des températures d'échappement pour les tests réalisés avec différents rapports air carburant, différentes avances à l'allumage et différentes avances à l'injection. L'intensité de la corrélation dépend du test réalisé. Ainsi, lorsque le régime d'opération du moteur est stable, comme lors de la variation du couple à vitesse constante et de la vitesse de rotation à couple constant, les résultats obtenus sont moins significatifs.

Mots clés : Moteur à allumage commandé, variabilité cyclique de combustion, température d'échappement.

STUDY OF THE CYCLE TO CYCLE VARIATIONS OF COMBUSTION OF A SPARK IGNITED ENGINE FROM EXHAUST TEMPERATURE MEASUREMENTS

Francis MOREY

ABSTRACT

This thesis consists of a study of cyclic variability of exhaust gas temperature of a spark ignited engine. For different engine working conditions, the cyclic variability of exhaust gas temperature is compared to cyclic variability of combustion. Exhaust gas temperature is measured at the exhaust port exit, at about 10 cm from the exhaust valve and cyclic variation of combustion is determined from cyclic variation of the indicated mean effective pressure obtained from in cylinder pressure measurements. This thesis tends to establish the link between the cyclic variability of exhaust gas temperature and combustion cyclic variability. A temperature sensor placed at the exhaust port exit could be used to obtain additional information on the engine working conditions and its stability. The sensor could be used to infer on the engine working parameters, from an input given to the electronic control unit, to keep the engine at optimum working condition. Other studies have been done on the subject but always using thermocouple compensation techniques from the reading of two thermocouples of different diameters. The principal part of the work done in this study uses the temperature reading directly obtained from two thermocouples of very small diameter (25.4 and 50.8 μm) without any temperature compensation techniques. Two articles have been written on the subject during the study. The first part of the work was done using a sheathed exhaust temperature sensor (usually used in gas turbines) and a signal processing technique developed by the company Nexum Research Corporation, located in Kingston Ontario. The second part of the work studies the exhaust gas temperature cyclic variability from the reading of small diameter thermocouples inserted at the exhaust port exit. During this part of the study, a temperature compensation technique from the reading of two thermocouples of different diameter was also explored. The principal hypothesis for the two parts of this thesis was that there will be a positive correlation between cyclic variability of combustion and cyclic variability of exhaust gas temperature. The results obtained from the first part of the work done with a sheathed exhaust gas temperature thermocouple was that there is a positive correlation between the variation of the signal of the temperature sensor and the cyclic variability of combustion when groups of successive cycles are used to evaluate the respective coefficients of variation. Also, the signal obtained from the sensor is sensible to the engine working conditions. The results obtained at different speed and load showed that the signal obtained from the sheathed temperature sensor could vary for a given value of combustion cyclic variability. The work done during the second part of the study shows firstly, the limits associated with a temperature reconstruction technique used to determine cyclic variation of combustion. Secondly, the results obtained from the temperature measurements show that a positive correlation exists between the cyclic variation of mean effective pressure and the cyclic variation of maximum exhaust gas temperature when groups of successive cycles are used to calculate the different coefficients of variation. Also, a link exists when all values of mean effective pressure and maximum

temperature from a particular test (250 consecutive cycles) are drawn together. For both cases, the correlation is stronger when cyclic variation of combustion is higher. In conclusion, cyclic variability of combustion is reflected in cyclic variability of exhaust temperature for tests done at different air fuel ratios, different spark timing and different injection timing. The intensity of the correlation depends on the test done. When the engine operates in a stable regime, when the engine load is varied at constant speed or when the engine speed is varied at constant load, the results obtained are less significant.

Keywords: Spark ignited engine, cyclic variability of combustion, exhaust temperature.

TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	3
1.1 Variabilité cyclique de combustion	3
1.2 Diagnostique de fonctionnement à partir d'une mesure externe	5
1.3 Mesure des températures des gaz d'échappement	7
1.4 Variabilité cyclique des températures d'échappement	10
1.5 Contribution de ce travail à la recherche	12
CHAPITRE 2 CHAPITRE TECHNIQUE	13
2.1 Moteur à combustion interne	13
2.2 Pression Moyenne Effective Indiquée	15
2.3 Avance à l'allumage	16
2.4 Rapport air carburant	16
2.5 Échappement des gaz.....	17
2.5.1 Comportement de la température des gaz d'échappement	17
2.5.2 Détection de la variabilité cyclique de combustion à partir de la température des gaz d'échappement	18
CHAPITRE 3 COMPARISON OF THE CYCLIC VARIABILITY OF AN EXHAUST GAS TEMPERATURE SENSOR AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENTS	20
3.1 Introduction.....	20
3.2 Méthodologie	21
3.2.1 Montage expérimental	21
3.2.2 Système d'acquisition et de traitement des données.....	26
3.3 Expérimentations et présentation des résultats : capteur de variation de TGE.....	28
3.3.1 Effet du coefficient d'excès d'air.....	28
3.3.2 Effet de l'avance à l'allumage	29
3.3.3 Effet du couple.....	31
3.3.4 Effet de la vitesse de rotation.....	32
3.4 Discussion des résultats : capteur de la variation de TGE	34
3.5 Conclusion du chapitre	36
CHAPITRE 4 CYCLE BY CYCLE VARIATION OF MEASURED EXHAUST TEMPERATURE AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENT	37
4.1 Introduction.....	37
4.2 Méthodologie	37
4.2.1 Capteur de température.....	38
4.2.2 Montage expérimental	40

4.2.3	Système d'acquisition et de traitement des données.....	40
4.3	Méthode d'analyse 1 : Reconstruction du profil de température.....	41
4.3.1	Données brutes et filtrage	41
4.3.2	Paramètres de température utilisés.....	43
4.3.3	Présentation des résultats : reconstruction du profil de température	45
4.3.4	Discussion de la méthode 1 : Reconstruction du profil de température	46
4.4	Méthode d'analyse 2 : Utilisation des températures mesurées	47
4.4.1	Présentation des résultats de température mesurée.....	47
4.4.2	Effet du coefficient d'excès d'air.....	48
4.4.3	Effet de l'avance à l'allumage	51
4.4.4	Effet de l'avance à l'injection.....	52
4.4.5	Effet de la vitesse de rotation.....	54
4.4.6	Effet du couple moteur.....	56
4.4.7	Discussion de la méthode 2 : Utilisation des températures mesurées.....	58
4.5	Conclusion du chapitre	60
	CONCLUSION.....	61
	RECOMMANDATIONS	63
ANNEXE I	MÉTHODE DE RECONSTRUCTION DE TEMPÉRATURE	64
ANNEXE II	PROGRAMME DE RECONSTRUCTION DE TEMPÉRATURE	68
ANNEXE III	THERMOCOUPLES UTILISÉS.....	82
ANNEXE IV	ARTICLE 1: COMPARISON OF THE CYCLIC VARIABILITY OF AN EXHAUST GAS TEMPERATURE SENSOR AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENTS	83
ANNEXE V	ARTICLE 2: CYCLE BY CYCLE VARIATION OF MEASURED EXHAUST TEMPERATURE AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENT	84
	LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	85

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 4.1 Série de tests réalisés avec micro thermocouples	38
Tableau 4.2 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction du coefficient d'excès d'air, 1500 tr/min, 262 kPa de PMEI et avance MBT.....	50
Tableau 4.3 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction de l'avance à l'allumage, 1500 tr/min, 262 kPa de PMEI et $\lambda=1.00$	52
Tableau 4.4 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction de l'avance à l'injection, 1500 tr/min, 393 kPa de PMEI, avance à l'allumage MBT et $\lambda=1.10$	54
Tableau 4.5 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction de la vitesse de rotation, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEI et avance MBT. ..	55
Tableau 4.6 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction du couple, 1500 rpm, $\lambda=1.10$ et avance MBT.	57

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1 Moteur à essence à injection directe.	14
Figure 2.2 Injection d'essence dans le port d'admission.....	14
Figure 2.3 Fonctionnement du moteur 4 temps.....	15
Figure 2.4 Effet de l'avance à l'allumage sur la PMEI	19
Figure 3.1 Montage expérimental.	22
Figure 3.2 Ordinateur programmable AEM.	23
Figure 3.3 Sonde à oxygène Horiba et contrôleur.....	23
Figure 3.4 Boîtier d'acquisition SBC-68.....	24
Figure 3.5 Capteur de pression Kistler.....	24
Figure 3.6 Capteur de température et boîtier de compensation.....	25
Figure 3.7 Fenêtre du programme Labview utilisé pour l'acquisition des signaux.	27
Figure 3.8 Effet du coefficient d'excès d'air, CV de PMEI et de TGE. Test réalisé à 1500 tr/min, 40N.m et $\lambda = 1.1$	29
Figure 3.9 Effet de l'avance à l'allumage, CV de PMEI et de TGE. Test réalisé à 2000 tr/min, 30N.m et $\lambda = 1.1$	30
Figure 3.10 Effet de l'avance à l'allumage, CV de PMEI et de TGE. Test réalisé à 1000 tr/min, 30N.m et $\lambda = 1.3$	30
Figure 3.11 Effet du couple, CV de PMEI et de TGE. Tests réalisés à 1500 tr/min, 30, 40 et 50N.m, avance à l'allumage constante.....	31
Figure 3.12 Effet du couple, CV de PMEI et de TGE. Tests réalisés à 1500 tr/min, 30, 40 et 50N.m, avance MBT.....	32
Figure 3.13 Effet de la vitesse, CV de PMEI et de TGE. Tests réalisés à 1000 tr/min, 40 N.m, avance MBT.....	33

Figure 3.14	Effet de la vitesse, CV de PMEI et de TGE. Tests réalisés à 1500 tr/min, 40 N.m, avance MBT.....	33
Figure 4.1	Capteur de température à deux micro-thermocouples.	39
Figure 4.2	Capteur de température dans la tubulure d'échappement.	39
Figure 4.3	Données brutes de température pour un cycle, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.....	42
Figure 4.4	Données brutes de température pour 240° de vilebrequin, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.	43
Figure 4.5	Phasage de l'ouverture et de la fermeture de la soupape d'échappement.....	44
Figure 4.6	Température mesurée et reconstruite pour un cycle, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.....	45
Figure 4.7	CV de PMEI, de T_{max} et T_{moy} pour deux thermocouples de 25.4 et 50.8 μm , 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.....	46
Figure 4.8	CV de PMEI, de T_{max} , et T_{moy} pour les deux thermocouples (25.4 et 50.8 μm), 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.....	48
Figure 4.9	Valeurs cycle-à-cycle de PMEI et de T_{moy} , thermocouple de 25.4 μm , 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.....	49
Figure 4.10	Valeurs cycle-à-cycle de PMEI et de T_{max} , thermocouple de 25.4 μm , 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.....	50
Figure 4.11	Valeurs cycle-à-cycle de PMEI et de T_{max} , thermocouple de 25.4 μm seulement, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.	51
Figure 4.12	CV de T_{max} et de T_{moy} en fonction du CV de PMEI, 1500 tr/min, $\lambda=1.10$, 393 kPa de PMEF et avance MBT.....	53
Figure 4.13	CV de PMEI, T_{max} et de T_{moy} en fonction de la vitesse de rotation, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEI et avance MBT.....	55
Figure 4.14	CV de PMEI, T_{max} et de T_{moy} en fonction du couple moteur, 1500 rpm, $\lambda=1.10$, avance MBT.....	57

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CV	Coefficient de variation
PMEI	Pression moyenne effective indiquée
VCC	Variabilité cyclique de combustion
tr/min	Tours par minute
MBT	Minimum (spark advance for) best torque
CO	Monoxide de carbone
CO ₂	Dioxyde de carbone
NO _x	Oxydes d'azote
NO	Monoxyde d'azote
NO ₂	Dioxyde d'azote
O ₂	Oxygène
A/E	Rapport air/essence
TGE	Température des gaz d'échappement
PMH	Point mort haut
T _{maxR}	Température maximale reconstruite
T _{moyR}	Température moyenne reconstruite
OSE	Ouverture soupape d'échappement
FSE	Fermeture soupape d'échappement
HC	Hydrocarbures imbrulés
P _{max}	Pression maximale
θ_{Pmax}	Angle de vilebrequin correspondant à la pression maximale
$(dP/d\theta)_{max}$	Taux maximum d'augmentation de pression
$\theta(dP/d\theta)_{max}$	Angle de vilebrequin correspondant au taux maximum d'augmentation de pression
$(dQ/d\theta)_{max}$	Taux maximum de dégagement de chaleur
$(dX_b/d\theta)_{max}$	Taux maximum d'augmentation de la fraction massique brûlée
$\Delta\theta_d$	Le délai d'allumage
$\Delta\theta_b$	La durée de la combustion

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Φ	Richesse (rapport A/E stoechiométrique/ rapport A/E actuel)
λ	Coefficient d'excès d'air (rapport A/E actuel / rapport A/E stoech
	iométrique)
m	Mètre
μm	Micro mètre
mm	Millimètre
N.m	Newton-mètre
K	Degré Kelvin
°C	Degré Celcius

INTRODUCTION

Il y a présentement plus d'un milliard de véhicules routiers en circulation sur la planète (CARFREE France 2009). Aux Etats-Unis, le secteur du transport contribue à 33 % des émissions de gaz à effet de serre du pays (U.S. Energy Information Administration 2009). La contribution de l'automobile face aux changements climatiques et à la pollution atmosphérique est indiscutable. Malgré cela, le moteur à combustion interne reste le seul moyen de propulsion des véhicules routiers, mis à notre disposition, capable de remplir pleinement les demandes des consommateurs en ce qui a trait à l'autonomie du véhicule et à la puissance développée.

De nos jours, le moteur à essence d'une voiture neuve n'émet que très peu de gaz polluants. Les principaux polluants réglementés sont les oxydes d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO) et les hydrocarbures imbrûlés (HC). Le dioxyde de carbone (CO_2) émis lors de la combustion est un gaz à effet de serre et n'est pas réglementé pour l'instant. La diminution des émissions polluantes est due aux évolutions technologiques que ce type de motorisation a subi au cours des 20 dernières années : le pot catalytique 3 voies, l'injection électronique, l'élimination du plomb et la réduction du soufre contenu dans l'essence.

Malgré ces améliorations, beaucoup d'efforts sont encore déployés afin de développer des capteurs permettant de surveiller le fonctionnement du moteur et la qualité de la combustion. Les principaux objectifs de ces travaux restent la réduction de la consommation de carburant et des émissions polluantes ainsi que l'augmentation des performances. Ces capteurs sont la plupart du temps utilisés afin de mesurer la présence de certains composés chimiques présents dans la chambre de combustion, la pression ou la température. Les efforts se tournent principalement vers des capteurs étant capables de survivre dans des conditions extrêmes, offrant une bonne fiabilité à long terme et à un faible coût.

Dans cet optique, ce mémoire présente une étude de la variation cyclique des températures d'échappement d'un moteur à allumage commandé pour différents paramètres de

fonctionnement. Le but principal du travail est de vérifier la corrélation entre la variabilité cyclique de combustion, déterminée à l'aide de mesures de pression dans le cylindre, et la variabilité cyclique des températures d'échappement.

En fait, la mesure de la température réelle à la sortie de la chambre de combustion est une tâche difficile due à la variation extrêmement rapide de celle-ci et à la nature turbulente de l'écoulement des gaz. Des thermocouples de très petits diamètres, ayant donc un temps de réponse très court, ont été insérés dans la tubulure d'échappement afin de mesurer la température à la sortie de la chambre de combustion. Les données de température sont par la suite traitées et comparées aux données de pression dans le cylindre afin d'observer si la température des gaz d'échappement peut être un bon indicateur des phénomènes de combustion à l'intérieur du cylindre.

Deux articles ont été rédigés suite aux travaux réalisés durant ce travail. Ce mémoire est donc présenté sous la forme d'un mémoire par articles sous forme classique abrégée. On y retrouve premièrement une revue de littérature générale. Celle-ci sera suivie d'un chapitre technique permettant au lecteur de mieux comprendre un travail de recherche effectué sur des moteurs à combustion interne. Par la suite, un résumé substantiel de la recherche avec référence aux articles rédigés est présenté tandis que les articles sont disponibles en annexe. Le mémoire se termine par une conclusion sur les principaux résultats obtenus.

CHAPITRE 1

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Variabilité cyclique de combustion

La variabilité cyclique de combustion (VCC) est un phénomène bien connu dans le fonctionnement des moteurs à combustion interne. Même lors d'un fonctionnement stable, c'est-à-dire lorsque les conditions d'opération ne changent pas (position du papillon, charge appliquée et rapport air/essence constants), l'énergie dégagée durant des cycles successifs n'est pas exactement la même. Ce phénomène est facilement quantifiable par la mesure de la fluctuation de pression à l'intérieur de la chambre. Comme il est rapporté par (Ozdor, Dulger et al. 1996), ces variations dans le travail dégagé sont dues à la variation de la turbulence dans le cylindre et à l'intensité de celle-ci, à la variation du rapport air/essence global (dans tout le cylindre) et local (près de la bougie), à la variation de la vitesse de l'écoulement près de la bougie, à la variation dans le mélange des gaz d'échappement et des gaz frais à l'intérieur du cylindre et finalement, aux variations de remplissage du cylindre. D'autres facteurs comme l'orientation de la bougie, la forme de celle-ci et le rapport air/essence global d'opération du moteur par exemple, n'influencent pas directement la VCC mais influencent son intensité.

Plusieurs paramètres sont mesurés et utilisés afin de donner une mesure de l'intensité de la VCC. Basé sur (Heywood 1988), ces paramètres sont classés selon quatre catégories principales : paramètres reliés à la pression, ceux reliés à la combustion, ceux reliés au front de flamme et les paramètres reliés aux gaz d'échappement. Les paramètres reliés à la pression dans le cylindre sont un choix naturel puisqu'ils sont facilement mesurables à l'aide d'un capteur de pression qui peut être incorporé à la bougie d'allumage. Plusieurs indicateurs de la variabilité cyclique peuvent être tirés de la prise de pression à l'intérieur de la chambre : la pression maximale (P_{\max}), l'angle de vilebrequin correspondant à la pression maximale ($\theta_{P_{\max}}$), le taux maximum d'augmentation de pression $(dP/d\theta)_{\max}$, l'angle auquel il survient $\theta(dP/d\theta)_{\max}$ et finalement la variation de la Pression Moyenne Effective Indiquée (PMEI).

Les indicateurs de variabilité cyclique reliés à la combustion sont le taux maximum de dégagement de chaleur $((dQ/d\theta)_{\max})$, le taux maximum d'augmentation de la fraction massique brûlée $((dX_b/d\theta)_{\max})$, le délai d'allumage, $(\Delta\theta_d)$, la durée de la combustion $(\Delta\theta_b)$ et le temps depuis l'allumage jusqu'à ce qu'une certaine fraction du carburant soit brûlée $(\Delta\theta_{xb})$. Tous ces paramètres sont tirés de prises de pression à l'intérieur de la chambre. Les autres paramètres indicateurs de la VCC sont les paramètres liés au front de flamme qui eux, sont le plus souvent obtenus à l'aide de méthodes optiques ou de techniques mesurant le courant d'ions dégagés par la combustion dans la chambre. Pour leur part, les paramètres reliés aux gaz d'échappement sont basés sur la mesure des différents composés chimiques.

Un nombre limité de paramètres sont le plus souvent utilisés comme indicateurs de la VCC. Ces paramètres sont P_{\max} , $\theta_{P_{\max}}$ et la PMEI, le rayon équivalent de la flamme (r_f) et le déplacement du noyau de la flamme du centre de la bougie d'allumage (d_f) (Ozdor, Dulger et al. 1996). De ceux-ci, les trois premiers sont les plus faciles à acquérir mais sont limités à une estimation globale de la variation cyclique. Si l'avance à l'allumage est réglée à l'avance minimum pour le maximum de couple (Minimum spark advance for Best Torque, MBT), la variation cyclique de P_{\max} sera prédominante sur les autres paramètres. Si l'intérêt est porté sur le développement de la flamme, alors le paramètre le plus représentatif sera $\theta_{P_{\max}}$. La variabilité cyclique de la PMEI est le paramètre le plus utilisé afin d'indiquer le comportement du moteur sur la combustion en général. Le plus souvent, l'intensité de variabilité cyclique est définie avec le Coefficient de Variation (CV) de la PMEI. Ce coefficient est défini à partir d'un groupe de cycles consécutifs et se calcule de la façon suivante : l'écart-type de la PMEI d'un nombre de cycles consécutif, divisé par la moyenne de la PMEI de ce même groupe de cycles (Heywood 1988), le tout en pourcentage, tel qu'exprimé par l'équation 1.1.

$$CV_{PMEI}(\%) = \frac{\sigma_{PMEI}}{PMEI} \times 100 \quad (1.1)$$

Tel que rapporté par (Heywood 1988), un niveau de variabilité cyclique trop élevé est associé à une perte de puissance, une diminution de l'efficacité thermodynamique et une variation

dans le travail effectué. Ce phénomène entraîne une augmentation de la consommation de carburant et un fonctionnement instable du véhicule qui se traduit par un désagrément pour l'utilisateur.

1.2 Diagnostic de fonctionnement à partir d'une mesure externe

Plusieurs paramètres sont proposés dans la littérature afin de détecter les anomalies d'un moteur en fonctionnement ou d'obtenir des informations sur son état de marche. Des paramètres autres que ceux utilisés habituellement, comme l'utilisation d'une sonde à oxygène dans l'échappement, pourraient être utilisés afin d'avoir de l'information supplémentaire ou complémentaire sur le fonctionnement d'un moteur.

(Abu-Qudais 1996) a utilisé la mesure des températures d'échappement pour détecter les cliquetis et l'auto-allumage. Utilisé en remplacement d'un accéléromètre ou d'un capteur de pression à l'intérieur du cylindre, un thermocouple placé dans l'échappement peut détecter la subite diminution des températures d'échappement lorsque le moteur entre en cliquetis. Une fois que le cliquetis est détecté, il peut être éliminé en retardant l'avance à l'allumage. Lors de l'expérimentation de (Abu-Qudais 1996) le cliquetis était provoqué en augmentant progressivement l'avance à l'allumage. Par la suite, la chute de température était déterminée en comparant les températures avec celles obtenues sans cliquetis lors de l'utilisation d'un carburant à indice d'octane plus élevé. Les résultats montrent que les températures d'échappement diminuent de 75 °C à pleine ouverture papillon à un régime de 2000 tours par minute (tr/min) lorsque le cliquetis est important. Cette diminution de la température est due au transfert de chaleur aux parois qui est trois fois plus important que pour la combustion normale. Le système de contrôle décrit par l'auteur comprendrait un thermocouple relié à un microprocesseur qui compare le signal reçu du thermocouple avec les signaux reçus des autres capteurs afin de déterminer s'il y a apparition de cliquetis pour le régime de fonctionnement en cours. Le système décide par la suite d'agir, afin de retarder l'avance par exemple. Ce type de capteur permettrait une détection du cliquetis, avec l'utilisation de

cartographies spécifiques au signal reçu du capteur de température, sans être affecté par le niveau de bruit du moteur.

La mesure des vibrations émises par le moteur peut aussi fournir de l'information très pertinente afin de détecter le fonctionnement anormal d'un moteur à combustion. (deBottom, Ben-Ari et al. 1999) ont étudié les vibrations émises sur les trois principaux axes d'un moteur Volkswagen 1.3 l, sans charge, à un régime de 1700 tr/min. L'endroit optimal trouvé afin d'installer l'accéléromètre était sur le côté du bloc moteur, perpendiculaire au vilebrequin. La réponse, dans le domaine fréquentiel, lorsque le moteur fonctionnait normalement était comparée au spectre fréquentiel émis lorsqu'une défectuosité était intentionnellement introduite. L'apparition d'anomalies telles que la déconnection d'une bougie d'allumage, une avance à l'allumage trop grande ou retardée, une bougie d'allumage usée ou n'ayant pas le bon espacement entre les électrodes et un support moteur mal boulonné ont tous été détectés dans la signature du spectre fréquentiel. Les résultats recueillis permettent d'affirmer que, par exemple, l'apparition de vibrations correspondant à des fréquences anormales peut être un avertissement que le moteur ne fonctionne pas idéalement. L'apparition d'un pic de vibration à la fréquence naturelle indique qu'un problème mécanique permet au moteur de vibrer à la même fréquence que la rotation du vilebrequin.

La mesure de la pression des gaz d'échappement, a été utilisée par (Chiavola 2003) afin de détecter la détonation et les ratés d'allumage dans un moteur 4 cylindres à allumage commandé. Un emplacement unique est requis pour la prise de pression dans l'échappement, là où les quatre tuyaux du collecteur se rencontrent. L'analyse du signal est faite dans le domaine fréquentiel. Les données de pression d'un fonctionnement normal sont comparées à celles obtenues lorsque des ratés d'allumage étaient intentionnellement produits. Grâce à un encodeur placé sur le vilebrequin du moteur et de la lecture de pression, il est possible de retracer le cylindre fautif lors du fonctionnement du moteur.

1.3 Mesure des températures des gaz d'échappement

La mesure des températures d'échappement est habituellement effectuée à partir de deux méthodes : l'utilisation de thermomètre résistif à fil fin, comme l'ont fait (Heywood and Caton 1980), ou à l'aide de paires de thermocouples et de techniques de compensation comme l'ont fait (Kar, Roberts et al. 2004), (Kar, Swain et al. 2006) et (Tagawa and Ohta 1997).

Dans le travail de (Heywood and Caton 1980), les thermomètres résistifs d'un très petit diamètre ont été utilisés. L'article présentait une étude analytique et expérimentale ayant pour but de développer un modèle du transfert de chaleur instantané dans le port d'échappement d'un moteur à allumage commandé. La température à la sortie du port d'échappement était mesurée afin de contribuer à la modélisation et faire la vérification des mesures obtenues du modèle analytique. Les auteurs ont présumé que la température mesurée équivalait à la température réelle à la sortie du port d'échappement. Cette hypothèse signifiait que le temps de réponse du capteur était quasi instantané. Les fils utilisés étaient faits de tungstène, d'un diamètre de 9 μm et d'une longueur de 8 mm. Un courant constant était appliqué sur ceux-ci et la température du fil était directement reliée à la variation de la résistance, qui elle était proportionnelle à la chute de voltage mesurée. Un tel dispositif requiert une calibration à l'aide de conditions contrôlées dans un four électrique. Le capteur était situé au centre de la tubulure à 11.4 cm de la face de la soupape. Les auteurs ont fait la remarque qu'il y a une variation de la température mesurée selon la position du capteur dans le plan de mesure de la conduite. Des mesures de température prises à cinq endroits différents sur la verticale montrent qu'en général, le profil de température est le même et la variation observée était au plus $\pm 8\%$. La température au centre de la tubulure était une approximation de la température moyenne du plan de mesure et cette location a été utilisée pour toutes les prises de mesures de l'article. Pour le cas de base, la variation cyclique observée des températures maximales était de l'ordre de 3%. Le phénomène a été observé mais aucun lien n'a été fait entre la variation des températures d'échappement et la variation du travail. Les températures maximales atteintes lors de l'ouverture de la soupape étaient de l'ordre de 1000

K. Les thermomètres résistifs ont un temps de réponse adéquat pour une telle mesure mais leur utilisation est plus compliquée, ils sont plus difficiles à utiliser et à entretenir et sont plus coûteux que l'utilisation de thermocouples standards. Il serait donc surprenant que ce type de capteur soit utilisé dans l'avenir afin de diagnostiquer le fonctionnement moteur.

D'autres techniques peuvent aussi être utilisées afin d'estimer la température réelle à la sortie de la chambre. L'une d'elle, utilisée par (Tagawa and Ohta 1997) pour la mesure des flammes turbulentes utilise deux micro thermocouples de diamètres différents et la méthode des moindres carrés afin de reconstruire le profil de température d'un écoulement turbulent. L'hypothèse principale utilisée lors de l'utilisation de cette technique est que, si les transferts de chaleur par conduction et par radiation sont négligés et que les thermocouples sont placés très près l'un de l'autre de façon à être soumis à la même température, la température des gaz (T_g), pour chacun des thermocouples peut être définie par :

$$\begin{aligned} T_{g1} &= T_1 + \tau_1 \frac{dT_1}{dt} \\ T_{g2} &= T_2 + \tau_2 \frac{dT_2}{dt} \end{aligned} \quad (1.2)$$

Dans l'équation 1.2, T_{g1} est la température reconstruite du thermocouple 1, T_{g2} est la température reconstruite du thermocouple 2, T_1 et T_2 sont les températures mesurées obtenues des thermocouples 1 et 2. Finalement τ_1 et τ_2 sont les constantes de temps associées aux deux thermocouples et dT_1/dt et dT_2/dt sont les dérivées par rapport au temps des températures mesurées des thermocouples 1 et 2.

Par la suite, comme les deux thermocouples détectent la même température, la température des gaz est la même que celle mesurée par les thermocouples.

$$T_g = T_{g1} = T_{g2} \quad (1.3)$$

Cette méthode permet la compensation du temps de réponse des thermocouples sans avoir à trouver de ratio de constante de temps. Il n'est pas nécessaire de connaître le diamètre des thermocouples utilisés. De plus, en principe, les caractéristiques géométriques et leurs changements dus à la poussière et à la corrosion ont peu d'influence sur l'estimation des constantes de temps. Peu d'incertitudes sont introduites avec cette méthode de reconstruction comparativement à ce qui avait été fait au préalable. Les thermocouples utilisés par l'auteur sont de type R (platine et platine/13% rhodium). Les diamètres utilisés sont, une paire de 40 et 100 μm (0.00157'' et 0.00394'') et une paire de 25 et 60 μm (0.00098'' et 0.00236'').

Grâce aux équations 1.2 et 1.3 et le reste du détail des calculs présentés à l'annexe I, il est possible de déterminer les constantes de temps moyennes pour l'ensemble des valeurs mesurées. En premier lieu, 5000 valeurs consécutives de température sont utilisées afin de déterminer une constante de temps moyenne pour chaque thermocouple. Il n'est pas nécessaire d'utiliser toutes les valeurs mesurées afin de déterminer ces constantes de temps. Par la suite, les auteurs proposent d'utiliser une fenêtre mobile afin de déterminer une constante de temps variable pour chaque valeur de température mesurée avec un nombre réduit de données de température. Dans cette étude, la fenêtre temporelle utilisée est d'une fois et demie la constante de temps moyenne du plus petit thermocouple de la paire. Ce paramètre a été déterminé à partir des données expérimentales. Les résultats obtenus par l'auteur montrent que, pour des plages de température mesurées de l'ordre de 400 à 1300 K, l'utilisation d'une constante de temps unique, moyenne et constante, conduira à une mesure erronée des températures d'une combustion turbulente. L'utilisation d'une constante de temps constante introduira des erreurs systématiques dans de tel cas. L'utilisation d'une constante de temps variable améliore les résultats.

(Kar, Roberts et al. 2004) ont utilisé la mesure obtenue de paires de thermocouples de diamètres différents et des méthodes de compensations sophistiqués afin de calculer la température instantanée des gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne. L'auteur affirme que l'amélioration des techniques de compensation des thermocouples est le moyen le plus efficace afin d'augmenter leur spectre d'utilisation de cette méthode sans en

augmenter le coût et les besoins techniques. L'hypothèse habituelle, utilisée par les auteurs, soutient qu'en l'absence de conduction et de radiation, la relation entre la température du gaz et celle de la jonction chaude est la même qu'aux équations 1.2 et 1.3. Les auteurs ont utilisé un filtre de Kalman et un modèle linéaire dynamique afin de filtrer le signal, de déterminer une constante de temps variable et de reconstruire le signal de température. Des thermocouples de .002'', .003'' et .005'' ont été utilisés. La lecture de température était prise par les trois différents thermocouples en même temps, ce qui permettait la reconstruction de la température à partir de trois paires différentes. La méthode de reconstruction de température utilisée dans ce travail utilise seulement une certaine fréquence d'acquisition du signal de température. La largeur de bande du signal de température doit être réduite pour ne pas introduire d'erreur lors de la reconstruction du signal. En effet, lorsque les auteurs utilisent un signal bruyant, obtenu d'une fréquence d'acquisition élevée, le bruit est amplifié lors de la reconstruction et les résultats deviennent erronés. La reconstruction de température introduite par les auteurs permet de retrouver les principales caractéristiques de la fluctuation de la température des gaz d'échappement à la sortie de la chambre.

1.4 Variabilité cyclique des températures d'échappement

La mesure des températures des gaz d'échappement a aussi été utilisée afin de détecter la variabilité cyclique de combustion. (Gardiner and Bardon 2005) ont utilisé un thermocouple isolé de type K, habituellement utilisé dans les turbines à gaz, couplé à un système de conditionnement et de traitement du signal. La variation du signal reçu des températures était comparée à la variation de la PMEI. Le système de post-traitement était en mesure de déterminer un niveau de variabilité cyclique des gaz d'échappement à partir du traitement des températures mesurées. Naturellement, un tel système a un temps de réponse beaucoup trop long afin de mesurer la température réelle lors de la sortie des gaz du port d'échappement. Le traitement du signal avait pour but de déceler le changement relatif entre les températures maximales d'un cycle à l'autre. Le traitement réel du signal reste par contre inconnu car le système développé est en instance de brevet. Le signal obtenu du capteur était nommé signal de Variation des Gaz d'Échappement (VGE). L'étude a démontré qu'il existe une relation

entre les valeurs, pour des cycles individuels, du signal du capteur de Température des Gaz d'Échappement (TGE) et leur valeur respective de PMEI. Toutefois, le signal de TGE peut varier considérablement pour une même valeur de PMEI. La principale conclusion du travail est qu'il y a une bonne corrélation entre le CV de TGE et le CV de PMEI. La variation du rapport air/essence influence fortement la distribution du signal reçu du capteur de TGE par rapport à celle de la PMEI. La variation du signal de température des gaz due à l'augmentation du CV de PMEI causée par la variation de l'avance à l'allumage est plus faible. L'avance à l'allumage influence l'intensité de cette corrélation et de meilleurs résultats sont obtenus lorsque la variation du CV de PMEI est due à la variation du rapport air/essence ou lorsque l'avance à l'allumage est maintenue au point MBT.

La variabilité cyclique des gaz d'échappement a aussi été étudié par le même auteur (Kar, Swain et al. 2006) à l'aide de paires de thermocouples de différents diamètres et d'une méthode de compensation. Ces travaux font suite aux travaux réalisés en 2004 par (Kar, Roberts et al. 2004). Dans ces travaux, la période d'échappement était séparée en deux périodes, la première lorsque la soupape d'échappement est ouverte et la deuxième lorsque celle-ci est fermée. Avec cette méthode, la constante de temps obtenue durant la période d'ouverture de la soupape est plus petite et permet de ne pas surestimer la température des gaz. Seulement cette période de l'échappement est prise en considération dans l'article et la constante de temps utilisée afin de déterminer la température réelle est fixe. Afin d'évaluer la variabilité cyclique des gaz d'échappement, trois paramètres ont été déterminés à partir des températures compensées: la température moyenne, la température maximum et l'écart-type des températures recueillies lors de l'ouverture de la soupape. Ces évaluateurs ont été comparés à quatre paramètres moteur: la PMEI, la fraction massique brûlée 0-10%, la fraction massique brûlée 10-80% et la pression maximale dans le cylindre. Les auteurs affirment que selon les résultats, l'augmentation de la variabilité cyclique de combustion entraîne une augmentation de la variation de la température des gaz d'échappement. La température moyenne est le paramètre de température avec lequel les auteurs obtiennent la meilleure corrélation avec les paramètres de combustion. Ce paramètre est moins sensible aux variations introduites avec la méthode de reconstruction comparativement à l'utilisation

de la température maximale. La température reconstruite maximale est généralement proportionnelle à la fraction massique brûlée indépendamment du régime moteur et du couple.

1.5 Contribution de ce travail à la recherche

Comme en témoigne la description des travaux qui ont été réalisés jusqu'à présent, aucun n'a tenté de faire la relation entre la variabilité cyclique de combustion et la variation des températures mesurées à la sortie de la chambre de combustion. Les travaux précédents utilisaient des méthodes de reconstructions. Le but de ce travail est de faire le parallèle entre la variation cyclique des températures mesurées à la sortie du port d'échappement et la variation cyclique de combustion, cette dernière étant définie par la variation de la PMEI. L'hypothèse retenue est qu'une corrélation existe entre ces deux paramètres. Les objectifs principaux de ce mémoire sont les suivants :

- 1- Faire une première étude de la variabilité cyclique de la température des gaz d'échappement en utilisant un capteur de température isolé prévu à cette fin qui a été développé par la compagnie Nexum Research Corporation, située à Kingston en Ontario.
- 2- Faire l'étude la variabilité cyclique de la température des gaz d'échappement à l'aide de micro thermocouples et vérifier la performance d'une méthode de compensation de température.
- 3- Faire la synthèse des résultats obtenus et illustrer la possibilité d'utiliser le signal d'un capteur de température afin de diagnostiquer la variabilité cyclique de combustion d'un moteur en fonctionnement.

CHAPITRE 2

CHAPITRE TECHNIQUE

Ce chapitre fait un cours rappel du fonctionnement d'un moteur 4 temps à allumage commandé et de certains concepts nécessaires à la compréhension de ce travail.

2.1 Moteur à combustion interne

Deux types de moteurs à combustion interne sont principalement utilisés dans l'industrie automobile. Ils sont séparés en deux classes selon le type de carburant utilisé, essence ou diesel. Le moteur diesel est caractérisé par l'absence de papillon et de système d'allumage. La combustion par autoallumage s'effectue en injectant le carburant dans la chambre en fin de course de compression. La température de l'air à ce moment est plus élevée que la température d'auto inflammation du carburant et celui-ci s'enflamme. Ce type de moteur est encore très peu utilisé en Amérique du Nord dans le secteur du transport personnel dû aux normes antipollution plus sévères.

Plusieurs technologies sont disponibles pour le fonctionnement des moteurs à essence. Tous les moteurs offerts par les constructeurs sont maintenant munis d'un système d'injection séquentiel contrôlé électroniquement. Le terme injection séquentielle signifie que chaque injecteur, un par cylindre, injecte le carburant une seule fois pendant le cycle. Un cycle correspond aux quatre temps du moteur (Figure 2.3), c'est-à-dire 720° de rotation du vilebrequin. Deux types d'injection sont aussi disponibles; injection directe (Figure 2.1) et injection dans le port d'admission (Figure 2.2). Dans ce dernier type de moteur, l'injecteur est placé dans la tubulure d'admission, avant la soupape d'admission et injecte directement sur celle-ci. Au moment de l'injection, la soupape est fermée. Elle ouvre par la suite pour laisser entrer le mélange d'air et de carburant dans la chambre.

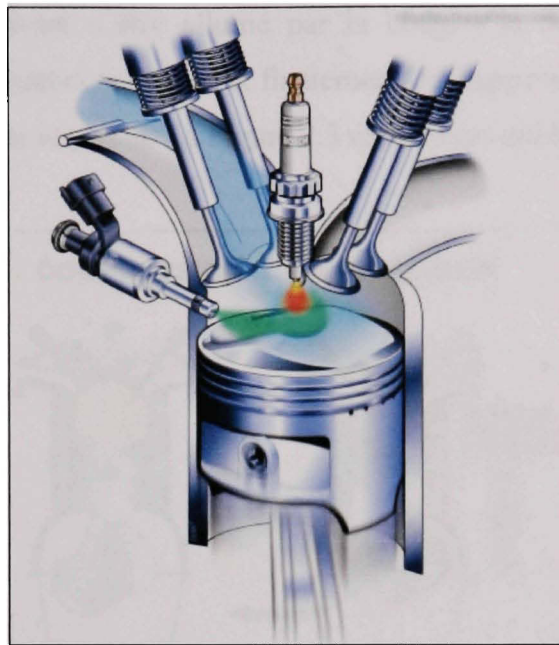


Figure 2.1 Moteur à essence à injection directe.

Tirée de http://z.about.com/d/mustangs/1/0/w/D/-/-/Ecoboost_05.jpg. Consulté le 16 décembre 2009.

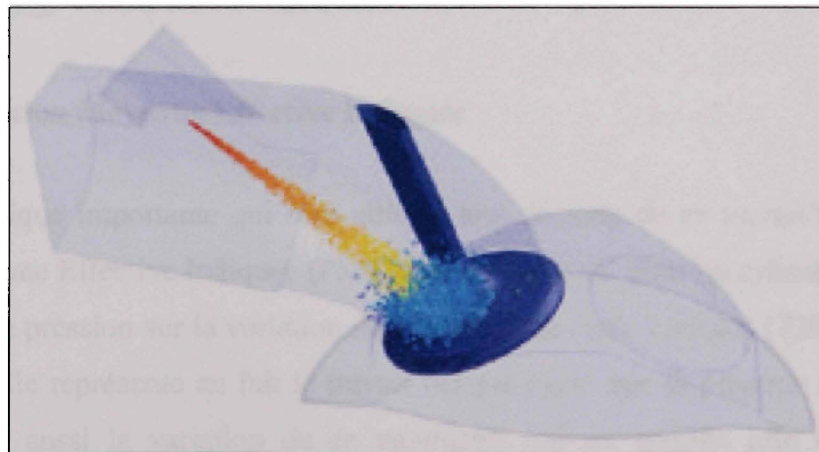


Figure 2.2 Injection d'essence dans le port d'admission.

Tirée de <http://www.fluent.com/about/news/newsletters/04v13i1/a16.htm>. Consulté le 16 décembre 2009.

Les quatre étapes de fonctionnement d'un moteur essence à 4 temps sont les suivantes : l'admission, où les gaz frais et le carburant entrent dans le cylindre; la compression, où le

mélange est comprimé avant d'être allumé par la bougie; la détente, où les gaz brûlés poussent le piston et produisent le travail, et finalement l'échappement, où les gaz brûlés sont expulsés de la chambre par le piston. La Figure 2.3 résume ces quatre étapes.

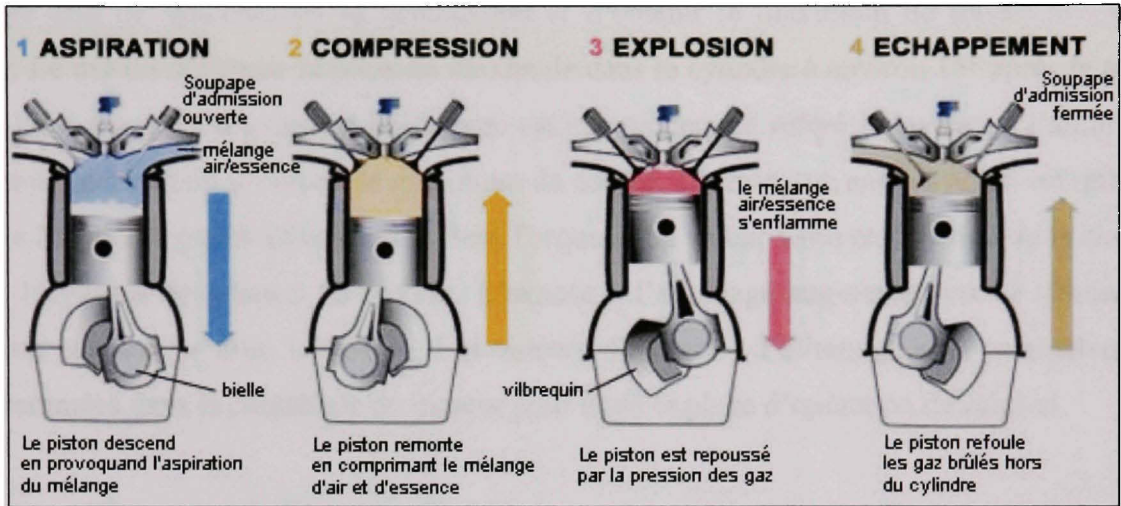


Figure 2.3 Fonctionnement du moteur 4 temps.

Tirée de <http://accel92.mettre-put-idata.over-blog.com/0/14/83/02/dossier-tech/moteur/cycle-moteur-4temps.jpg>. Consulté le 16 décembre 2009.

2.2 Pression Moyenne Effective Indiquée

Une caractéristique importante qui sera utilisée tout au long de ce travail est la notion de Pression Moyenne Effective Indiquée (PMEI). Elle se calcule, pour un cylindre, en effectuant l'intégrale de la pression sur la variation de volume d'un cycle complet (720° de rotation du vilebrequin). Elle représente en fait le travail net par cycle que la pression effectue dans le cylindre. C'est aussi la variation de ce paramètre qui est utilisée afin de quantifier la variabilité cyclique de combustion tel qu'illustrée à l'équation 1.1. Le calcul de la PMEI est présenté à l'équation 2.1 où P est la pression du cylindre, dV est le différentiel de volume et V_{tot} est le volume balayé par le cylindre.

$$PMEI = \frac{\int P dV}{V_{tot}} \quad (2.1)$$

2.3 Avance à l'allumage

Dans un moteur à allumage commandé, le phasage de l'allumage du mélange d'air et d'essence peut être modifié en changeant l'avance à l'allumage. L'avance à l'allumage est choisie afin de synchroniser la combustion et d'obtenir le maximum de travail à chaque cycle. Le but est d'obtenir la pression maximale dans le cylindre à environ 15° après le point mort haut. Ce point d'avance à l'allumage est habituellement référé à l'avance à l'allumage minimum permettant d'obtenir le maximum de couple. L'acronyme anglais MBT est utilisée pour « Minimum (spark advance for) Best Torque ». Sa valeur varie en fonction de la charge et de la vitesse de rotation du moteur. L'avance à l'allumage augmente avec la vitesse de rotation et diminue avec le couple. Les valeurs d'avance à l'allumage sont préalablement programmées dans le contrôleur du moteur pour toute la plage d'opération de celui-ci.

2.4 Rapport air carburant

Un moteur à allumage commandé fonctionne idéalement avec un mélange stœchiométrique d'air et d'essence. Le rapport d'air et d'essence nécessaire théoriquement à son fonctionnement est déterminé à partir de l'équation d'équilibre de la réaction de combustion. Pour les hydrocarbures constitués de Carbone (C), d'Hydrogène (H) et d'Oxygène (O₂), l'équation de combustion équilibrée 2.2 est utilisée.



Le x dénote le nombre d'atome de carbone, le y le nombre d'atome d'hydrogène et le z le nombre d'atomes d'oxygène dans le carburant utilisé. Par la suite, le rapport air/carburant stœchiométrique est déterminé à partir de l'équation 2.3.

$$\left(\frac{A}{E} \right)_{STOE} = \frac{(x + y/4 - z/2)(32 + 3.76 * 28.16)}{12.011x + 1.008y + 15.999z} \quad (2.3)$$

Dans l'équation 2.3, le 32 représente la masse molaire de l'oxygène, le 3.76 est le rapport entre l'Azote (N_2) et l'oxygène dans l'air ambiant, le 28.16 représente la masse molaire de l'azote, le 12.011 représente la masse molaire du carbone et le 1.008, la masse molaire de l'hydrogène. Naturellement, le rapport air/essence stœchiométrique change en fonction du carburant utilisé. Le coefficient d'excès d'air (λ) est le rapport air/carburant actuel divisé par le rapport stœchiométrique (équation 2.4). C'est ce paramètre qui sera utilisé au cours de ce travail afin de simplifier la comparaison des différents points de fonctionnement du moteur.

$$\lambda = \frac{A / E_{ACTUEL}}{A / E_{STOE.}} \quad (2.4)$$

2.5 Échappement des gaz

L'échappement des gaz se fait en deux principales étapes. À l'ouverture de la soupape et lors de petites ouvertures de soupape, l'écoulement se comporte approximativement comme un jet conique convergent à très haute vitesse (Heywood and Caton 1980). Cette phase de l'échappement s'appelle la dépressurisation. La vitesse de sortie des gaz dans cette phase est élevée et peut être supersonique. Avec l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur, la durée, en degrés de vilebrequin, de la phase de dépressurisation augmente. La deuxième phase est celle de déplacement, où le piston pousse les gaz hors du cylindre.

2.5.1 Comportement de la température des gaz d'échappement

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion varie en fonction des paramètres de fonctionnement moteur. Les tendances générales sont les suivantes :

Effet de la vitesse à couple constant : Une augmentation de la température d'échappement est observée en augmentant la vitesse de rotation du moteur à couple constant. Moins de temps est disponible pour le transfert de chaleur des gaz vers les murs de la chambre de

combustion, le port d'échappement et la tubulure lorsque la vitesse de rotation augmente. L'effet contraire est observé lorsque la vitesse de rotation diminue.

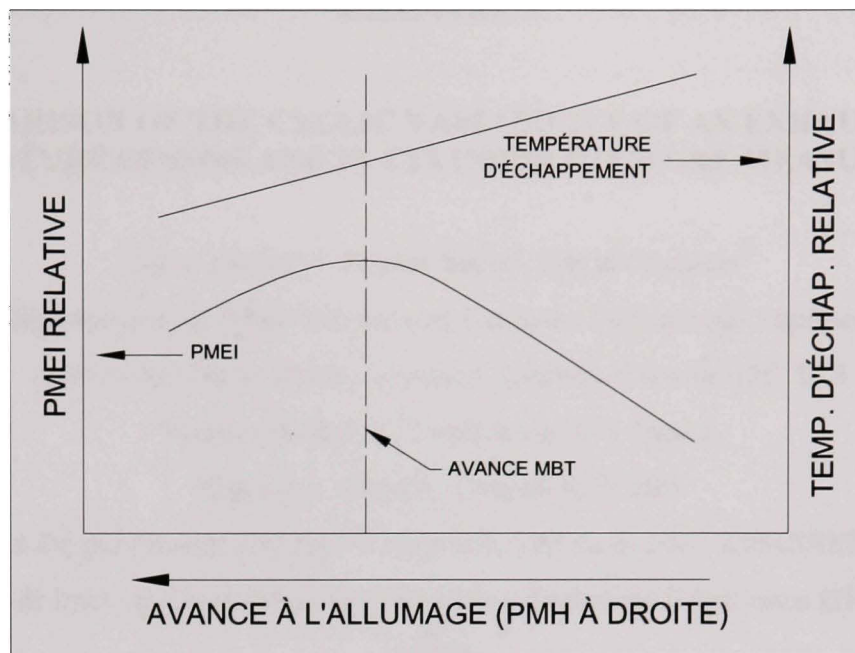
Effet du couple à vitesse constante : Les températures d'échappement augmentent lorsque le couple est augmenté à vitesse constante. Une plus grande quantité d'énergie est dégagée et les gaz d'échappement augmentent en température.

Effet de la richesse : Pour un point d'opération constant, l'augmentation du rapport air/essence a pour effet de diluer le mélange et diminue la température des gaz d'échappement. La température maximale est obtenue pour un mélange légèrement riche.

Effet de l'avance à l'allumage : Plus l'avance à l'allumage augmente ou s'éloigne du point mort haut, plus la température des gaz d'échappement diminue. En augmentant l'avance, le laps de temps entre l'allumage et l'ouverture de la soupape augmente, plus d'énergie est dégagée et le transfert de chaleur est plus important avant l'ouverture de la soupape. L'effet inverse est observé lorsque l'avance à l'allumage est retardé (se rapproche du point mort haut).

2.5.2 Détection de la variabilité cyclique de combustion à partir de la température des gaz d'échappement

L'augmentation de l'avance à l'allumage entraîne une augmentation de la PMEI jusqu'à l'avance à l'allumage MBT. Passé ce point d'avance à l'allumage, la PMEI diminue. L'augmentation de l'avance entraîne la diminution des températures d'échappement, mais passer le point d'avance MBT, les températures continuent de chuter. Cette relation rend la détection de l'avance à l'allumage optimum à partir des températures d'échappement pratiquement impossible. La Figure 2.4 montre cette relation.



**Figure 2.4 Effet de l'avance à l'allumage sur la
PMEI et les températures d'échappement.**

Lorsque la variabilité cyclique de combustion est présente, le phénomène présenté sur la Figure 2.4 est présent de cycle-à-cycle. L'avance à l'allumage MBT correspond à l'avance à l'allumage optimum pour la combustion de la majorité des cycles. Les cycles dont la période de combustion est plus longue se comporteront comme si l'avance à l'allumage était retardée par rapport à l'avance MBT. Contrairement, les cycles de combustion plus rapide se comportent comme si l'avance à l'allumage était trop grande par rapport au point MBT. C'est ce phénomène qui contribue à la variation du travail dégagé entre les cycles et du même coup, à la variation cyclique de la température des gaz d'échappement sortant de la chambre. La température des gaz d'échappement sera plus chaude ou plus froide selon l'historique de la combustion (Gardiner and Bardon 2005). C'est ce phénomène qui est la source de l'hypothèse utilisée dans ce travail : la variation du travail entre les cycles se répercutera dans la variation de la température des gaz d'échappement à la sortie du port.

CHAPITRE 3

COMPARISON OF THE CYCLIC VARIABILITY OF AN EXHAUST GAS TEMPERATURE SENSOR AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENTS

Francis Morey¹, Patrice Seers², David Gardiner³

^{1,2}Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure,

1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

³Nexum Research Corporation, 615 Norris,

Kingston, Ontario, Canada K7P 2R9

Ce chapitre a été publié sous la forme d'un article lors de la 2007 ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference (JRCICE2007-40008).

3.1 Introduction

Ce chapitre présente les travaux réalisés pour la rédaction du premier article de cette étude. La méthodologie utilisée ainsi que les principaux résultats seront présentés en relation avec l'article rédigé. L'article est présenté à l'annexe IV. La première partie des travaux porte sur l'étude de la variabilité cyclique des températures d'échappement à l'aide d'un capteur de température et d'un système de post-traitement développés par la compagnie Nexum Research Corporation, basé à Kingston en Ontario. Le capteur de température utilisé est habituellement employé afin de mesurer la température des gaz d'échappement des turbines à gaz. Il est constitué d'un thermocouple de type K isolé à l'aide d'un alliage hastelloy qui peut soutenir de très haute température. Ce capteur, grâce à sa robustesse et sa durabilité, pourrait facilement être utilisé dans le collecteur d'échappement d'une automobile. Par contre, le fait que le capteur soit isolé entraîne la présence d'un grand temps de réponse et la lecture de température n'est donc pas instantanée. Afin de palier à cet inconvénient, un système de traitement du signal a été développé par l'entreprise. Il permet de mesurer les changements relatifs de température entre des cycles consécutifs à partir de la lecture du thermocouple.

Aucune calibration n'est nécessaire ou possible et la nature du signal n'est pas connue due au fait que le capteur et le système de post-traitement est en instance de brevet.

La première partie du travail était de valider le fonctionnement d'un tel dispositif à l'aide de tests réalisés sur un moteur à essence à allumage commandé. Les précédents travaux utilisant le même capteur avaient été réalisés sur un moteur à allumage commandé fonctionnant au propane et sur un moteur diesel de grosse cylindrée. Le but du travail était d'examiner le lien possible entre la variation du travail (avec les prises de pression dans le cylindre) et la variabilité cyclique des températures d'échappement. Le capteur de température sera nommé un capteur de Température des Gaz d'Échappement (TGE). L'article portant sur ce sujet se trouve à l'annexe IV du document et la référence à ce travail sera faite en faisant référence aux travaux de (Morey, Seers et al. 2007).

3.2 Méthodologie

Dans cette partie, la description de la méthodologie utilisée pour cette première expérimentation sera définie. Un survol du montage expérimental, du système d'acquisition et de traitement des données et des expérimentations réalisées sera aussi effectué.

3.2.1 Montage expérimental

Le montage expérimental utilisé comprend principalement le moteur relié à un dynamomètre, son système de contrôle, les différents capteurs utilisés (ex. capteur de TGE et de pression de cylindre) et le système d'acquisition des données. La liste exhaustive des équipements utilisés pour l'expérimentation est la suivante :

Moteur et dynamomètre :

- Moteur Honda 4 cylindres, modèle D16Z6 (Figure 3.1);
- Ordinateur programmable AEM, modèle 1000-0464 (Figure 3.2);
- Dynamomètre à courant de foucault AVL, modèle ALPHA 160 EF (Figure 3.1);

- Contrôleur pour dynamomètre AVL Digalog Testmate;
- Actuateur pour ouverture du papillon Woodward 1724 ELECTRIC, modèle 8256-016;
- Contrôleur de sonde à oxygène Horiba Lambda Checker LD-700 (Figure 3.3);
- Sonde à oxygène Horiba no. 2853-1082 (Figure 3.3).

Acquisition et prise de mesure :

- Boîtier d'acquisition National Instrument, modèle SBC-68 (Figure 3.4);
- Carte d'acquisition National Instrument, modèle PCI-6259;
- Encodeur optique Tamagawa FA-CODER, modèle 45-100C/T-L3-5V (Figure 3.1);
- Capteur de pression intégré à la bougie d'allumage Kistler, modèle 6117BFD27 (Figure 3.5);
- Amplificateur de charge Kistler, modèle 5010A10;
- Capteur de température et boîtier de traitement de Nexum Research Corporation, modèle ECV200501 (Figure 3.6).

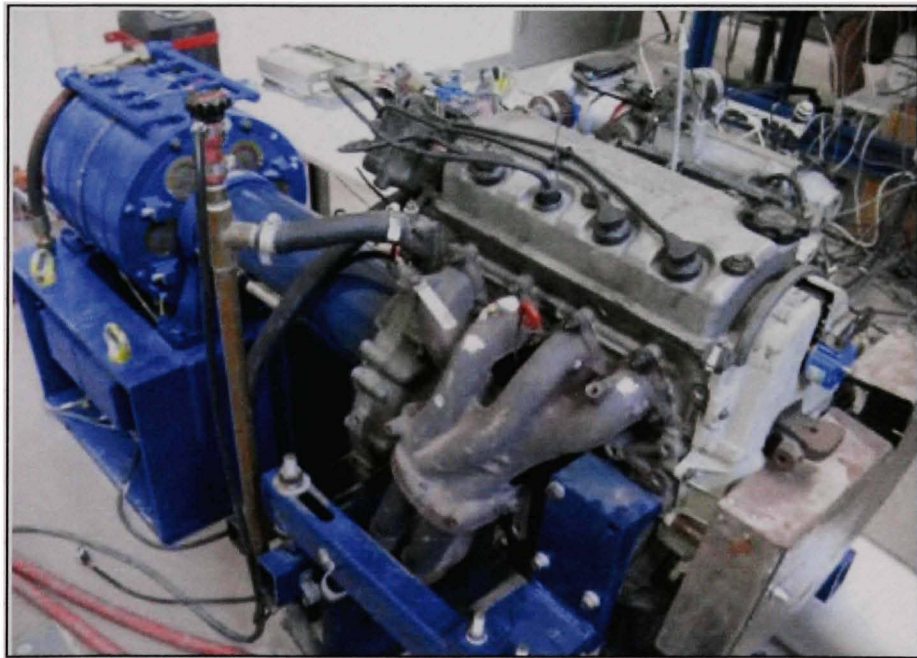


Figure 3.1 Montage expérimental.

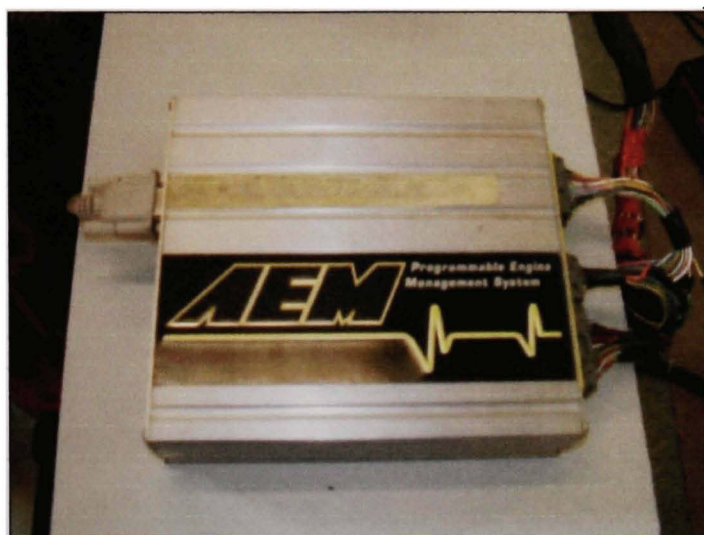


Figure 3.2 Ordinateur programmable AEM.

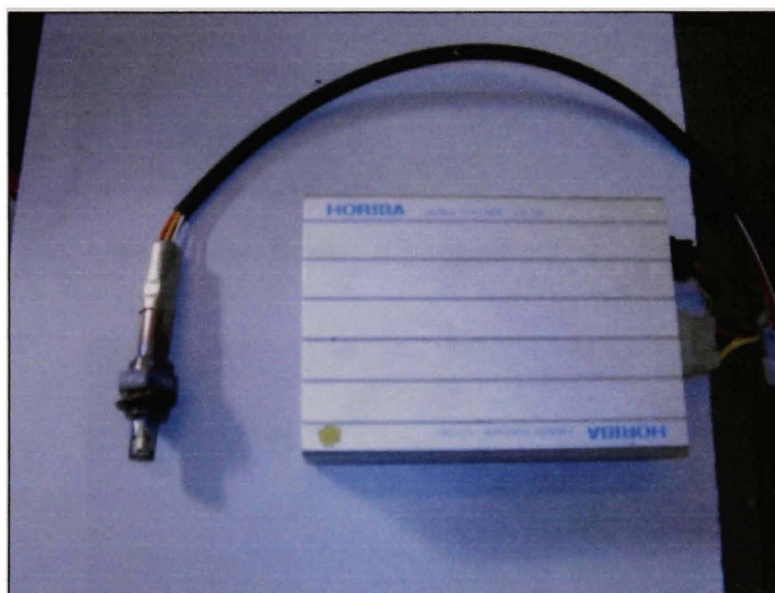


Figure 3.3 Sonde à oxygène Horiba et contrôleur.

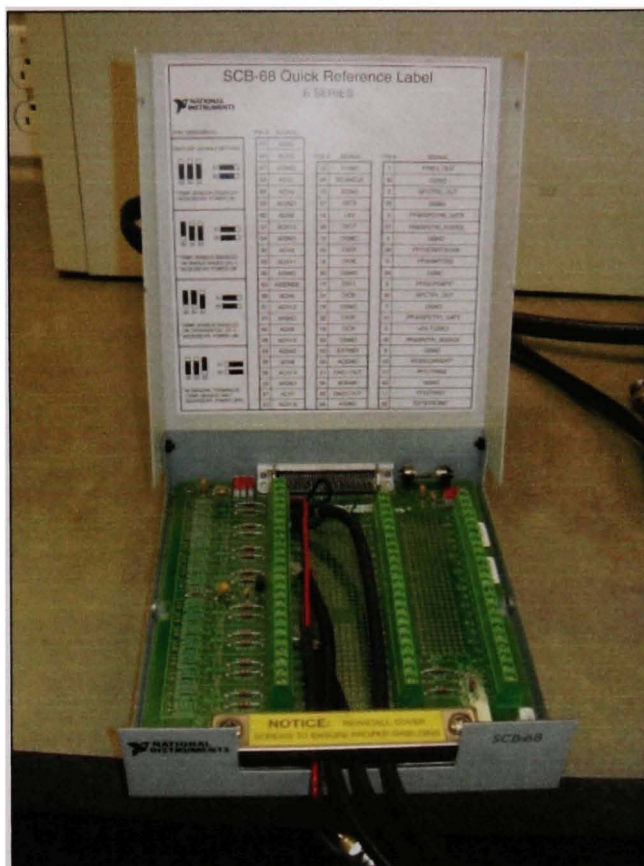


Figure 3.4 Boîtier d'acquisition SBC-68.

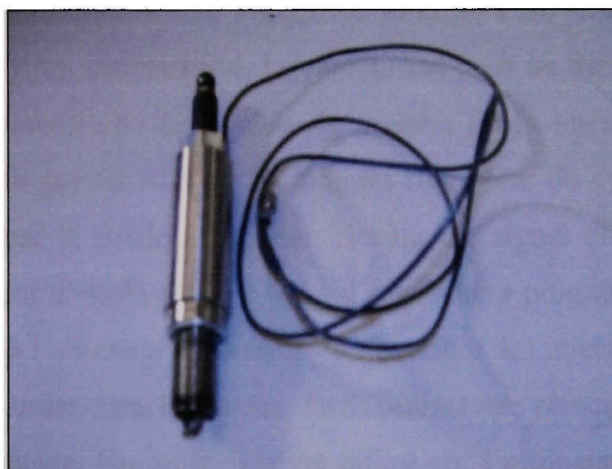


Figure 3.5 Capteur de pression Kistler



Figure 3.6 Capteur de température et boîtier de traitement Nexum Research Corporation.

Le montage expérimental est présenté sur la Figure 3.1. Les Figures 3.2, 3.3, 3.4 et 3.5 montrent dans l'ordre l'ordinateur programmable AEM qui permet de contrôler les paramètres de fonctionnement du moteur, la sonde à oxygène Horiba et son contrôleur, le boîtier d'acquisition National Instrument SBC-68, le capteur de pression Kistler intégré à une bougie d'allumage et finalement sur la Figure 3.6 le capteur de température et le boîtier de traitement Nexum Research Corporation. Le moteur est relié au dynamomètre à l'aide d'un arbre muni de joints universels. La lecture du couple, de la vitesse de rotation et de la position du papillon des gaz est réalisée à l'aide du contrôleur du dynamomètre. Le rapport air/essence est donné par la sonde à oxygène Horiba. Le signal obtenu de cette sonde est directement le coefficient d'excès d'air en volts. L'ordinateur programmable AEM est utilisé afin de régler l'avance à l'allumage et le temps d'ouverture des injecteurs afin de contrôler la quantité de carburant admise dans le moteur. Trois ordinateurs personnels sont nécessaires au fonctionnement du montage. Un ordinateur est utilisé par l'ordinateur programmable AEM, un pour l'acquisition des signaux de l'expérimentation faite avec Labview et un autre par le contrôleur du dynamomètre. Ce dernier permet aussi d'afficher quelques paramètres usuels, comme la température de l'air ambiant, la pression du local, l'humidité relative et le rapport air/essence donné par la sonde Horiba. L'arbre à came effectue une rotation (360°) pour

deux rotations du vilebrequin (720°) et la lecture de tous les signaux étaient recueillie à chaque 0.72° de vilebrequin. La fréquence d'acquisition était donc en fonction de la vitesse de rotation du moteur. Pour les essais réalisés à 1000 rpm, la fréquence d'acquisition était de 8333 Hz et doublait pour la vitesse de rotation 2000 rpm à 16777 Hz.

Un autre aspect important de l'expérimentation est la synchronisation de l'encodeur avec le PMH lors de la compression du mélange dans le cylindre. L'impulsion de référence donnée par l'encodeur correspondant à cette position du moteur est utilisée comme repère pour toute l'analyse des données. La façon de trouver ce point est la suivante: pendant le fonctionnement du moteur à bas régime, le fil de bougie reliant le capteur de pression est déconnecté. Le moteur fonctionne alors avec trois cylindres faisant feu sur quatre. Ensuite, la pression du cylindre est enregistrée pendant 250 cycles. La pression dans le cylindre équivaut alors seulement à la compression de l'air et du carburant dans le cylindre, sans combustion. Par la suite, avec cette matrice de pression, l'impulsion moyenne de l'encodeur correspondant à la pression maximale du cylindre était déterminée à partir des 250 cycles consécutifs recueillis et elle servait de référence afin de déterminer le PMH lors de l'allumage du moteur.

3.2.2 Système d'acquisition et de traitement des données

L'acquisition des différents signaux est réalisée à partir d'un programme fait dans Labview (Figure 3.7). Les différents signaux suivants ont été enregistrés en parallèle lors de chaque test :

- 1- Pression du collecteur d'admission (bar);
- 2- Pression du cylindre (bar);
- 3- Signal du capteur de température de Nexum Research Corporation (sans unité);
- 4- Température moyenne tel que mesurée par le capteur de Nexum Research Corporation ($^\circ\text{C}$);
- 5- Coefficient d'excès d'air (sonde lambda, 0.67 à 1.33 Volts).

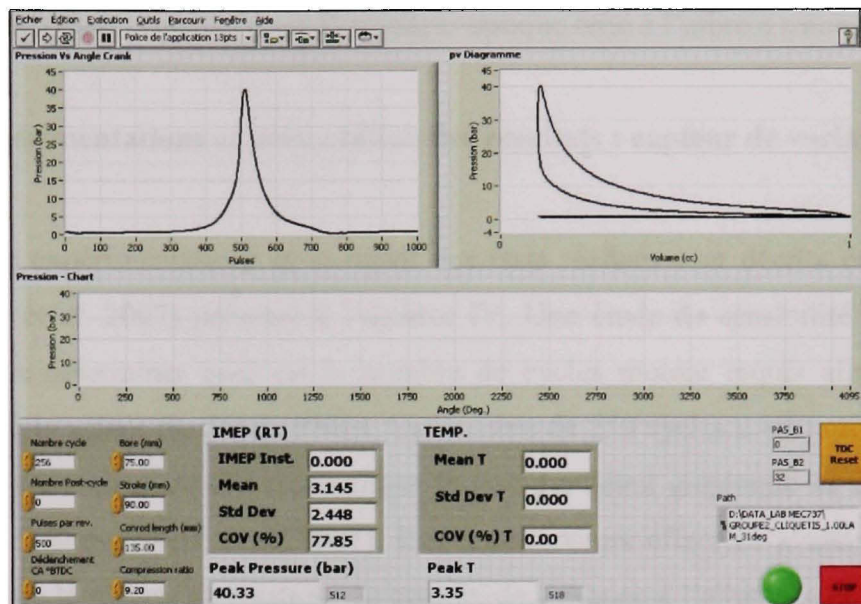


Figure 3.7 Fenêtre du programme Labview utilisé pour l'acquisition des signaux.

Les données enregistrées sont sous forme de matrices. Pour cette première partie de l'étude, le programme de traitement des données a été réalisé dans Microsoft Excel. Le programme est assez simple et sera décrit rapidement : la matrice de pression et celle du signal obtenu du capteur de température sont de forme 1000 lignes par 256 colonnes. Ceci correspond à 256 cycles moteurs de 1000 données chacun. Par la suite, les calculs sont effectués dans les pages suivantes à l'intérieur du fichier Excel. À partir de ces données, les principaux calculs réalisés dans cette partie du travail sont les suivants :

- 1- Le calcul du différentiel de volume à chaque pas de temps.
- 2- L'intégrale numérique de PdV , permettant de calculer le travail effectué à chaque cycle.
- 3- Le calcul des CV de chaque paramètre (pression et signal de température) à partir des données des 250 cycles.

À l'aide de ce programme, les principaux résultats obtenus étaient le CV de la PMEI et celui du signal obtenu du capteur de température. Ces CV étaient calculés en divisant l'écart-type

du paramètre par la moyenne des 250 cycles de ce même paramètre. L'acquisition des différents signaux était séquencée par l'encodeur optique relié à l'arbre à cames du moteur.

3.3 Expérimentations et présentation des résultats : capteur de variation de TGE

Les étapes des expérimentations et le détail des tests réalisés sont décrits en détails dans (Morey, Seers et al. 2007) présenté à l'annexe IV. Une étude de sensibilité a d'abord été réalisée afin de déterminer quel est le nombre de cycles moteur requis afin d'obtenir la convergence de la valeur du CV de PMEI. Un nombre de 250 cycles a été jugé suffisant afin de déterminer une valeur de CV représentant le test. Le détail graphique de cette étude est présenté dans (Morey, Seers et al. 2007). Les tests moteurs effectués avaient pour but de vérifier l'effet de la vitesse de rotation, du couple, de l'avance à l'allumage et de la richesse du mélange sur la réponse du signal de variabilité cyclique des températures d'échappement donné par le capteur de TGE.

Après avoir réalisé les tests décrits dans (Morey, Seers et al. 2007), ainsi que le calcul des CV de PMEI et de TGE, les principaux résultats sont décrits dans les sous-sections suivantes.

3.3.1 Effet du coefficient d'excès d'air

L'effet de la variation du coefficient d'excès d'air a premièrement été vérifié sur la réponse du capteur de température. Un premier test réalisé à 40 N.m avec une vitesse de rotation de 1500 tr/min est présenté sur la Figure 3.8. L'avance à l'allumage était ajustée à l'avance MBT à chaque test. L'augmentation du coefficient d'excès d'air a pour effet d'accroître la variabilité cyclique de combustion, de 1.30% à 3.00%, et aussi de faire augmenter la valeur du CV de TGE de 24% à 32.4%. La distribution du signal donne aussi une idée de l'effet de la variation du coefficient d'excès d'air sur la réponse du capteur de TGE. Dans (Morey, Seers et al. 2007), deux graphiques (no. 4 et 5 de l'article) montrent la distribution des trois groupes de cycles de valeurs normalisées du capteur de TGE et les valeurs de PMEI pour trois valeurs de coefficients d'excès d'air de 1 à 1.2.

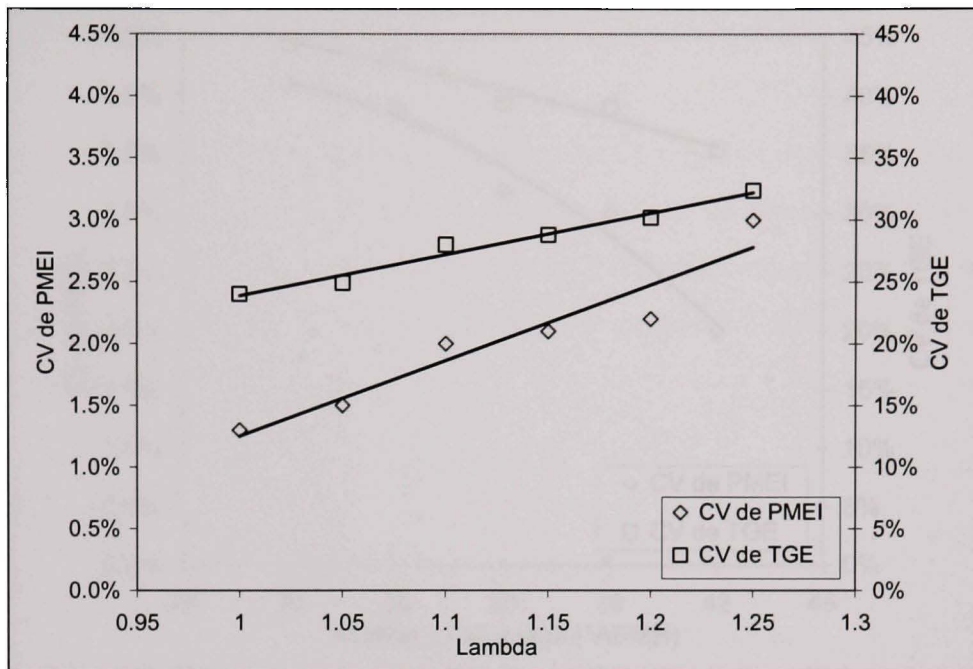


Figure 3.8 Effet du coefficient d'excès d'air, CV de PMEI et de TGE. Test réalisé à 1500 tr/min, 40 N.m et $\lambda = 1.1$.

3.3.2 Effet de l'avance à l'allumage

Varier l'avance à l'allumage a aussi un effet sur la réponse du capteur de TGE. Sur la Figure 3.9, un cas est présenté où l'avance à l'allumage a été augmentée jusqu'au point MBT à un couple de 30 N.m et une vitesse de rotation de 2000 tr/min. Les CV de PMEI et de TGE diminuent jusqu'à l'atteinte de l'avance MBT. La Figure 3.10 montre aussi un autre cas, pour une vitesse de rotation de 1000 tr/min, où l'avance à l'allumage passe par le point MBT et est augmenté par la suite. Les CV de PMEI et de TGE passent par un minimum, à l'avance à l'allumage MBT, et augmentent par la suite lorsque ce point est dépassé. Sur ces 2 Figures (3.9 et 3.10), les ordres de grandeur de la valeur des coefficients de TGE sont très différents.

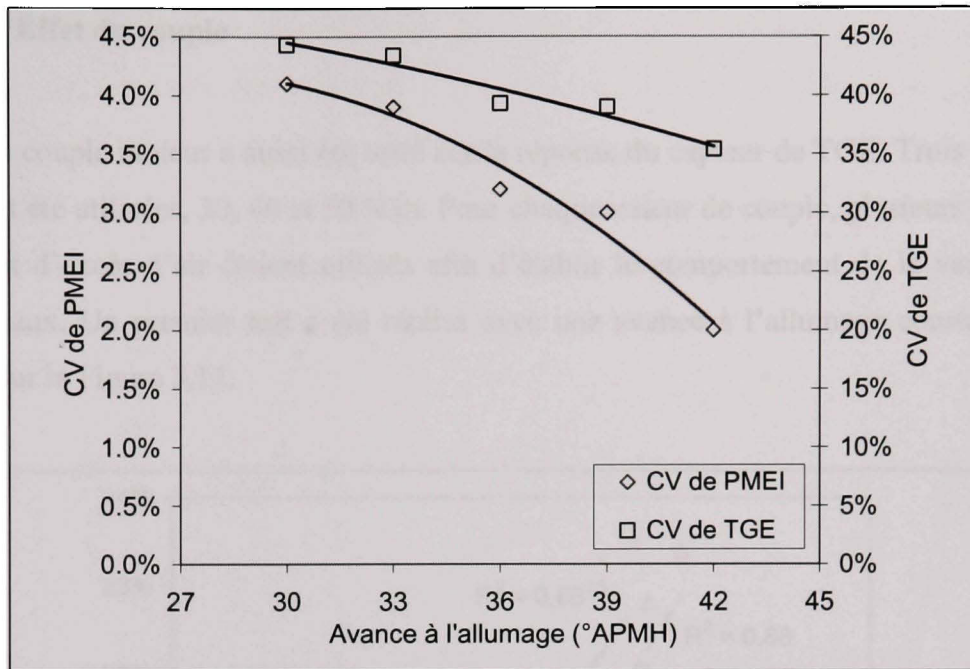


Figure 3.9 Effet de l'avance à l'allumage, CV de PME et de TGE.

Test réalisé à 2000 tr/min, 30 N.m et $\lambda = 1.1$.

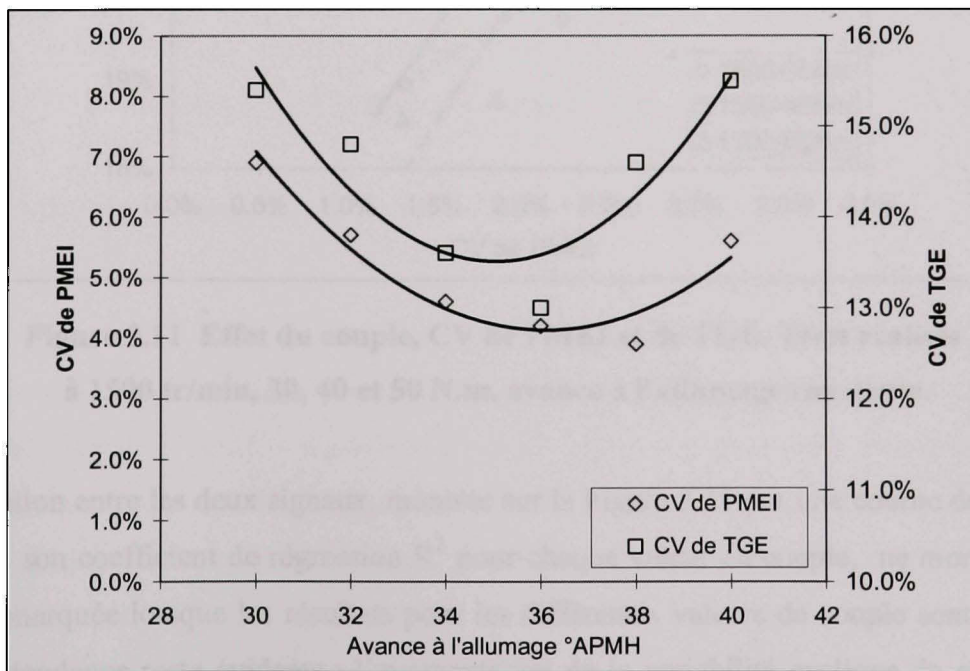


Figure 3.10 Effet de l'avance à l'allumage, CV de PME et de TGE.

Test réalisé à 1000 tr/min, 30 N.m et $\lambda = 1.3$.

3.3.3 Effet du couple

L'effet du couple moteur a aussi été testé sur la réponse du capteur de TGE. Trois valeurs de couple ont été utilisées, 30, 40 et 50 N.m. Pour chaque valeur de couple, plusieurs valeurs de coefficient d'excès d'air étaient utilisées afin d'établir le comportement de la variation des deux signaux. Un premier test a été réalisé avec une avance à l'allumage constante et est présenté sur la Figure 3.11.

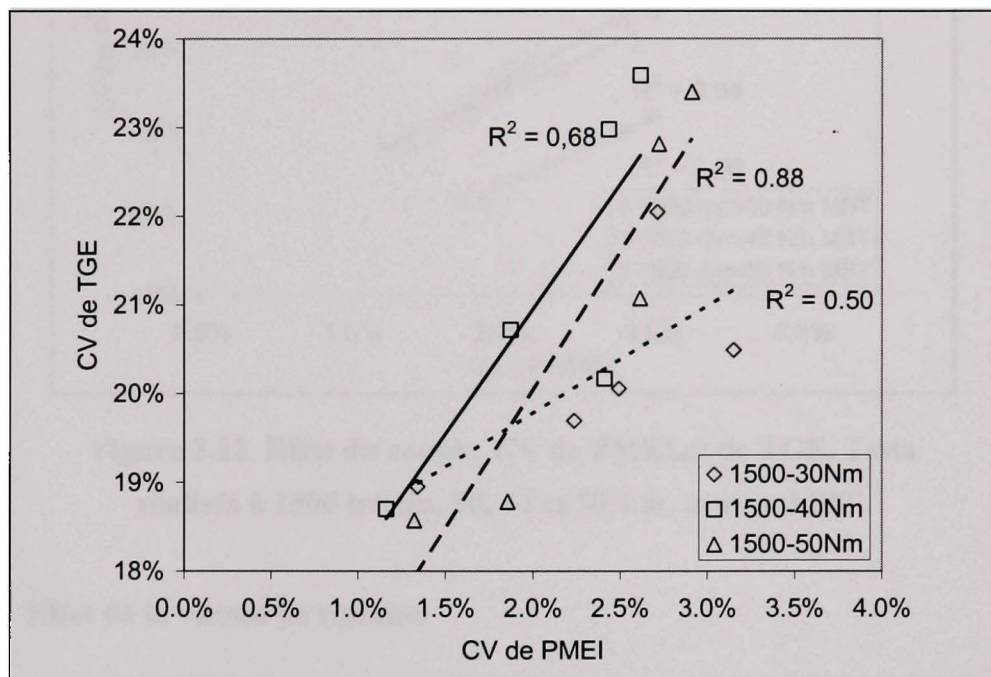


Figure 3.11 Effet du couple, CV de PME I et de TGE. Tests réalisés à 1500 tr/min, 30, 40 et 50 N.m, avance à l'allumage constante.

La corrélation entre les deux signaux, montrée sur la Figure 3.11 par une courbe de tendance linéaire et son coefficient de régression R^2 pour chaque valeur de couple, ne montre pas de tendance marquée lorsque les résultats pour les différentes valeurs de couple sont comparés mais une tendance reste évidente ; l'augmentation de la variabilité cyclique de combustion (CV de PME I) fait aussi augmenter le signal de la variabilité cyclique de la TGE pour différentes valeurs de couple lorsque le coefficient d'excès d'air est modifié. Par la suite, un autre test réalisé avec une avance à l'allumage ajusté à MBT, a permis de constater que les

tendances sont encore plus marquées de cette façon. Les coefficients de corrélation des droites passant à travers les différents tests pour les différentes valeurs de couple sont supérieurs à 0.9. Ce test est présenté sur la Figure 3.12.

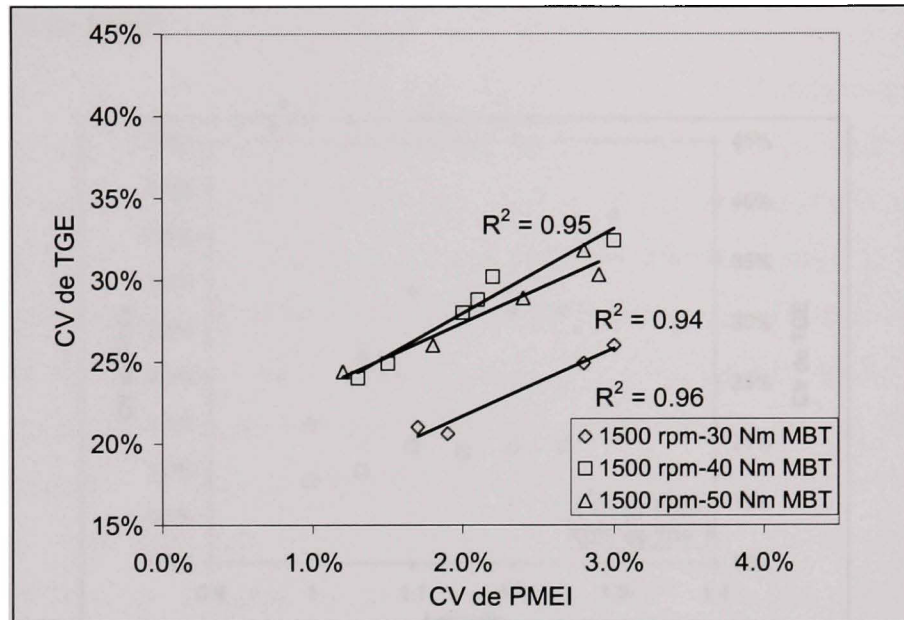


Figure 3.12 Effet du couple, CV de PME1 et de TGE. Tests réalisés à 1500 tr/min, 30, 40 et 50N.m, avance MBT.

3.3.4 Effet de la vitesse de rotation

L'effet de la vitesse de rotation a aussi un effet sur la réponse du capteur de variation de la TGE. Trois vitesses de rotation ont été utilisées et à chaque fois pour plusieurs valeurs de coefficients d'excès d'air. Les tendances sont un peu moins marquées que pour les tests précédents mais l'augmentation du signal de TGE semble suivre la tendance du signal de PME1. Un test à valeur constante d'avance à l'allumage est présenté sur la Figure 12 de (Morey, Seers et al. 2007).

De plus, pour différentes vitesses de rotation, l'intensité du signal recueilli à l'aide du capteur de TGE varie considérablement. Deux cas, avec un couple de 40 N.m et deux différentes vitesse de rotation sont présentés dans (Morey, Seers et al. 2007) et sur les Figures 3.13 et

3.14. Pour une vitesse de rotation de 1000 tr/min, le CV de TGE varie de 18% à 21% (Figure 3.13). Le même paramètre, à une vitesse de rotation de 1500 tr/min varie de 24% à 33% (Figure 3.14) tandis que pour les deux cas, le CV de PMEI varie de 1.5% à 3.5%. Avec différentes vitesses de rotation, la valeur du CV de TGE varie beaucoup pour une plage donnée de CV de PMEI.

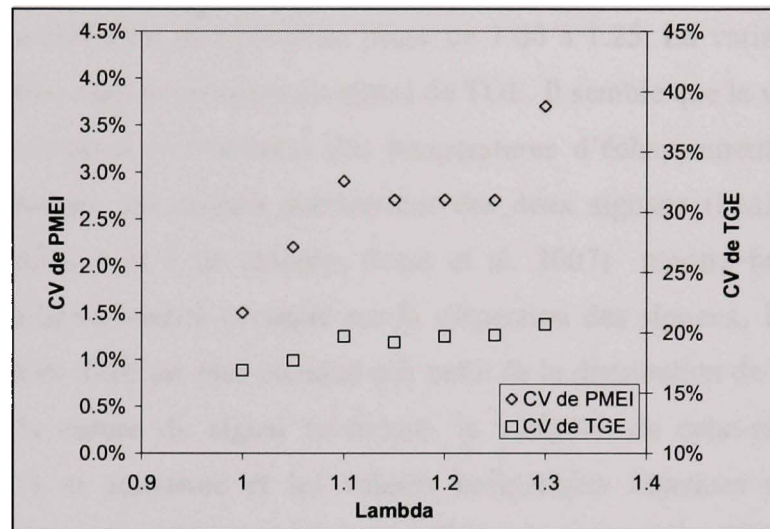


Figure 3.13 Effet de la vitesse, CV de PMEI et de TGE.

Tests réalisés à 1000 tr/min, 40 N.m, avance MBT.

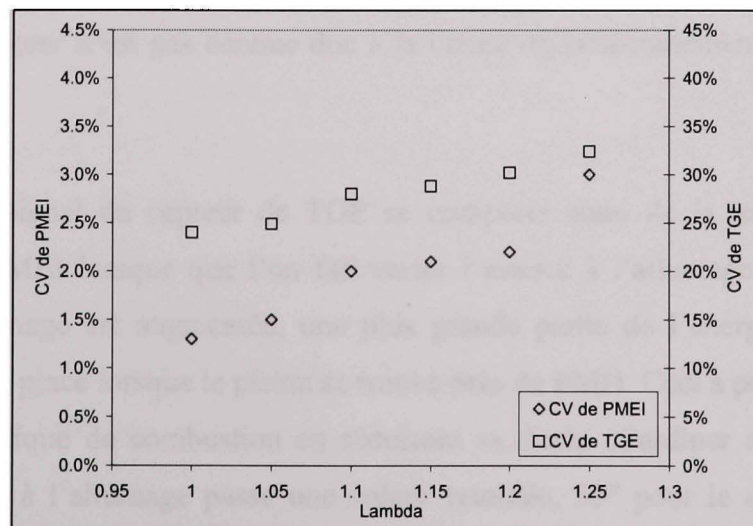


Figure 3.14 Effet de la vitesse, CV de PMEI et de TGE.

Tests réalisés à 1500 tr/min, 40 N.m, avance MBT.

3.4 Discussion des résultats : capteur de la variation de TGE

Premièrement, augmenter le coefficient d'excès d'air a pour effet de diluer le mélange dans la chambre de combustion et d'augmenter la variabilité cyclique de combustion (Heywood 1988). À partir des résultats obtenus (Figure 3.8), le CV de PMEI augmente de 1.30% à 3.00% lorsque le coefficient d'excès d'air passe de 1.00 à 1.25. La variabilité cyclique de combustion se reflète dans la variation du signal de TGE. Il semble que la variation du travail entre les cycles influence la variation des températures d'échappement et la lecture du capteur. La distribution des valeurs normalisées des deux signaux (PMEI et variation de TGE) sur les Figures 4 et 5 de (Morey, Seers et al. 2007) montre bien l'influence de l'augmentation de la variabilité cyclique sur la dispersion des signaux. La distribution du signal de variation de TGE est plus étendue que celle de la distribution de la PMEI. Ceci est due en partie à la nature du signal lui-même; la variation de celui-ci est plus grande comparativement à sa moyenne et les valeurs normalisées obtenues sont plus grande. L'efficacité du système de traitement est aussi mise en cause; le ratio signal/bruit limite peut être aussi le traitement du signal par le module de post-traitement. Dans (Morey, Seers et al. 2007), la variation du transfert de chaleur dans le port d'échappement avant le capteur avait été cité comme cause pouvant influencer la variation du signal de TGE. L'erreur de mesure donnée par le capteur n'est pas connue due à la nature du post-traitement qui est fait sur le signal brut.

La variation du signal du capteur de TGE se comporte aussi de la même façon que la variation de la PMEI lorsque que l'on fait varier l'avance à l'allumage. En effet, lorsque l'avance à l'allumage est augmentée, une plus grande partie de l'énergie dégagée par la combustion prend place lorsque le piston se trouve près du PMH. Ceci a pour effet de réduire la variabilité cyclique de combustion en réduisant sa durée (Gardiner and Bardon 2005). Lorsque l'avance à l'allumage passe une valeur retardée, 30° pour le cas présenté sur la Figure 3.9, jusqu'à 42°, le CV de la PMEI diminue de 4% à 2% et du même coup le signal de variation de la TGE diminue de 44% à 35%. La diminution de la variabilité cyclique de

combustion se reflète dans la variabilité cyclique des températures d'échappement pour différentes valeurs d'avance à l'allumage.

L'effet du couple a une influence moins directe sur la variation de la valeur du capteur de TGE. Les groupes de valeurs correspondant aux différentes valeurs de couple ne se démarquent pas l'un de l'autre. La même tendance est observable à chaque valeur de couple utilisée; l'augmentation du CV de PMEI entraîne l'augmentation de la variation de la TGE. L'augmentation du couple (ou de la pression du collecteur d'admission) a pour effet de faire diminuer la variabilité cyclique de combustion (Ozdor, Dulger et al. 1996). Par contre, l'intensité du signal de variation de TGE est fortement influencée par le couple moteur. Pour un test où l'avance à l'allumage était réglé à MBT à chaque point, les corrélations obtenues pour une même valeur de couple étaient les plus fortes, voir Figure 3.12, l'intensité du signal lorsque le couple est à sa plus basse valeur passe de 21% à 26%. Lorsque le couple moteur utilisé est plus élevé, 40 ou 50 N.m, le signal de TGE varie de 24% à 33%. La variation du transfert de chaleur dans le collecteur d'admission a été citée dans (Morey, Seers et al. 2007) comme pouvant contribuer à la variation du signal de TGE pour différentes valeurs de couple. L'intensité de la variation des valeurs moyennes de température, qui elles varient en fonction du couple, serait aussi responsable de la variation du signal de TGE.

La vitesse de rotation a un effet beaucoup moins marqué sur la réponse du capteur de variation de la TGE. Pour le test réalisé avec avance à l'allumage constante, les valeurs obtenues du capteur de TGE sont presque constantes et les coefficients de corrélation sont bas (voir effet de la variation de la vitesse dans (Morey, Seers et al. 2007)). Encore une fois, la variation du signal de TGE pour une même valeur de variation de PMEI est élevée. Pour les cas présentés dans (Morey, Seers et al. 2007), à 1000 et 1500 tr/min, le CV de PMEI demeure inférieur à 4%, mais le COV de TGE passe de 20% en moyenne à 1000 tr/min à 28% pour le cas de 1500 tr/min.

3.5 Conclusion du chapitre

Les résultats démontrent que la variabilité cyclique de combustion est reflétée dans la variabilité cyclique du signal reçu du capteur de TGE pour des groupes de cycles. Par contre, la variation de ce dernier semble très sensible à la variation des températures d'échappement pour différentes valeurs de couple et de vitesse de rotation. L'intensité de la valeur du CV de TGE semble grandement influencée par le point de fonctionnement du moteur comme en témoigne les résultats obtenus. À la suite de ces tests avec un capteur isolé, une étude plus poussée à partir des températures mesurées à la sortie du port d'échappement a été jugée nécessaire.

CHAPITRE 4

CYCLE BY CYCLE VARIATION OF MEASURED EXHAUST TEMPERATURE AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENT

Francis Morey, Patrice Seers.

Département de Génie Mécanique, École de Technologie Supérieure,

1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Ce chapitre a été publié sous la forme d'un article de journal dans

Applied Thermal Engineering (ATE 2907), le 29 octobre 2009.

4.1 Introduction

À la suite des résultats obtenus de la première étude à l'aide du capteur de variation de TGE, une étude de la variation des températures d'échappement à l'aide de thermocouples de petits diamètres a été réalisée. Elle visait à avoir une meilleure compréhension de la variation des températures d'échappement en fonction des paramètres de fonctionnement du moteur. La référence à l'article présenté dans ce chapitre sera faite en nommant les auteurs et l'année de parution comme suit : (Morey and Seers 2009). L'article est présenté à l'annexe V. Une méthode de reconstruction du signal de température à partir de la lecture de deux thermocouples de différents diamètres a d'abord été étudiée et sera présentée. Par la suite, la température mesurée à l'aide des thermocouples a été directement utilisée et les principaux résultats seront présentés.

4.2 Méthodologie

La méthodologie utilisée pour cette portion du travail reste sensiblement la même que pour la première partie de l'étude excepté pour l'utilisation d'un capteur de température utilisant des thermocouples de 25.4 μm et 50.8 μm de diamètre (.001'' et .002''). Les tests effectués sont décrits dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 Série de tests réalisés avec micro thermocouples

Test	Vitesse de rotation (rpm)	Charge moteur PMEF (kPa)	Coefficient d'excès d'air	Avance à l'allumage (° APMH)	Avance à l'injection (° APMH)
1. Effet de la vitesse de rotation	1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000.	262 et 393	1.0 et 1.1	MBT	90
2. Effet de la charge	1500	79, 157, 235, 314, 393, 471, 549.	1.0 et 1.1	MBT	90
3. Effet de la richesse	1500	262 et 393	1.0 à 1.3	MBT	90
4. Effet de l'avance à l'allumage	1500	262 et 393	1.0 et 1.1	22 à 42	90
5. Effet de l'avance à l'injection	1500	262 et 393	1.0 et 1.1	MBT	90, 45, 0, -45, -90, -135, -180

Un paramètre de plus a été testé dans cette étude. L'effet de l'avance à l'injection a aussi été vérifié sur le comportement de la variabilité cyclique de combustion et des températures d'échappement.

4.2.1 Capteur de température

Les thermocouples utilisés sont de type K, non isolés de très petits diamètres; 25.4 et 50.8 μm (.001'' et .002''). Les détails concernant ces thermocouples sont présentés en annexe III. L'erreur de lecture de température donnée par le manufacturier pour la plage de température de 0 à 1250 °C équivaut à la valeur maximale entre 2.2°C et 0.75 % de la lecture. Ceci équivaut à une erreur de 2.2 °C pour une lecture de 0 à 293 °C et jusqu'à une erreur maximale de 9.4 °C pour une lecture de 1250 °C.

Le capteur de température, montré sur la Figure 4.1, est fabriqué à partir d'un tube de cuivre de 3/8'' de diamètre dans lequel des tubes isolants en céramique sont insérés. Les thermocouples sont insérés dans les tubes en céramique et maintenus en place par du silicone haute température. Un raccordement en cuivre vissé dans la tubulure d'échappement permet

d'installer solidement le capteur et de le placer afin que le bout des thermocouples soit au centre du conduit d'échappement.

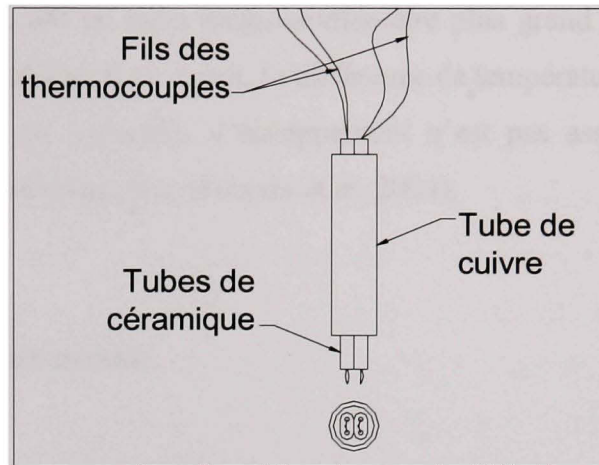


Figure 4.1 Capteur de température à deux micro-thermocouples.

L'utilisation de thermocouples de très petits diamètres permet de réduire au maximum le temps de réponse de la lecture de température et deuxièmement, d'augmenter le ratio bruit/signal donné par la lecture des thermocouples. Sur la Figure 4.2, le capteur est illustré tel qu'installé dans la tubulure d'échappement.

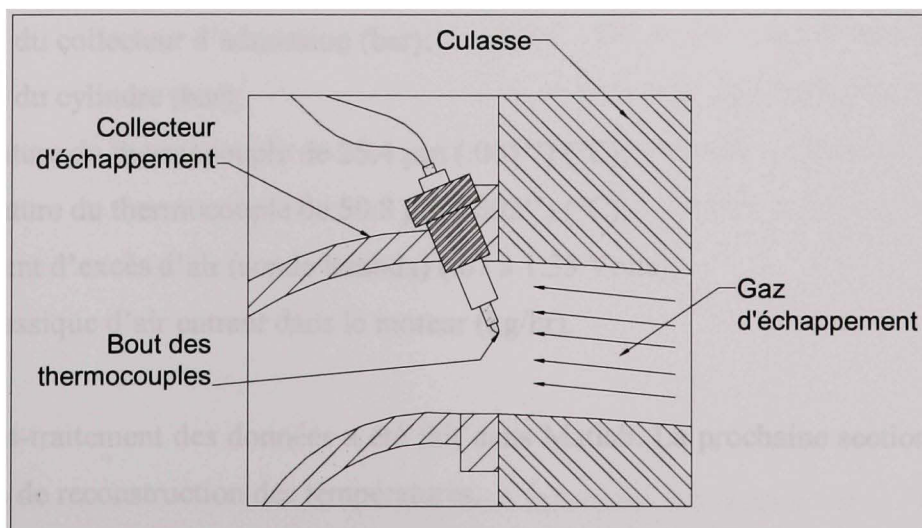


Figure 4.2 Capteur de température dans la tubulure d'échappement.

La température lue par le thermocouple est utilisé directement sans compensation pour les effets reliés à la conduction et la radiation. Les thermocouples, une fois installés dans le capteur de température, ont un ratio longueur/diamètre plus grand que 100 ce qui rend les pertes par conduction négligeables. Aussi, la différence de température entre le thermocouple et la surface intérieur du collecteur d'échappement n'est pas assez élevée pour prendre compte des pertes par radiation (Kar, Roberts et al. 2004).

4.2.2 Montage expérimental

Le montage expérimental réalisé est le même qui a été décrit à la section 3.2.1 excepté que le capteur de TGE est remplacé par le capteur de température utilisant les thermocouples à fils fins.

4.2.3 Système d'acquisition et de traitement des données

Pour cette partie de l'étude, les signaux suivants ont été enregistrés à l'aide d'une application Labview :

- 1- Pression du collecteur d'admission (bar);
- 2- Pression du cylindre (bar);
- 3- Température du thermocouple de 25.4 μm (.001'') ($^{\circ}\text{C}$);
- 4- Température du thermocouple de 50.8 μm (.002'') ($^{\circ}\text{C}$);
- 5- Coefficient d'excès d'air (sonde lambda) (.67 à 1.33 Volts);
- 6- Débit massique d'air entrant dans le moteur (kg/hr).

Tout le post-traitement des données a été fait dans Matlab. La prochaine section explique le programme de reconstruction des températures.

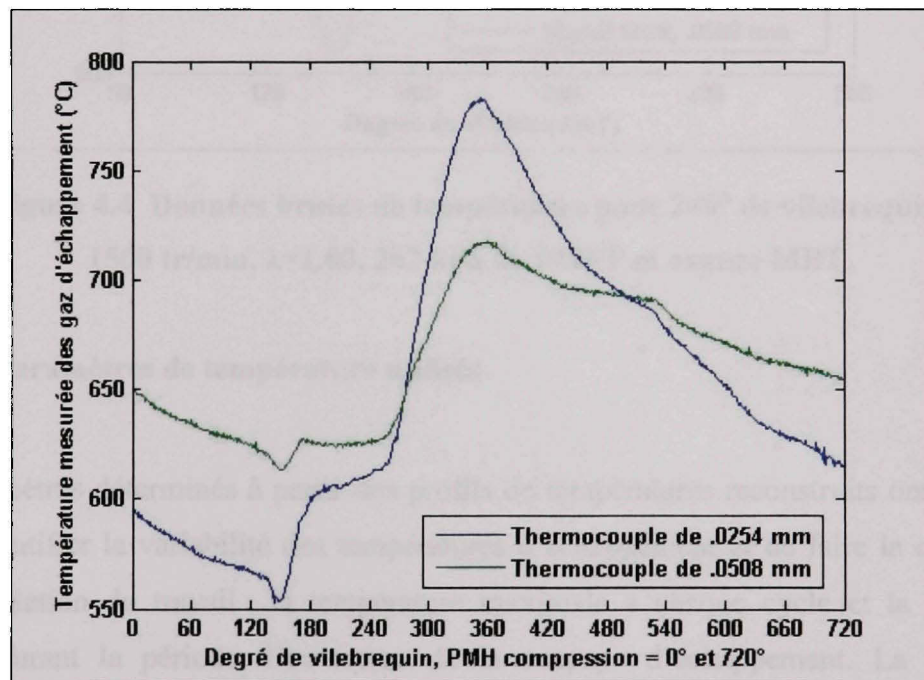
4.3 Méthode d'analyse 1 : Reconstruction du profil de température

La première approche utilisée était de déterminer la variabilité cyclique des températures d'échappement à l'aide du profil de température reconstruit à partir de la lecture de deux thermocouples de diamètres différents. Cette partie de l'étude n'a pas été discutée en détail dans (Morey and Seers 2009) due au format concis de l'article. Plusieurs méthodes de reconstruction existent dans la littérature mais celle utilisée a été celle développée par (Tagawa and Ohta 1997) et permet de reconstruire le signal de température sans avoir besoin des caractéristiques géométriques des thermocouples. Le détail complet de celle-ci est présenté dans l'annexe I. Le programme de reconstruction de température fait dans Matlab est présenté à l'annexe II. Cette méthode de reconstruction permet premièrement de trouver une constante de temps fixe, pour chaque thermocouple, à l'aide d'un certain nombre de mesures de température spécifiées par l'utilisateur. Par la suite, cette constante de temps fixe est utilisée afin de déterminer la largeur d'une fenêtre mobile qui sera utilisée afin de trouver une constante de temps variable pour l'ensemble des données. Les paramètres cités par les auteurs (Tagawa and Ohta 1997) ont été utilisés dans cette étude ; les 5000 premières données consécutives de température du test ont été utilisées afin de déterminer la constante de temps fixe. Pour cette étude, ceci correspond à 5 cycles moteurs; 1000 impulsions d'encodeur correspondent à un cycle moteur. Par la suite, la fenêtre de temps utilisée afin de déterminer les constantes de temps variable correspondait aux données comprises (selon la fréquence d'acquisition) à l'intérieur de 1.5 fois la constante de temps fixe du plus petit thermocouple ($1.5 \cdot \tau_1$). Le détail complet des calculs est présenté à l'annexe I. Dans cette première partie du chapitre, les résultats principaux seront présentés et les limites d'une telle technique pour notre application seront exposées.

4.3.1 Données brutes et filtrage

Un exemple de la lecture directe obtenue des thermocouples est montré sur la Figure 4.3. La lecture de température est très sensible au bruit comme le montre la Figure 4.4. Sur cette dernière Figure, le signal brut est présent ainsi que le signal filtré. Un filtre par moyenne

mobile a été utilisé afin de filtrer le signal brut. La raison principale de l'utilisation d'un filtre est que premièrement, lors de la reconstruction des températures, l'évaluation des dérivées de température d'une lecture à l'autre est impossible à effectuer à partir d'un signal bruyant. Deuxièmement, lors de l'utilisation directe de la lecture des thermocouples, des paramètres comme la température maximale ou la température moyenne de chaque cycle seront influencés par l'intensité du bruit du signal. Suite à cela, plusieurs paramètres ont été testés afin de filtrer le signal et ceux retenus sont une moyenne mobile à partir d'une fenêtre de 3 données consécutives et en effectuant cinquante répétitions de cette moyenne mobile sur l'ensemble des données. Ces paramètres ont été utilisés pour toute cette partie de l'étude.



**Figure 4.3 Données brutes de température pour un cycle,
1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.**

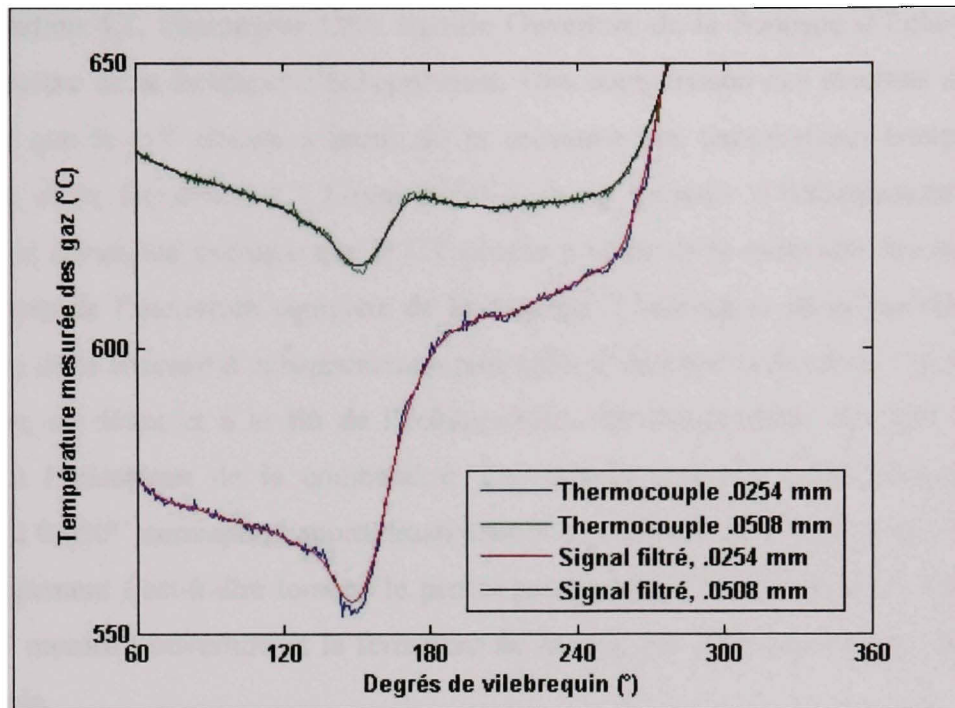


Figure 4.4 Données brutes de température pour 240° de vilebrequin, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.

4.3.2 Paramètres de température utilisés

Deux paramètres déterminés à partir des profils de températures reconstruits ont été utilisés afin de quantifier la variabilité des températures d'échappement et de faire la comparaison avec la variation du travail : la température maximale à chaque cycle et la température moyenne durant la période d'ouverture de la soupape d'échappement. La température maximale pour chaque cycle se trouvait facilement par programmation dans Matlab et la température moyenne durant la période d'ouverture de la soupape d'échappement était déterminée à l'aide de l'équation 4.1 :

$$T_{ave} = \frac{\sum_{\text{°FSE @.050"} }^{\text{°OSE @.050"} } T}{\text{°OSE @.050"} - \text{°FSE @.050"} } \quad (4.1)$$

Dans l'équation 4.1, l'acronyme OSE signifie Ouverture de la Soupape d'Échappement et FSE, Fermeture de la Soupape d'Échappement. Une comparaison des résultats a permis de déterminer que le CV obtenu à partir de la moyenne des températures comprises entre l'ouverture et la fermeture à 1.27mm (.050'') de la soupape d'échappement était plus sensible à la variabilité cyclique que le CV obtenu à partir de la moyenne des températures mesurées lors de l'ouverture complète de la soupape. L'utilisation de la période complète d'ouverture de la soupape d'échappement a pour effet d'atténuer le signal du CV. Ceci est dû au fait que, au début et à la fin de l'échappement, les températures des gaz sont moins sensibles à l'historique de la combustion. La période comprise entre l'ouverture et la fermeture à 0.050'' correspond approximativement à la période de déplacement des gaz lors de l'échappement c'est-à-dire lorsque le piston pousse les gaz restant hors du cylindre. La Figure 4.5 montre l'ouverture et la fermeture de la soupape d'échappement et son phasage dans le cycle.

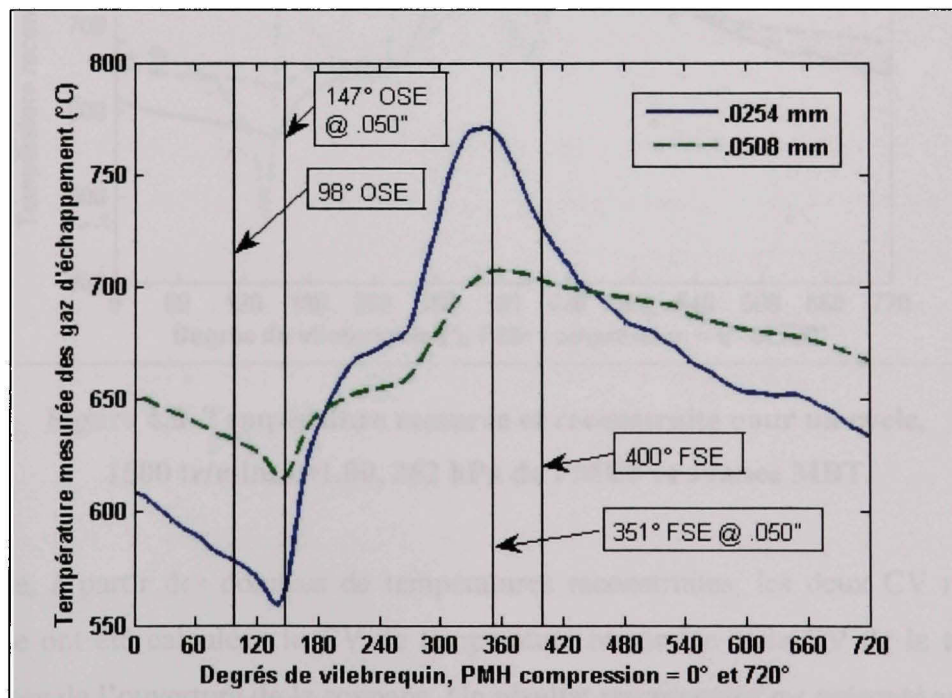
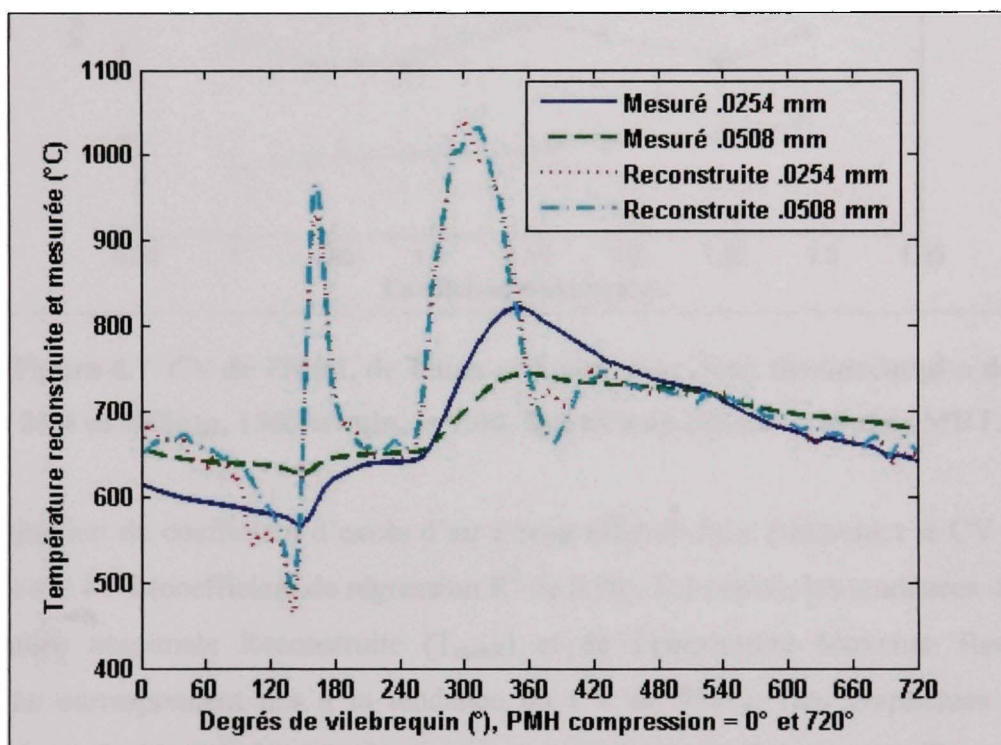


Figure 4.5 Phasage de l'ouverture et de la fermeture de la soupape d'échappement.

4.3.3 Présentation des résultats : reconstruction du profil de température

La Figure 4.6 présente un premier résultat du profil de température reconstruit pour un cycle ainsi que le profil brut de température. La forme du profil de température reconstruit correspond aux résultats obtenus par (Kar, Roberts et al. 2004). L'algorithme de reconstruction a été utilisé sur l'ensemble des tests recueillis en laboratoire.



**Figure 4.6 Température mesurée et reconstruite pour un cycle,
1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.**

Par la suite, à partir des données de températures reconstruites, les deux CV relatifs à la température ont été calculés : le CV de température maximale et le CV de la température moyenne lors de l'ouverture de la soupape. Un résultat représentatif est présenté sur la Figure 4.7. Ces résultats n'ont pas été présentés dans (Morey and Seers 2009).

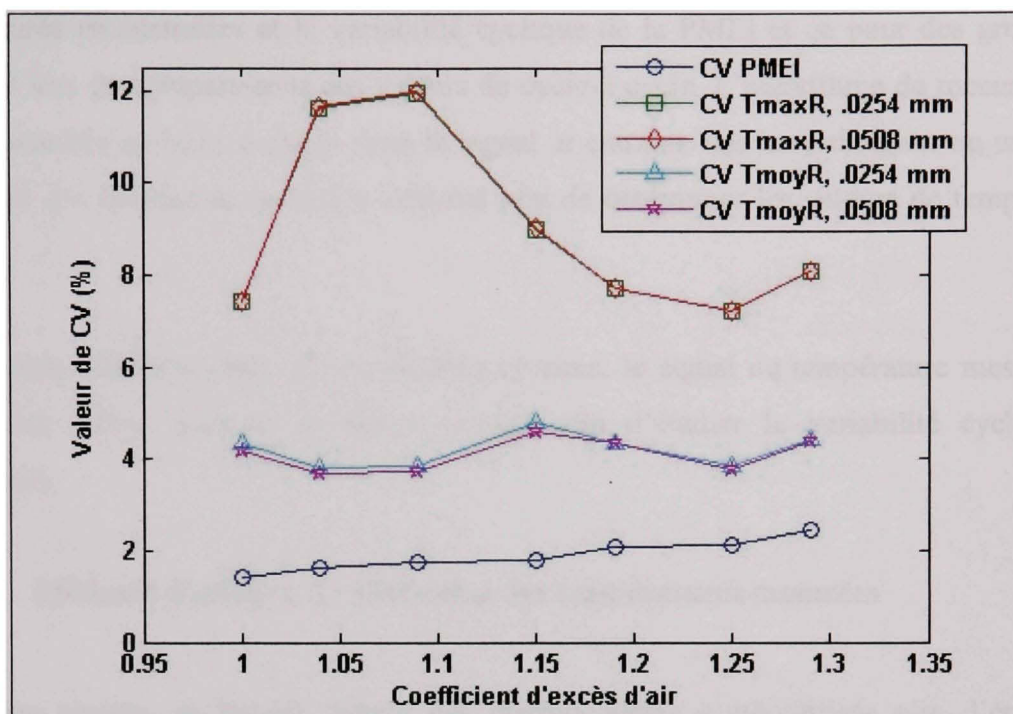


Figure 4.7 CV de PMEI, de Tmax et Tmoy pour deux thermocouples de 25.4 et 50.8 μ m, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.

L'augmentation du coefficient d'excès d'air a pour effet de faire augmenter le CV de PMEI de 1.40% à 2.43% (coefficient de régression R^2 de 0.96). Par contre, les tendances des CV de Température Maximale Reconstituée ($T_{\max R}$) et de Température Moyenne Reconstituée ($T_{\text{moy}R}$) ne correspondent pas à la tendance du CV de PMEI. Des graphiques pour des groupes de cycles (nuage de points) pour un test (non montrés dans ce travail) ont aussi été tracés pour le même test afin de déceler une relation possible entre les valeurs cycle-à-cycle de PMEI et celles de $T_{\max R}$ ou $T_{\text{moy}R}$. L'augmentation et la diminution de la variation de la PMEI ne se répercute pas dans les paramètres de température reconstituée. Ces résultats n'ont donc pas été présentés dans ce travail.

4.3.4 Discussion de la méthode 1 : Reconstruction du profil de température

Les résultats préliminaires présentés dans la section 4.3.3 montrent qu'il n'y a pas de relation linéaire entre les paramètres de température ($T_{\max R}$ ou $T_{\text{moy}R}$) obtenus à partir des

températures reconstruites et la variabilité cyclique de la PMEI et ce pour des groupes de cycles ou lors de comparaisons des valeurs de cycle-à-cycle. L'algorithme de reconstruction est très sensible au bruit contenu dans le signal et entraîne une surestimation ou une sous-estimation des constantes de temps utilisées afin de déterminer les valeurs de températures finales.

Suite à cette première étude et les résultats obtenus, le signal de température mesuré sera directement utilisé dans la prochaine section afin d'étudier la variabilité cyclique de combustion.

4.4 Méthode d'analyse 2 : Utilisation des températures mesurées

Dans cette section, la lecture directe des thermocouples a été utilisée afin d'étudier la variabilité cyclique de combustion. Cette partie de l'étude a été présentée en détail dans (Morey and Seers 2009) et plusieurs références à cet article seront utilisées. L'utilisation directe de la lecture de température faite avec les deux thermocouples est utilisée malgré la présence d'un certain temps de réponse et le fait que la température mesurée ne corresponde pas à la température réelle des gaz au point de mesure. Les tests avaient pour but de vérifier la corrélation entre la variabilité cyclique de combustion et la variabilité cyclique des températures d'échappement.

4.4.1 Présentation des résultats de température mesurée

La principale méthode utilisée afin de comparer les résultats obtenus du capteur de température est la comparaison pour des groupes de cycles des valeurs des CV de T_{\max} ou de T_{moy} à celle du CV de PMEI. La comparaison des valeurs de cycle-à-cycle de PMEI en fonction des valeurs respectives de T_{\max} ou de T_{moy} a aussi été explorée.

4.4.2 Effet du coefficient d'excès d'air

Le premier graphique (Figure 4.8) présente des tests réalisés à 262 kPa de PMEF et à 1500 tr/min lorsque le coefficient d'excès d'air passe de 1.00 à 1.30. Les CV des quatre variables de température sont comparés à la variation du CV de PMEI. Un graphique semblable est présenté dans (Morey and Seers 2009) mais seulement pour les CV obtenus des températures maximales et moyennes du plus petit thermocouple.

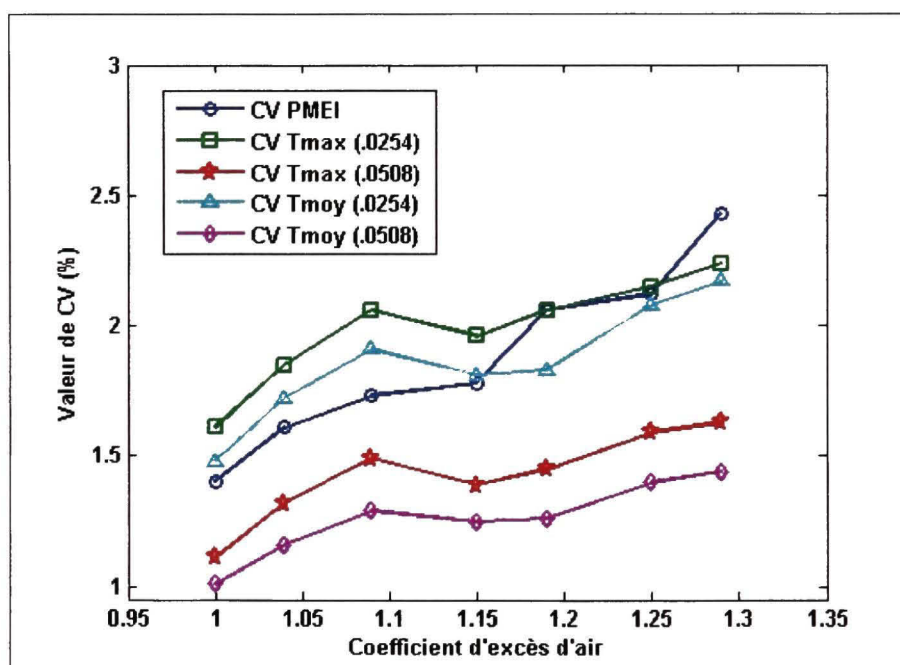
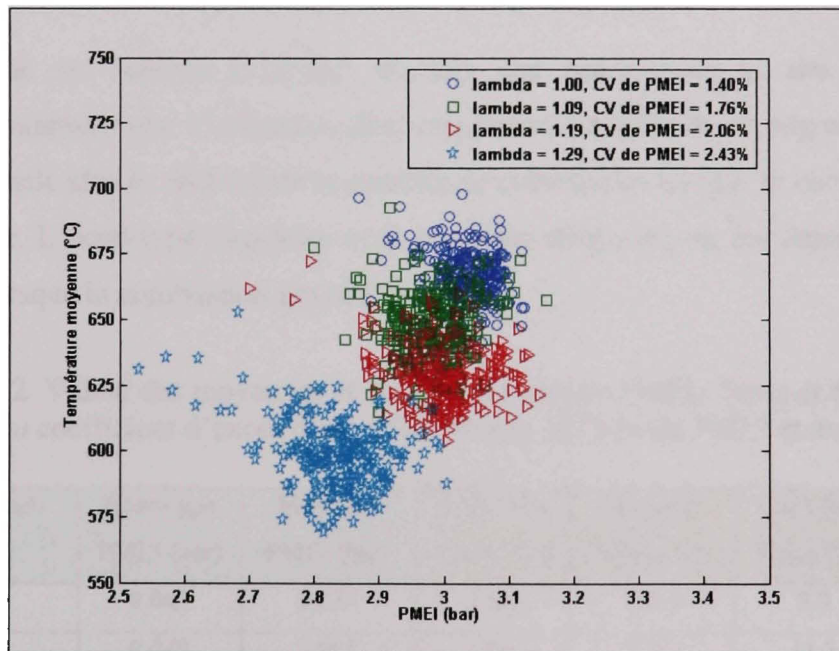


Figure 4.8 CV de PMEI, de Tmax, et Tmoy pour les deux thermocouples (25.4 et 50.8 μ m), 1500 tr/min, λ =1.00, 262 kPa de PMEF et avance MBT.

Le CV de T_{\max} et de T_{moy} se comporte de la même façon que le CV de PMEI lorsque le coefficient d'air augmente. Lorsque le mélange est appauvri, la variabilité cyclique de combustion augmente et la variabilité cyclique de T_{\max} et de T_{moy} augmente lorsque des groupes de cycles sont utilisés pour les calculs des variables. Les valeurs des CV du thermocouple de 50.8 μ m (.002") reflètent les mêmes tendances que celles du thermocouple de 25.4 μ m (.001") mais les valeurs sont plus petites. Ceci est dû aux valeurs plus faibles de

températures moyennes et maximales et des écarts-types obtenus avec le thermocouple de 50.8 μm . Aussi, en raison du plus petit diamètre du thermocouple de 25.4 μm (.001’’), celui-ci est plus sensible aux changements de températures. Son diamètre plus petit permet aussi d’obtenir un ratio signal/bruit plus grand. Pour ces raisons, seulement le thermocouple de 25.4 μm (.001’’) sera utilisé dans le reste de l’étude.

Les valeurs cycle-à-cycle de T_{max} et de T_{moy} en fonction de la PMEI sont présentées sur les Figures 4.9 et 4.10. Les valeurs présentées sur ces Figures sont celles des tests présentés à la Figure 4.8. La répartition des valeurs de température en fonction de la PMEI est très semblable pour le cas des T_{max} et celui des T_{moy} . La tendance entre les valeurs cycle-à-cycle lorsqu’une droite est passée dans le nuage de point est légèrement négative pour les tests ayant un CV de PMEI plus élevé. Une absence de corrélation (R^2 de la droite de tendance égal à zéro) est observée lorsque le moteur a un fonctionnement stable (CV bas).



**Figure 4.9 Valeurs cycle-à-cycle de PMEI et de T_{moy} ,
thermocouple de 25.4 μm , 1500 tr/min, $\lambda=1.00$,
262 kPa de PMEF et avance MBT.**

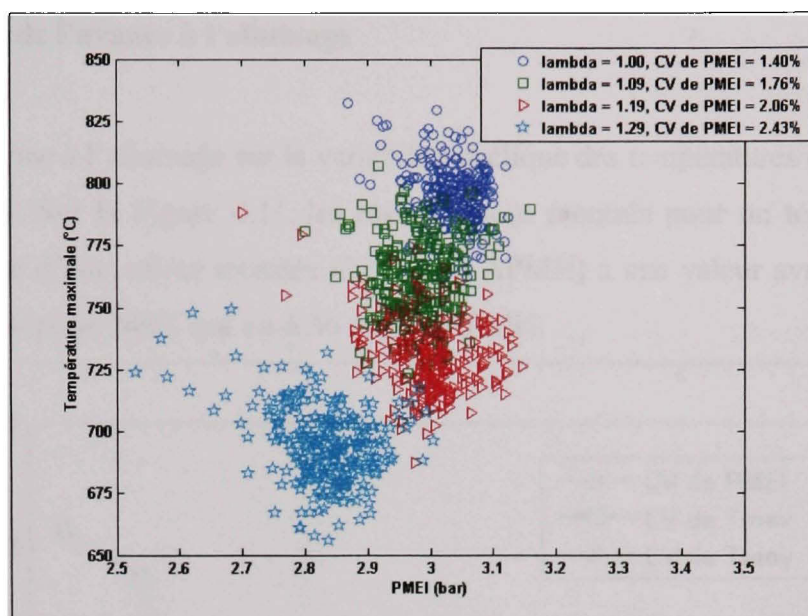


Figure 4.10 Valeurs cycle-à-cycle de PMEI et de Tmax, thermocouple de 25.4 μm , 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.

Aussi, présenté au Tableau 4.2, les résultats des écarts-types et des moyennes de températures montrent que l'utilisation des températures maximale et moyenne est un bon outil de diagnostic afin de déterminer la stabilité de combustion lorsque le coefficient d'excès d'air augmente. L'écart-type augmente et la moyenne diminue pour les deux paramètres de température lorsque la combustion devient instable.

Tableau 4.2 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction du coefficient d'excès d'air, 1500 tr/min, 262 kPa de PMEI et avance MBT

Coefficient d'excès d'air (λ)	Écart-type PMEI (bar)	Moyenne PMEI (bar)	Écart-type Tmax (°C)	Moyenne Tmax (°C)	Écart-type Tmoy (°C)	Moyenne Tmoy (°C)
1.00	0.043	3.034	12.8	794.9	9.9	666.8
1.04	0.049	3.008	14.4	777.1	11.3	657.6
1.09	0.052	2.981	15.7	761.5	12.4	647.3
1.15	0.053	2.958	14.6	743.2	11.5	634.5
1.19	0.062	2.998	15.0	731.0	11.5	629.5
1.25	0.062	2.935	15.3	710.4	12.7	612.3
1.29	0.069	2.833	15.6	694.6	13.0	598.7

4.4.3 Effet de l'avance à l'allumage

L'effet de l'avance à l'allumage sur la variabilité cyclique des températures d'échappement a aussi été étudié. Sur la Figure 4.11, les résultats sont montrés pour un test où l'avance à l'allumage passe d'une valeur retardée (22 degrés APMH) à une valeur avancée (42 degrés APMH), passé le point MBT qui est à 36 degrés APMH.

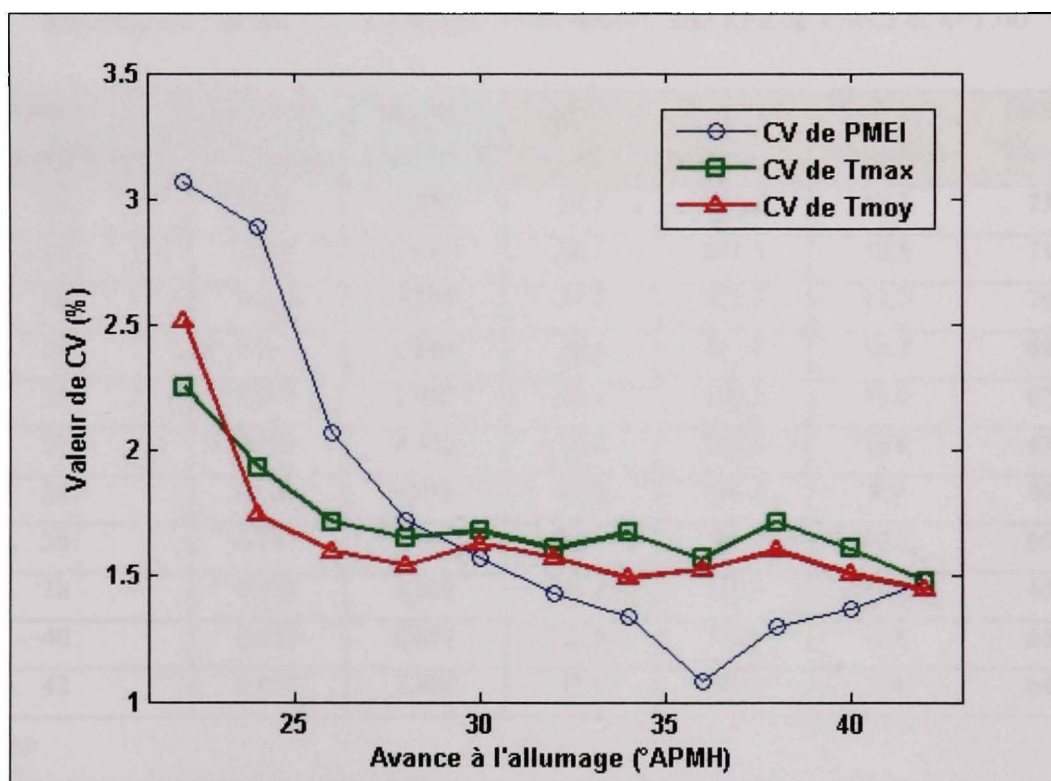


Figure 4.11 Valeurs cycle-à-cycle de PMEI et de T_{max}, thermocouple de 25.4 μ m seulement, 1500 tr/min, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEF et avance MBT.

Pour ce régime de fonctionnement, l'avance à l'allumage MBT se trouve à 36 degrés, c'est à ce point que la variabilité cyclique de combustion est la plus faible (1.08%). Par contre, le comportement du CV de T_{max} et de T_{moy} ne correspond plus à celui du CV de PMEI lorsque l'avance à l'allumage augmente et que le CV de PMEI diminue. L'intensité de la variation des températures d'échappement s'atténue lorsque l'avance à l'allumage augmente et que le CV de PMEI est plus petit que 1.5%. Dans le Tableau 4.3, les résultats des écarts-types et des valeurs moyennes pour le test présenté à la Figure 4.11 sont montrés. Généralement, pour les

résultats de températures, les valeurs des écarts-types et des moyennes diminuent lorsque l'avance à l'allumage augmente. Pour les deux paramètres de température T_{moy} et T_{max} , la valeur minimum d'écart-type n'est pas présente à l'avance à l'allumage MBT (36 degrés) comme pour l'écart-type de la PMEI.

Tableau 4.3 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, T_{max} et de T_{moy} en fonction de l'avance à l'allumage, 1500 tr/min, 262 kPa de PMEI et $\lambda=1.00$

Avance à l'allumage (°APMH)	Écart-type PMEI (bar)	Moyenne PMEI (bar)	Écart-type T_{max} (°C)	Moyenne T_{max} (°C)	Écart-type T_{moy} (°C)	Moyenne T_{moy} (°C)
22	0.087	2.850	15.1	846.0	12.3	730.8
24	0.085	2.915	16.1	831.5	12.5	715.9
26	0.062	2.959	14.1	822.3	11.3	705.6
28	0.052	2.996	13.4	811.7	10.7	694.7
30	0.046	2.893	13.4	799.2	11.0	677.8
32	0.042	2.922	12.8	795.2	10.6	672.1
34	0.039	2.913	13.2	788.2	9.9	665.8
36	0.031	2.916	12.3	782.3	10.1	659.7
38	0.038	2.908	13.4	778.3	10.5	655.9
40	0.039	2.897	12.5	774.1	9.8	651.9
42	0.042	2.866	11.4	768.4	9.4	647.0

4.4.4 Effet de l'avance à l'injection

L'avance à l'injection joue aussi un rôle important dans la variation de la variabilité cyclique de combustion. Une avance à l'injection trop grande augmente le temps de résidence des vapeurs d'essence dans le collecteur d'admission. Cette situation cause plusieurs désavantages comme un sur-mélangeage et/ou la perte d'une partie du mélange avant son entrée dans le cylindre. Une avance à l'injection retardée entraîne aussi l'augmentation de la variabilité cyclique de combustion comme spécifié dans (Morey and Seers 2009). La Figure 6 de l'article (Morey and Seers 2009), montre que pour le moteur utilisé, l'avance à l'injection qui minimise la variabilité cyclique de combustion est 0° (CV de PMEI de

2.06%). Cet instant correspond dans le cycle au PMH de l'admission. Les valeurs des CV de T_{\max} et T_{moy} suivent aussi l'augmentation et la diminution du CV de PMEI. Sur la Figure 4.12, les coefficients de corrélation des droites sont de 0.96 et 0.90 respectivement pour T_{\max} et T_{moy} lorsque les valeurs respectives des CV de T_{\max} et de T_{moy} obtenues des différentes valeurs d'avance à l'injection sont tracées en fonction du CV de PMEI.

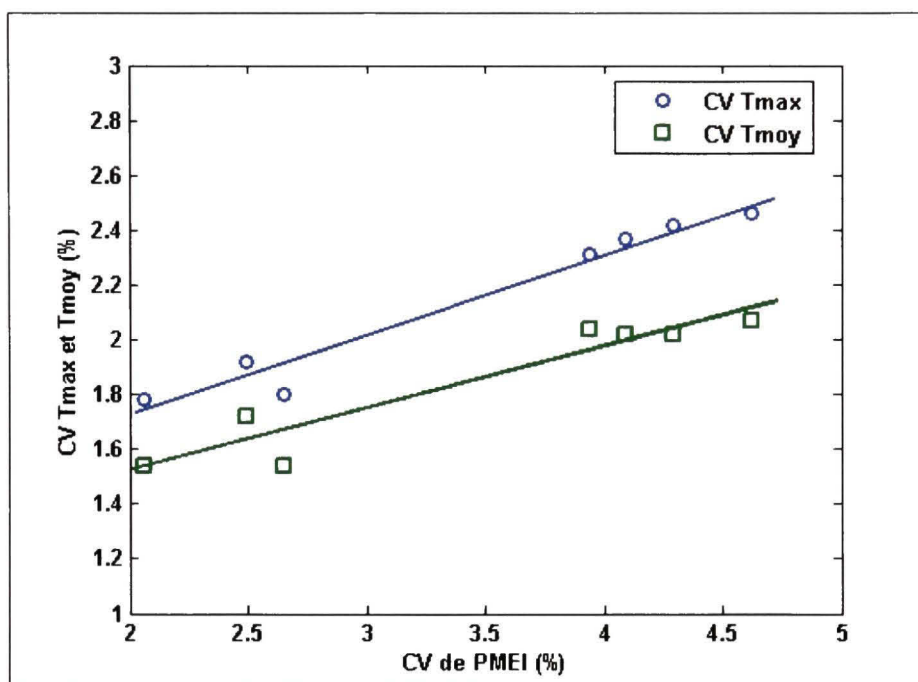


Figure 4.12 CV de T_{\max} et de T_{moy} en fonction du CV de PMEI, 1500 tr/min, $\lambda=1.10$, 393 kPa de PMEF et avance MBT.

Au Tableau 4.4, la comparaison est faite entre les valeurs des écarts-types et des valeurs moyennes pour la PMEI, T_{\max} et T_{moy} pour le test présenté à la Figure 6 de Morey and Seers (2009). Les résultats montrent que les écarts-types des deux paramètres de températures suivent la tendance de la variabilité cyclique de combustion observée par l'écart-type de la PMEI; les valeurs minimums sont observables pour le test réalisé à zéro degré d'avance à l'injection et les moyennes de T_{\max} et de T_{moy} sont constantes lors des tests.

Tableau 4.4 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction de l'avance à l'injection, 1500 tr/min, 393 kPa de PMEI, avance à l'allumage MBT et $\lambda=1.10$

Avance à l'injection (°APMH)	Écart-type PMEI (bar)	Moyenne PMEI (bar)	Écart-type Tmax (°C)	Moyenne Tmax (°C)	Écart-type Tmoy (°C)	Moyenne Tmoy (°C)
-90	0.196	4.247	19.2	781.6	14.6	707.0
-45	0.182	4.237	18.9	782.4	14.3	707.5
0	0.087	4.248	14.0	784.1	11.0	711.4
45	0.104	4.198	15.0	784.6	12.3	714.8
90	0.113	4.260	14.0	775.8	10.8	700.8
135	0.168	4.268	17.9	775.1	14.3	701.3
180	0.176	4.302	18.5	777.8	14.2	702.9

4.4.5 Effet de la vitesse de rotation

Pour les conditions d'opération du moteur lors des tests, la variation de la vitesse de rotation a moins d'impact sur la variabilité cyclique de la PMEI. Normalement, l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne une diminution de la variabilité cyclique de combustion; l'augmentation de la turbulence dans la chambre permet un meilleur mélange de l'air et de l'essence et une meilleure combustion. Pour la plage de vitesses de rotation utilisée (1000 à 2000 tr/min), le fonctionnement du moteur est stable. Sur la Figure 4.13, six différents tests sont présents pour six vitesses de rotation. Le point de fonctionnement à 1200 tr/min est plus instable que les autres points du test (CV de PMEI de 2.26 %), ce qui est normal car l'opération du moteur n'est pas complètement prédictible et ce résultat concorde avec d'autres tests réalisés. Malgré cela, les autres valeurs de CV de PMEI varient seulement de 1.48 %, minimum obtenu à 2000 tr/min, à 1.75 %, maximum obtenu à 1200 tr/min. Les valeurs des CV de température diminuent elles aussi lorsque la vitesse de rotation augmente. Si les résultats sont observés plus attentivement, la diminution des coefficients de variation est plus attribuable à l'augmentation des valeurs moyennes et maximales de température qu'à l'augmentation de la variabilité des températures; l'écart-type des valeurs moyennes et

maximales obtenu est constant. Le Tableau 4.5 montre la comparaison des valeurs pour les différents tests.

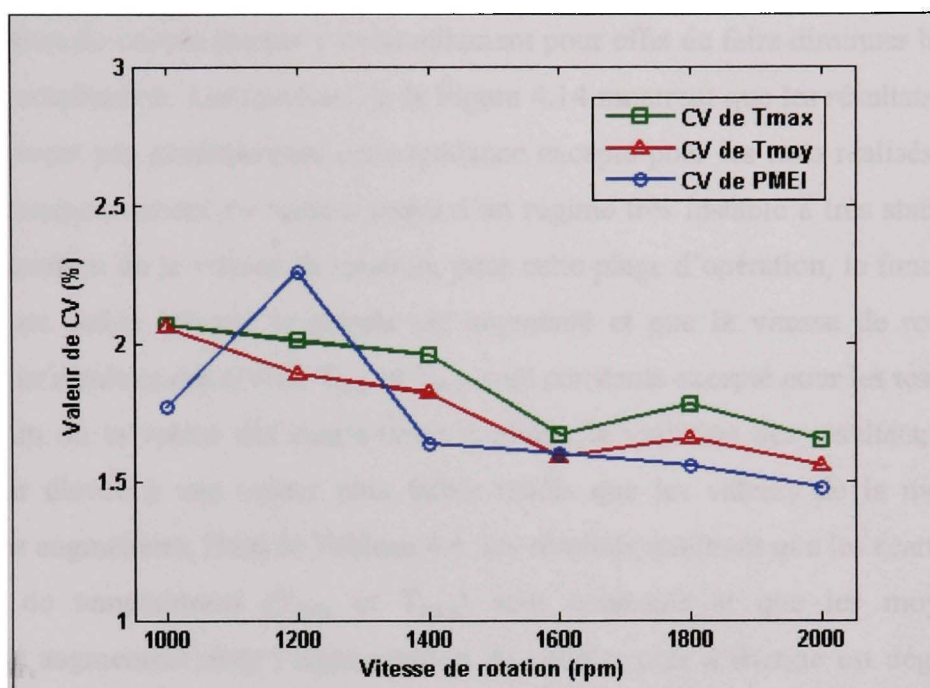


Figure 4.13 CV de PMEI, T_{max} et de T_{moy} en fonction de la vitesse de rotation, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEI et avance MBT.

Tableau 4.5 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, T_{max} et de T_{moy} en fonction de la vitesse de rotation, $\lambda=1.00$, 262 kPa de PMEI et avance MBT

Vitesse de rotation (rpm)	Écart-type PMEI (bar)	Moyenne PMEI (bar)	Écart-type T _{max} (°C)	Moyenne T _{max} (°C)	Écart-type T _{moy} (°C)	Moyenne T _{moy} (°C)
1000	0.049	2.79	14.7	711	11.7	567
1200	0.065	2.87	15.2	756	12.0	632
1400	0.048	2.91	15.3	782	12.0	661
1600	0.047	2.93	13.5	810	11.0	689
1800	0.047	3.05	14.8	832	11.8	714
2000	0.045	3.02	14.0	845	11.4	731

4.4.6 Effet du couple moteur

L'augmentation du couple moteur a habituellement pour effet de faire diminuer la variabilité cyclique de combustion. Les résultats de la Figure 4.14 montrent que les résultats des CV de PMEI ne suivent pas généralement cette tendance excepté pour les tests réalisés à 10 et 70 N.m où le fonctionnement du moteur passe d'un régime très instable à très stable. Comme lors de la variation de la vitesse de rotation, pour cette plage d'opération, le fonctionnement du moteur est stable lorsque le couple est augmenté et que la vitesse de rotation reste constante. Les résultats des CV de T_{\max} et T_{moy} sont constants excepté pour les tests réalisés à 10 et 70 N.m où la valeur des écarts-types explique la variation des résultats; ils passent d'une valeur élevée à une valeur plus faible tandis que les valeurs de la moyenne des températures augmentent. Dans le Tableau 4.6, les résultats montrent que les écarts-types des paramètres de températures (T_{\max} et T_{moy}) sont constants et que les moyennes des températures augmentent avec l'augmentation du couple; plus d'énergie est dégagée par la combustion et l'avance à l'allumage est de plus en plus retardée. Ce fait rend la détection de la variabilité cyclique de combustion à partir des températures d'échappement lors de la variation du couple plus difficile.

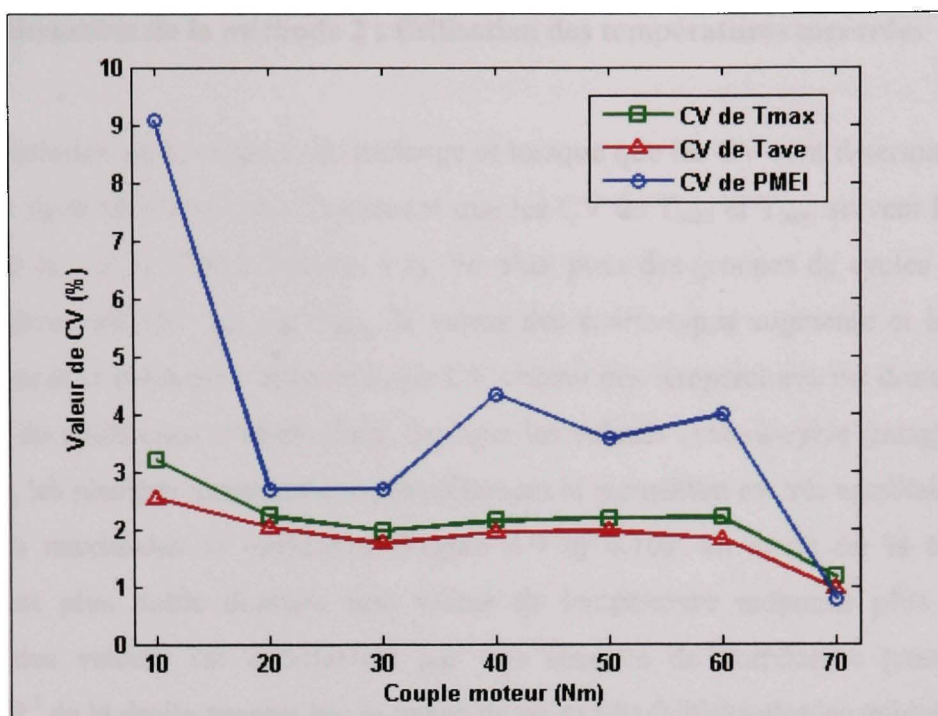


Figure 4.14 CV de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction du couple moteur, 1500 rpm, $\lambda=1.10$, avance MBT.

Tableau 4.6 Valeur des moyennes et des écarts-types de PMEI, Tmax et de Tmoy en fonction du couple, 1500 rpm, $\lambda=1.10$ et avance MBT

Couple moteur (N.m)	Écart-type PMEI (bar)	Moyenne PMEI (bar)	Écart-type Tmax (°C)	Moyenne Tmax (°C)	Écart-type Tmoy (°C)	Moyenne Tmoy (°C)
10	0.105	1.15	23.0	717	15.0	594
20	0.051	1.92	16.3	734	12.1	595
30	0.072	2.69	15.0	766	11.4	654
40	0.146	3.37	16.5	774	13.1	681
50	0.150	4.24	16.9	777	13.6	701
60	0.199	5.01	16.8	768	12.6	697
70	0.046	5.90	8.9	767	6.6	705

4.4.7 Discussion de la méthode 2 : Utilisation des températures mesurées

Lors de la variation de la richesse du mélange et lorsque que les CV sont déterminés à partir d'un groupe de cycle, les résultats montrent que les CV de T_{\max} et T_{moy} suivent la tendance observée par le CV de PMEI (Figures 4.8). En plus, pour des groupes de cycles et pour les deux paramètres utilisés, T_{\max} et T_{moy} , la valeur des écarts-types augmente et la moyenne diminue lorsque le mélange s'appauvrit. Le CV obtenu des températures est donc sensible à la variation du coefficient d'excès d'air. Lorsque les valeurs cycle-à-cycle (nuage de point) sont tracées, les résultats montrent que premièrement la répartition est très semblable pour les températures maximales et moyennes (Figure 4.9 et 4.10); un cycle où la température maximale est plus faible donnera une valeur de température moyenne plus faible. La répartition des valeurs est caractérisée par une absence de corrélation (coefficient de corrélation R^2 de la droite passant par le nuage de point très faible) entre les valeurs de PMEI et de température maximale lorsque la variabilité cyclique est faible. La corrélation entre les valeurs cycle-à-cycle devient négative lorsque la variabilité cyclique de combustion augmente. Ce résultat est en accord avec les résultats présentés par (Kar, Swain et al. 2006) obtenus avec différentes charges et vitesses de rotations; la corrélation était plus forte lorsque la variabilité cyclique de combustion était plus élevée. Pour ces cas, plus l'énergie dégagée et le travail sont élevés pour le cycle, plus la température d'échappement moyenne et maximale pour ce même cycle est faible. Concernant les résultats obtenus lorsque l'avance à l'allumage était varié, le CV de PMEI minimum était obtenu à l'avance MBT (36 degrés) (Figure 4.10) mais les valeurs minimums de CV de température étaient obtenues avec une avance à l'allumage plus élevée de 42 degrés. Dans le Tableau 4.3, les résultats montrent que les écarts-types et les moyennes de T_{\max} et T_{moy} diminuent lorsque l'avance à l'allumage augmente. La corrélation entre les valeurs du CV de PMEI et ceux de température pour des groupes de cycle est plus forte (R^2 de la droite plus élevé) lorsque la variabilité cyclique de la PMEI est plus élevée, au-delà de 2 % pour ce test. Lorsque le CV de PMEI est plus faible, les CV de T_{\max} et T_{moy} obtenus sont constants. Les résultats recueillis lorsque l'avance à l'injection est modifiée à couple et vitesse constants montrent que les CV de T_{\max} et de T_{moy} pour des groupes de cycles suivent la variation du CV de PMEI (Figure 6 de l'article (Morey

and Seers 2009)). La valeur minimum des CV de température sont à leur minimum lorsque l'avance à l'injection (zéro degré) minimise la variabilité cyclique de combustion (CV de PMEI le plus faible). Pour ces tests, les valeurs des températures maximales et moyennes sont constantes et la variation des CV de température est due à la variation des écarts-types des températures. Pour les essais réalisés à différentes valeurs de couples et vitesses de rotation, le moteur fonctionne dans des plages très stables. La variabilité cyclique de combustion suit les tendances normalement observables lors de la variation du couple et de la vitesse de rotation; elle diminue lors de l'augmentation de ces deux paramètres. Les CV de T_{\max} et T_{moy} sont constants lors des deux tests; les valeurs des écarts-types de T_{\max} et T_{moy} sont constants et c'est seulement la valeur moyenne des deux paramètres qui augmente en fonction du couple et de la vitesse de rotation. Ceci rend la détection de la variabilité cyclique de combustion, lors de la variation du couple et de la vitesse de rotation, à partir d'un coefficient de variation déterminé à partir de la température maximale ou moyenne, problématique. En fait, un seul paramètre devrait être varié à la fois afin de rendre la détection de la variabilité cyclique à partir de la température d'échappement possible. Lors de cette étude, les CV et les valeurs respectives des écarts-types et des moyennes ont été principalement utilisés afin de comparer les résultats de température et de PMEI. Jusqu'à présent, aucun travail dans la littérature ne tente de corréler la variabilité cyclique de combustion obtenue lors de la variation de la richesse, de l'avance à l'allumage, de l'avance à l'injection, de la variation de la vitesse de rotation et du couple moteur à un seul paramètre relié à la température d'échappement. L'analyse fait par (Kar, Swain et al. 2006) comparait seulement les différentes valeurs de R^2 des droites de régressions linéaires obtenues entre les valeurs cycle-à-cycle (nuages de points) tracées entre les températures moyennes et maximales reconstruites et 4 paramètres moteur (PMEI, P_{\max} , fraction massique brûlée 0-10% et 10-80%). La comparaison était faite pour seulement quatre tests moteurs. Pour ces tests, la température moyenne reconstruite corrélait le mieux avec les paramètres de combustion. À la suite des résultats obtenus avec les températures mesurées, le CV déterminé à partir de la température maximale semble être un meilleur indicateur de la variabilité cyclique de combustion lorsque la température mesurée est utilisée.

4.5 Conclusion du chapitre

D'après les résultats obtenus, la variabilité cyclique de combustion se reflète dans la variabilité cyclique des températures d'échappement. Lorsque l'avance à l'allumage est ajustée à MBT, les coefficients de variation de la température maximale et moyenne obtenus à partir d'un groupe de cycles suivent généralement le coefficient de variation de la PMEI. Par contre, pour les tests où la variation du couple moteur et de la vitesse de rotation sont responsables de la variation de la PMEI, les CV de température obtenus sont plus stables et leurs variations sont attribuables à la variation de la valeur moyenne et maximale de température et non des écart-types. Il a été déterminé que le CV obtenu de la température maximale est plus sensible à la variation de température que celui obtenu de la température moyenne et que les résultats obtenus du plus petit thermocouple de 25.4 μm de diamètre étaient plus sensibles que ceux obtenus du thermocouple de 50.8 μm de diamètre. La corrélation entre les valeurs cycle-à-cycle de la PMEI et de T_{max} est meilleure lorsque la variabilité cyclique de la PMEI est élevée. Par exemple, pour les cas où la variabilité cyclique de la température maximale est due à la variation du coefficient d'excès d'air et lorsque le CV de PMEI est supérieur à 2.5%, la corrélation est meilleure entre les deux paramètres. Pour les cas où la variabilité cyclique de T_{max} est due à la variation de l'avance à l'allumage, un CV de PMEI supérieur à 3.5% entraîne une corrélation positive plus grande entre les valeurs. Comme il est mentionné dans Morey and Seers (2009), l'utilisation d'une fenêtre mobile qui calculerait le CV de PMEI et celui de T_{max} en parallèle (Figure 7 de Morey and Seers (2009)) permettrait de détecter la détérioration de la combustion à partir de la lecture d'un micro thermocouple placé dans l'échappement. Ainsi, le signal obtenu d'un capteur de température permettrait d'influencer l'avance à l'allumage ou le rapport air carburant afin de maintenir le moteur dans une plage optimale afin de minimiser les émissions polluantes par exemple.

CONCLUSION

Les résultats présentés dans ce mémoire montrent que la variabilité cyclique de combustion, déterminée à partir de la fluctuation de la mesure de la pression dans le cylindre, se reflète dans la variabilité des températures d'échappement mesurée à la sortie du port. Pour la première partie du mémoire, lorsqu'un capteur de température isolé est utilisé en parallèle avec un système de traitement du signal, une corrélation positive existe entre les coefficients de variation de la PMEI et celui du capteur lorsque des groupes de cycle sont utilisés pour le calcul des paramètres. La corrélation est plus forte lorsque l'avance à l'allumage est ajustée à MBT. Une grande variation a été observée dans la magnitude du signal de TGE pour une même valeur de CV de PMEI lorsque la vitesse de rotation et le couple moteur sont variés.

La seconde partie des travaux montre que lorsque la variabilité cyclique des températures des gaz d'échappement mesurée à l'aide de thermocouples de petits diamètres est comparée aux résultats de variabilité cyclique de combustion, la corrélation est positive lorsque les résultats des CV obtenus de groupes de cycles sont utilisés. Ceci est aussi vrai lorsque les résultats cycle-à-cycle (nuage de points) sont comparés pour un test en particulier. Aussi, les résultats montrent que la corrélation est plus forte, lors de la comparaison des résultats des CV obtenus à partir de groupes de cycles, lorsque le CV de PMEI est plus élevé, au-delà de 1.5 à 3.5 % dépendamment du test.

Les résultats sont par contre moins significatifs lors de la variation du couple et de la vitesse de rotation comme il a été démontré, avec la comparaison des valeurs moyennes et des écarts-types des paramètres de température et de PMEI. Ensuite, la corrélation observée entre les valeurs cycle-à-cycle pour un test montre aussi que lorsque la variabilité cyclique de combustion est plus élevée, la corrélation obtenue est plus forte. Les résultats obtenus suggèrent aussi qu'un système de contrôle pourrait être développé en utilisant le CV de la température maximale déterminé en continu à partir d'un groupe restreint de 50 cycles consécutifs. Par contre, les travaux réalisés montrent que l'utilisation d'une méthode de reconstruction du signal de température à partir de la lecture de deux thermocouples est

moins efficace que la lecture directe de la température afin de détecter la variabilité cyclique de combustion.

RECOMMANDATIONS

Suite aux travaux réalisés dans cette étude et à la présentation de résultats concluants lors de l'utilisation de la température maximale comme moyen de détection de la variabilité cyclique de combustion, trois principales recommandations sont à considérer. Premièrement, continuer l'étude afin d'augmenter la durée de vie du capteur de température en étudiant l'utilisation de thermocouples de types différents et de diamètres légèrement plus gros. Deuxièmement, étudier la meilleure position du capteur dans la tubulure d'échappement afin de maximiser sa durabilité et d'obtenir un signal le plus représentatif possible de la variation des températures d'échappement. Troisièmement, effectuer des simulations numériques afin de mieux comprendre le lien entre la variabilité cyclique de combustion et la variation de la température des gaz d'échappement.

ANNEXE I

MÉTHODE DE RECONSTRUCTION DE TEMPÉRATURE

Premièrement, les étapes principales du programme de reconstruction de température en Matlab sont les suivantes :

- 1- Acquisition des données brutes de pression et de température.
- 2- Calcul de la PMEI et de son CV pour le test.
- 3- Filtrage des données de températures.
- 4- Détermination des constantes de temps fixe τ_1 et τ_2 à partir des 5000 premières valeurs.
- 5- Détermination de la fenêtre de temps à partir de la constante τ_1 .
- 6- Détermination des constantes de temps variable pour l'ensemble des données.
- 7- Détermination des températures maximales à chaque cycle et de CV.
- 8- Détermination de la température moyenne (lors de l'ouverture de la soupape d'échappement) et du CV.

La méthode décrite est celle réalisé par (Tagawa and Ohta 1997) qui utilise deux micro thermocouples de diamètres différents et la méthode des moindres carrés afin de reconstruire le profil de température d'un écoulement. L'hypothèse principale utilisée lors de l'utilisation de cette technique est que, si les transferts de chaleur par conduction et par radiation sont négligés et que les thermocouples sont placés très près l'un de l'autre de façon à ce qu'ils soient soumis à la même température, la température des gaz (T_g), pour chacun des thermocouples peut être définie par :

$$\begin{aligned} T_{g1} &= T_1 + \tau_1 \frac{dT_1}{dt} \\ T_{g2} &= T_2 + \tau_2 \frac{dT_2}{dt} \end{aligned} \tag{I.1}$$

Dans l'équation I.1, T_{g1} représente la température reconstruite du thermocouple 1, T_{g2} est la température reconstruite du thermocouple 2, T_1 et T_2 sont les températures mesurées obtenues

des thermocouples 1 et 2. Finalement τ_1 et τ_2 sont les constantes de temps associées aux deux thermocouples et dT_1/dt et dT_2/dt sont les dérivées par rapport au temps des températures mesurées des thermocouples 1 et 2. Par la suite, comme les deux thermocouples détectent la même température, la température des gaz est la même que celle mesurée par les thermocouples.

$$T_g = T_{g1} = T_{g2} \quad (I.2)$$

Il reste donc trois inconnus (T_g , τ_1 et τ_2) pour seulement 2 équations (I.1 et I.2). Habituellement, une équation est déterminée à partir de l'équation I.2, avec l'introduction du ratio des constantes de temps :

$$\alpha = \tau_2 / \tau_1 \quad (I.3)$$

$$\tau_1 = \frac{-(T_1 - T_2)}{(dT_1/dt) - \alpha(dT_2/dt)} \quad (I.4)$$

Cette méthode est très simple mais certains problèmes surviennent. Le ratio des constantes de temps doit être donné à l'avance et être invariable. Une singularité est aussi présente dans l'équation I.5 due à la forme du dénominateur. Voilà pourquoi les auteurs amènent une nouvelle approche. En effet les températures des gaz T_{g1} et T_{g2} devraient être identiques mais en réalité ce n'est pas le cas. Une nouvelle approche a été utilisée afin de déterminer les constantes τ_1 et τ_2 en minimisant la différence temporelle moyennée entre les températures compensées T_{g1} et T_{g2} en utilisant la méthode des moindres carrés :

$$e = \overline{(T_{g2} - T_{g1})^2} \quad (I.5)$$

Durant cette opération, les constantes de temps sont assumées constantes :

$$\tau_1 = \overline{\tau_1} \quad \text{and} \quad \tau_2 = \overline{\tau_2} \quad (I.6)$$

La différence “e” peut être écrite comme suit :

$$e = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_{g2}^i - T_{g1}^i)^2 \quad (\text{I.7})$$

Où N est le nombre de données pour chaque thermocouple séparé d’un pas de temps Δt égal. À partir de ceci, l’auteur introduit des abréviations pour faciliter l’écriture de la méthodologie :

$$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N = \sum \quad (\text{I.8})$$

$$\Delta T_{21} = T_2 - T_1 \quad (\text{I.9})$$

$$G_1 = \frac{dT_1}{dt} \quad (\text{I.10})$$

$$G_2 = \frac{dT_2}{dt} \quad (\text{I.11})$$

L’équation I.5 peut être réécrite sur la forme suivante :

$$e = \sum (\Delta T_{21})^2 + \overline{\tau_1}^2 \left(\sum G_1^2 \right) + \overline{\tau_2}^2 \left(\sum G_2^2 \right) - 2\overline{\tau_1} \left(\sum G_1 \Delta T_{21} \right) + 2\overline{\tau_2} \left(\sum G_2 \Delta T_{21} \right) - 2\overline{\tau_1} \overline{\tau_2} \left(\sum G_2 G_1 \right) \quad (\text{I.12})$$

En donnant les conditions suivantes à l’équation I.12, on obtient les constantes de temps τ_1 et τ_2 qui minimisent l’erreur “e” :

$$\frac{de}{d\tau_1} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{de}{d\tau_2} = 0 \quad (\text{I.14})$$

Le résultat final devient :

$$\overline{\tau_1} = \frac{(\sum G_2^2)(\sum G_1 \Delta T_{21}) - (\sum G_1 G_2)(\sum G_2 \Delta T_{21})}{(\sum G_1^2)(\sum G_2^2) - (\sum G_1 G_2)^2} \quad (\text{I.15})$$

$$\overline{\tau_2} = \frac{(\sum G_1 G_2)(\sum G_1 \Delta T_{21}) - (\sum G_1^2)(\sum G_2 \Delta T_{21})}{(\sum G_1^2)(\sum G_2^2) - (\sum G_1 G_2)^2} \quad (\text{I.16})$$

ANNEXE II

PROGRAMME DE RECONSTRUCTION DE TEMPÉRATURE

```
% Programme reconstruction de température
% clc
% clear
% Données que l'utilisateur doit rentrer

RPM=1500;           % Vitesse de rotation du moteur
N=5000;             % Nombre de cycles pour la constante de temps
                    % moyenne
Nb_cycles=250;      % Nombre de cycles pour le calcul total tjrs
Time_w=1.5;         % Nombre de tau pour la fenêtre de temps de la deuxième
n_moy=3;            % Nombre de données prise pour le smoothing
b_moy=100;          % Nombre d'itération pour le smoothing
OE=round(147*(1000/720)); % Pulse ouverture de la soupape d'échappement @ .050"
FE=round(351*(1000/720)); % Pulse fermeture de la soupape d'échappement @ .050"
decalage=.84;       % Decalage entre le premier point acquisitionné et le zero
                    % (PMH) en degré
Bore=0.07493;       % Diamètre en m
Stroke=0.08992;     % Course en m
conrod=0.135;       % Longueur de la bielle en m
PMHC=499;           % Pulse de l'encodeur correspondant au point mort haut
                    % compression

% Calculs du pas de temps
pas_temps=1/((RPM/60)/2*1000);

% Acquisition du Tableau de pression et de la sonde LAMBDA
```



```
Pression=dlmread('C:\Documents and Settings\PK Morey\Desktop\DATA\SAMEDI
JANVIER\RICHESSE\1.00LAM\Pression_cyl.txt');
```

```
LAMBDA=dlmread('C:\Documents and Settings\PK Morey\Desktop\DATA\SAMEDI
JANVIER\RICHESSE\1.00LAM\LAMBDA.txt');
```

```
%Acquisition du Tableau de températures, m pour matrice
```

```
Temp1m=dlmread('C:\Documents and Settings\PK Morey\Desktop\DATA\SAMEDI
JANVIER\RICHESSE\1.00LAM\T1.txt');
```

```
Temp2m=dlmread('C:\Documents and Settings\PK Morey\Desktop\DATA\SAMEDI
JANVIER\RICHESSE\1.00LAM\T2.txt');
```

```
% Acquisition de la taille de la matrice Pression qui va gérer l'ensemble
```

```
% des indices des boucles
```

```
[Nb_lig,Nb_col]=size(Pression);
```

```
LAMBDA=mean(mean(LAMBDA));
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Traitement du Tableau de pression si il y a un décalage
```

```
if decalage>0
```

```
    for j=1:Nb_col
```

```
        for i=1:round(decalage*1000/720)
```

```
            p(i,j)=Pression(1000-round(decalage*1000/720)+i,j);
```

```
        end
```

```
    for i=round(decalage*1000/720)+1:Nb_lig
```

```
        Pression(Nb_lig+round(decalage*1000/720)-i+1,j)=Pression(Nb_lig-i+1,j);
```

```
    end
```

```
    for i=1:round(decalage*1000/720)
```

```

        Pression(i,j)=p(i,j);
    end
end
end

if decalage<0

    for j=1:Nb_col

        for i=1:abs(round(decalage*1000/720))
            p(i,j)=Pression(i,j);
        end

        for i=abs(round(decalage*1000/720))+1:Nb_lig
            Pression(i-abs(round(decalage*1000/720)),j)=Pression(i,j);
        end

        for i=1:abs(round(decalage*1000/720))
            Pression(i+Nb_lig-abs(round(decalage*1000/720)),j)=p(i,j);
        end
    end
end

% Dimensions de la chambre de combustion
V_depla=(((pi*Bore^2)/4)*Stroke);           %volume déplacé en m3
V_ccomb=(V_depla/(R_comp-1));               %volume de la chambre de combustion (ou
volume mort) en m3
Vol_chambre=V_depla+V_ccomb;                %volume total de la chambre en m3 (Vd+Vcc)

%Calcul de Vinst

```

```

for i = 1:Nb_lig
    teta(i)=2*pi*i/500;
    K(i)=conrod-sqrt(conrod^2-0.25*(Bore*sin(teta(i)))^2);
    Vinst(i)=((pi*Bore^2)/4)*(K(i)+0.5*Stroke*(1-cos(teta(i))))+V_ccomb;
end

```

```

% Calcul de IMEP et COV

```

```

% Calcul de DV

```

```

for i=1:(Nb_lig-1)
    DV(i)=(Vinst(i+1)-Vinst(i))/V_depla;
end

```

```

DV(Nb_lig)=(Vinst(1)-Vinst(Nb_lig))/V_depla;

```

```

% Calcul du IMEP Instantané

```

```

for i=1:Nb_lig
    for j=1:Nb_col
        IMEP_inst(i,j)=Pression(i,j)*DV(i);
    end
end

```

```

%Calcul du IMEP

```

```

for j=1:Nb_col
    IMEP_th(j,1)=0;
    for i=1:Nb_lig
        IMEP_th(j,1)=IMEP_inst(i,j)+IMEP_th(j,1);
    end
end

```

```

COV_IMEP=std(IMEP_th(3:252))/mean(IMEP_th(3:252))*100;

```

```

% _____
% Formation d'un vecteur à une colonne pour chaque température
% Temp1
Temp1v=zeros(Nb_col*1000,1);
for j=1:Nb_col
    Temp1v((1+1*(1000*(j-1))):1000*j,1)=Temp1m(:,j);
end
Temp1=Temp1v;

% Temp2
Temp2v=zeros(Nb_col*1000,1);
for j=1:Nb_col
    Temp2v((1+1*(1000*(j-1))):1000*j,1)=Temp2m(:,j);
end
Temp2=Temp2v;

% _____
% Smoothing des profils de températures

Temp1b=Temp1;
for i=1:b_moy
    Temp1 = smooth(Temp1b,n_moy);
    Temp1b=Temp1;
end

plot((1:10000),Temp1(1:10000),(1:10000),Temp1v(1:10000));

Temp2b=Temp2;
for i=1:b_moy
    Temp2 = smooth(Temp2b,n_moy);

```



```

    Temp2b=Temp2;
end
%_____
% Vecteurs Delta T

dT21=Temp2-Temp1;

% Détermination de la constante de temps fixe
% Détermination des dérivés G1,G2,G3 et G4

G1=zeros((Nb_cycles+4)*1000,1);
G2=zeros((Nb_cycles+4)*1000,1);

for i=1:((Nb_cycles+4)*1000)

    G1(i,1)=(Temp1(i+1000,1)-Temp1(i+999,1))/pas_temps;
    G2(i,1)=(Temp2(i+1000,1)-Temp2(i+999,1))/pas_temps;

end
% Détermination du Tau moyen avec N premières données
% Formation des nombres sommation  $G1^2$ , etc, b pour buffer, s pour somme
% G1e2
G1eb=0;
G1es=0;
for i=1:N
    G1eb=(G1(i,1))^2;
    G1es=G1es+G1eb;
end
G1e2=1/N*G1es;

```

```

%G2e2
G2eb=0;
G2es=0;
for i=1:N
    G2eb=(G2(i,1))^2;
    G2es=G2es+G2eb;
end
G2e2=1/N*G2es;
%
%G1deltaT21
G1dT21b=0;
G1dT21s=0;
for i=1:N
    G1dT21b=(G1(i,1)*dT21(i+1000,1));
    G1dT21s=G1dT21s+G1dT21b;
end
G1dT21=1/N*G1dT21s;

%G2deltaT21
G2dT21b=0;
G2dT21s=0;
for i=1:N
    G2dT21b=(G2(i,1)*dT21(i+1000,1));
    G2dT21s=G2dT21s+G2dT21b;
end
G2dT21=1/N*G2dT21s;
%
%G1G2
G1G2b=0;
G1G2s=0;

```

```

for i=1:N
    G1G2b=(G1(i,1)*G2(i,1));
    G1G2s=G1G2s+G1G2b;
end
G1G2=1/N*G1G2s;
%
% Détermination des constantes de temps avec N données pour calcul de la
% fenêtre de calcul
Tau1N=((G2e2*G1dT21)-(G1G2*G2dT21))/((G1e2*G2e2)-(G1G2)^2);
Tau2N=((G1G2*G1dT21)-(G1e2*G2dT21))/((G1e2*G2e2)-(G1G2)^2);

% Calcul des température avec Tau constant
Tg1N=zeros((Nb_cycles+4)*1000,1);
Tg2N=zeros((Nb_cycles+4)*1000,1);

for i=1:(Nb_cycles+4)*1000
    Tg1N(i,1)=Temp1(1000+i,1)+Tau1N*G1(i,1);
end

for i=1:(Nb_cycles+4)*1000
    Tg2N(i,1)=Temp2(1000+i,1)+Tau2N*G2(i,1);
end
%
% Fenêtre de calcul = 1.5Tau du plus petit thermocouple
Fel=Time_w*Tau1N;

% Nombre de données de la fenêtre
Nb_fe1=abs(round(Fel/pas_temps));

% Formation des indices à partir du pas de temps...

```

```

Ind1=round(Nb_fe1/2);
%
%Formation des vecteur de Tau1 et Tau2
Tau1=zeros((Nb_cycles+2)*1000,1);
Tau2=zeros((Nb_cycles+2)*1000,1);

[Nb_ligv,Nb_colv]=size(Tau1);

for i=1:Nb_ligv

    %G1e2
    G1eb=0;
    G1es=0;
    for k=1:(2*Ind1+1)
        G1eb=(G1(((1001+i)-Ind1-2)+k,1))^2;
        G1es=G1es+G1eb;
    end
    G1e2=1/(2*Ind1+1)*G1es;

    %G2e2
    G2eb=0;
    G2es=0;
    for k=1:(2*Ind1+1)
        G2eb=(G2(((1001+i)-Ind1-2)+k,1))^2;
        G2es=G2es+G2eb;
    end
    G2e2=1/(2*Ind1+1)*G2es;
%
%G1deltaT21
G1dT21b=0;

```



```

G1dT21s=0;
for k=1:(2*Ind1+1)
    G1dT21b=G1(((1001+i)-Ind1-2)+k,1)*dT21(((2001+i)-Ind1-2)+k,1);
    G1dT21s=G1dT21s+G1dT21b;
end
G1dT21=1/(2*Ind1+1)*G1dT21s;

%G2deltaT21
G2dT21b=0;
G2dT21s=0;
for k=1:(2*Ind1+1)
    G2dT21b=G2(((1001+i)-Ind1-2)+k,1)*dT21(((2001+i)-Ind1-2)+k,1);
    G2dT21s=G2dT21s+G2dT21b;
end
G2dT21=1/(2*Ind1+1)*G2dT21s;

%
%G1G2
G1G2b=0;
G1G2s=0;
for k=1:(2*Ind1+1)
    G1G2b=G1(((1001+i)-Ind1-2)+k,1)*G2(((1001+i)-Ind1-2)+k,1);
    G1G2s=G1G2s+G1G2b;
end
G1G2=1/(2*Ind1+1)*G1G2s;

Tau1(i,1)=((G2e2*G1dT21)-(G1G2*G2dT21))/((G1e2*G2e2)-(G1G2)^2);
Tau2(i,1)=((G1G2*G1dT21)-(G1e2*G2dT21))/((G1e2*G2e2)-(G1G2)^2);

end
%Température compensée pour l'ensemble des données

```

```

Tg1=zeros(Nb_ligv*Nb_cycles,1);
Tg2=zeros(Nb_ligv*Nb_cycles,1);

for i=1:(Nb_lig*Nb_cycles)

    Tg1(i,1)=Temp1(2000+i,1)+Tau1(i,1)*G1(1000+i,1);
    Tg2(i,1)=Temp2(2000+i,1)+Tau2(i,1)*G2(1000+i,1);

end
%COEFFICIENT DE CORRÉLATION
Tg1Tg2=zeros(Nb_cycles*1000,1);
Tg1e=zeros(Nb_cycles*1000,1);
Tg2e=zeros(Nb_cycles*1000,1);

for i=1:Nb_cycles*1000
    Tg1Tg2(i,1)=Tg1(i,1)*Tg2(i,1);
    Tg1e(i,1)=Tg1(i,1)^2;
    Tg2e(i,1)=Tg2(i,1)^2;
end

Rg12=mean(Tg1Tg2)/(mean(Tg1e)*mean(Tg2e))^(1/2)
% _____
% PROCESS

% COV Tmax à chaque cycle
% 1. Pour les températures compensées

T1maxc=zeros(Nb_cycles,1);
T2maxc=zeros(Nb_cycles,1);

```

```

for i=1:Nb_cycles % IMEP 3e cycle == Tg1 4e cycle
    T1maxc(i,1)=max(Tg1((PMHC+1*(1000*(i-1))):(PMHC+1000*i),1));
    T2maxc(i,1)=max(Tg2((PMHC+1*(1000*(i-1))):(PMHC+1000*i),1));
end

COV_T1maxc=std(T1maxc)/mean(T1maxc)*100
COV_T2maxc=std(T2maxc)/mean(T2maxc)*100

% COV Tmax à chaque cycle
% 2. Pour les températures réelles smoothées

T1maxr=zeros(Nb_cycles,1);
T2maxr=zeros(Nb_cycles,1);

for i=1:Nb_cycles
    T1maxr(i,1)=max(Temp1((PMHC+1*(1000*(i-1))+2000):(PMHC+1000*i+2000),1));
    T2maxr(i,1)=max(Temp2((PMHC+1*(1000*(i-1))+2000):(PMHC+1000*i+2000),1));
end

COV_T1maxr=std(T1maxr)/mean(T1maxr)*100
COV_T2maxr=std(T2maxr)/mean(T2maxr)*100
% COV intégrale avec O/F soupape d'échappement à chaque cycle
% 4. COV de l'aire sous le profil de température compensé avec bornes OE et FE
Int_T1c=zeros(Nb_cycles,1);
Int_T2c=zeros(Nb_cycles,1);

for i=1:Nb_cycles

    Int_T1b=0;
    Int_T1s=0;

```

```

Int_T2b=0;
Int_T2s=0;

for j=(PMHC+OE+1*(1000*(i-1))):(PMHC+FE+1*(1000*(i-1)))

    Int_T1b=Tg1(j,1)*1;
    Int_T1s=Int_T1s+Int_T1b;

    Int_T2b=Tg2(j,1)*1;
    Int_T2s=Int_T2s+Int_T2b;

end

Int_T1c(i,1)=Int_T1s/(FE-OE);
Int_T2c(i,1)=Int_T2s/(FE-OE);

end

COVInt_T1c=std(Int_T1c)/mean(Int_T1c)*100
COVInt_T2c=std(Int_T2c)/mean(Int_T2c)*100
% COV intégrale avec O/F soupape d'échappement à chaque cycle
% 5. COV de l'aire sous le profil de température réelle avec bornes OE et FE
Int_T1r=zeros(Nb_cycles,1);
Int_T2r=zeros(Nb_cycles,1);

for i=1:Nb_cycles

    Int_T1b=0;
    Int_T1s=0;
    Int_T2b=0;

```



```

Int_T2s=0;

for j=(2000+PMHC+OE+1*(1000*(i-1))):(2000+PMHC+FE+1*(1000*(i-1)))
    Int_T1b=Temp1(j,1)*1;
    Int_T1s=Int_T1s+Int_T1b;

    Int_T2b=Temp2(j,1)*1;
    Int_T2s=Int_T2s+Int_T2b;
end

Int_T1r(i,1)=Int_T1s/(FE-OE);
Int_T2r(i,1)=Int_T2s/(FE-OE);

end

COVInt_T1r=std(Int_T1r)/mean(Int_T1r)*100
COVInt_T2r=std(Int_T2r)/mean(Int_T2r)*100

```

ANNEXE III

THERMOCOUPLES UTILISÉS

Les thermocouples utilisées lors de cette étude proviennent de la compagnie Omega. Les numéros de produit sont CHAL-001 et CHAL-002. Les propriétés données par le fabricant sur le site internet concernant les temps de réponse sont données dans le Tableau III.1.

Tableau III.1 Temps de réponse approximatifs de différentes grosseurs de thermocouples

Dia. Du fil mm (pouce)	Air ambiant 427°C/38°C	18.3 m/sec Air 427°C/38°C	Eau 93°C/38°C
0.025 (0.001)	0.05 sec	0.004 sec	0.002 sec
0.125 (0.005)	1.0 sec	0.08 sec	0.04 sec
0.381 (0.015)	10.0 sec	0.80 sec	0.40 sec
0.75 (0.032)	40.0 sec	3.2 sec	1.6 sec

Le temps de réponse donnée pour un thermocouple de 25.4 μm dans de l'air à 18.3 m/s est de 0.004 s. La compagnie Omega vend aussi des thermocouples de 12.7 μm (.0005'') de diamètre mais leur petitesse et leur fragilité les rend impossible à manipuler. Leur durée de vie en fatigue dans un environnement hostile comme l'échappement d'un moteur à combustion serait assurément très courte.

ANNEXE IV

ARTICLE 1: COMPARISON OF THE CYCLIC VARIABILITY OF AN EXHAUST GAS TEMPERATURE SENSOR AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENTS

JRCICE2007-40008

**COMPARISON OF THE CYCLIC VARIABILITY OF AN EXHAUST GAS
TEMPERATURE SENSOR AND IN-CYLINDER PRESSURE MEASUREMENTS**

F. Morey

École de technologie supérieure
Montréal, Québec

P. Seers

École de technologie supérieure
Montréal, Québec

D. Gardiner

Nexum research Corporation
Kingston, Ontario

ABSTRACT

This paper presents a concept of an exhaust temperature sensor as a method to monitor cyclic variability of combustion. The goal is to determine if the cycle-to-cycle fluctuations of the sensor can be related to the cyclic variability of combustion as measured by a pressure transducer.

Experiments were conducted with a port fuel spark ignition engine at different engine speeds and loads. For each operating point, different spark timing and different excess ratios were used to evaluate the sensitivity of the temperature-based sensor to quantify the cyclic variability of combustion as measured by the Coefficient of Variation (COV).

The results demonstrated the sensitivity of the concept to relatively low levels of cyclic variability (circa 1-3% COV of IMEP). At a given speed and load, changes in cyclic variability indicated by in-cylinder pressure measurement were, in general, reproduced by the sensor. The relationship between the cyclic variability indications provided by the two sensors varied as the speed and load were changed.

INTRODUCTION

There is a keen interest to further reduce pollutant emissions and fuel consumption through the use of new sensors that could monitor and diagnose combustion quality. In the past years, techniques based on engine speed [1] and vibration [2] measurements have been proposed as tools for preventive maintenance of large bore engines. However, the combustion process should also to be monitored to improve fuel economy and reduce pollutant emissions. A sensor capable of monitoring cyclic

variability could ultimately enable closed-loop control of the engine at or near the acceptable limits for combustion fluctuations.

Such combustion monitoring has been proposed by Moskwa and coworkers [3] who processed the engine speed signal to quantify the quality of combustion of a spark ignition (SI) engine. The approach monitors the engine crankshaft speed signal which is electronically modified to improve accuracy and can then be used to estimate piston work and to diagnose misfires. Di Martino et al. [4] also used the SI engine speed but to quantify the stability of combustion at idle.

Other approaches look for a particular exhaust gas signature inherent to misfire. For example Chung et al. [5] proposed a method to detect misfire in SI engine by measuring the fluctuation of the exhaust gas oxygen content with a wideband oxygen sensor. The misfire signature is characterized by two peaks of oxygen concentration at the front and tail of the expelled gas.

Another technique to quantify the combustion process is based on measuring the ion current of a spark plug. Anderson and Eriksson [6] demonstrated experimentally that the Coefficient of Variation (COV) of the integrated ion signal shows the same trend as the COV of Indicated Mean Effective Pressure (IMEP). They also reported on a cyclic basis that the stronger ion signal the higher the torque output. Daniels and al. [7] processed the ionization signal by Fast Fourier Transformation and were thus able to detect light knock (inaudible) and partial burn in SI engine. When they compared the ionization signal of a normal combustion cycle to a partial burn cycle, they observed that for the

latter there is a ion signal late in the expansion stroke that is absent for the case of normal combustion.

Chiavola [8] proposed a method to detect combustion anomalies by monitoring the exhaust gas pressure as a function of time. By processing the signal, misfire can be detected by evaluating the mean frequency content of the pressure trace. However, the results presented shows that for low engine load the fluctuations of the mean frequency range increases which might render detection more difficult. The results are presented only for misfire and therefore cycle-to-cycle fluctuations of combustion might not be possible.

Exhaust gas temperature has been studied in spark ignition engine and it has been shown that the temperature peaks during the blowdown and displacement portions of the exhaust stroke, and decreases when the exhaust valves are closed. Caton and Heywood [9] observed cycle-to-cycle fluctuation of the peak exhaust temperature with fine-wire resistance thermometer. As their work was related to determine heat transfer coefficient of exhaust port, they didn't attempt to link the peak temperature fluctuations to the in-cylinder combustion process. Abu-Qudais [10] used the peak exhaust gas temperature as a technique to detect knock. The temperature was monitored for a constant engine condition and the spark timing was advanced gradually until appearance of knock. The results showed that as the spark timing is advanced, the exhaust gas temperature slowly drops until knock is produced which results in a significant reduction of exhaust gas temperature.

Finally, Gardiner and Bardon [11] presented experimental results of an exhaust cyclic variability (ECV) sensor based upon a durable, sheathed cylinder exhaust thermocouple. This sensor was intended to monitor in-cylinder cyclic variation of combustion based upon cyclic variations in exhaust temperature near the exhaust port. They showed on an individual cycle basis that there was a relationship between the processed ECV signal and the in-cylinder Indicated Mean Effective Pressure (IMEP). The results also demonstrated that the Coefficient of Variation (COV) of the processed ECV signal correlated well with the COV of IMEP as measured by in-cylinder pressure transducer.

Kar et al. [12] later investigated the relationship between cyclic variations in exhaust temperature and cyclic variations in combustion using probes with multiple fine wire thermocouples and sophisticated compensation techniques for the thermocouple response. This experimental technique was used to determine the actual transient gas temperature throughout the exhaust stroke during each engine cycle. Kar et al demonstrated that variations in exhaust temperature can be used to infer combustion variability.

The work presented in this paper is a continuation of the exploration of Gardiner and Bardon for a different engine to further validate the ECV sensor concept as a

practical means of monitoring the cyclic variability of in-service, production engines. The main hypothesis is that the cycle-to-cycle fluctuations in combustion will directly affect the cycle-to-cycle exhaust gas temperature. This paper is continuation of the work presented by [11] which concentrated on a particular engine operating point at which the air/fuel ratio and spark timing were varied. For this work, the ECV sensor was tested at different engine speeds and loads. For each operating point, the effect of the air/fuel ratio and spark timing are studied. The outline of this paper is as follow: Firstly, the experimental set-up and equipment are described. Secondly, results of in-cylinder pressure and exhaust gas temperature measurements are presented. Thirdly, the results are analyzed and briefly discussed with respect to combustion stability and sensor response.

EXPERIMENTAL SET-UP

The engine used for the experiment was a Honda, inline 4 cylinder, 16 valve, 1.6-liter, port-fuel injection, spark ignition engine. The main engine characteristics can be found in Table 1. A programmable engine controller allows changing the spark timing, injection timing and injector pulsewidth as needed. The engine speed and load were obtained with an eddy-current (AVL 160) dynamometer.

A pressure transducer embedded in the spark plug of cylinder number two measured the in-cylinder pressure and acquisition was synchronized by a 1000 pulses per cycle optical encoder. A universal exhaust gas oxygen (UEGO) sensor, from Horiba, measured the equivalence ratio of the mixture. Stock ignition system was used on all cylinders.

Table 1. Engine specifications

Engine Type	Honda, D16Z6
Valvetrain	Single overhead cam
Bore	75 mm
Stroke	90 mm
Displacement	1590 cm ³
Compression ratio	9.4:1

Experiment

The goal of the experiments is to examine the possible link between the variability of combustion within the cylinder and the variability of the exhaust gas temperature as processed by an Exhaust Cyclic Variability (ECV) sensor. The main hypothesis behind the ECV sensor concept is that the cyclic variation of in-cylinder combustion will cause cyclic variation of exhaust gas temperature. The experiment evaluates the variability of combustion associated with engine speed, load, mixture excess air ratio and spark timing and if the ECV

sensor can detect the induced variation and with what sensitivity.

For every test, the engine was started and warmed at idle to its operating temperature of 90°C. Once the engine was fully warmed, the engine speed and load were adjusted to the specific operating point specified in Table 2. The test procedure used is as follows: The engine is brought to the desire operating conditions (engine speed, load and equivalence ratio) then;

- 1- The Minimum advance for best torque (MBT) is found;
- 2- 250 cycles of pressure transducer and ECV sensor signals are acquired simultaneously;
- 3- Repeat step 2 for different retarded spark timing.
- 4- Repeat step 1 and 2 for different equivalence ratio.

All tests were performed with gasoline.

Table 2. Engine test matrix.

Test	Engine speed (RPM)	Loads (N-m)	Spark timing	Excess ratio (λ)
1	1000	30, 40 and 50	MBT and retarded	1, 1.1, 1.2, 1.3
2	1500	30, 40 and 50	MBT and retarded	1, 1.1, 1.2, 1.3
3	2000	30,40 and 50	MBT and retarded	1, 1.1, 1.2, 1.3

The tests provided a good evaluation of the capacity of the ECV sensor over a range of operating conditions.

Exhaust Cyclic Variability sensor

The ECV sensor is based on an exhaust gas temperature thermocouple normally used in gas turbine engines and is chosen for the compromise it offers between durability and response. The sensor is made of a K-type thermocouple sheathed with Hastelloy material. The natural frequency response of the thermocouple is very slow compared with the engine firing frequencies of interest. For example, the time constant of the thermocouple is about 4s in flowing air at 20m/s.

The ability to provide a cycle-resolved signal is achieved through the use of proprietary signal processing techniques that analyze minute fluctuations in the natural response of the thermocouple signal. The basis of these techniques is the classic work on thermocouple time lag compensation published by NACA researchers Shepard and Warshawsky in 1952 [13]. The approach does not attempt to determine the actual transient gas temperature throughout the exhaust stroke like Kar et al [12], as this would be impractical with a sensor having adequate durability for continuous use. Instead, it is aimed at

reflecting relative changes in peak exhaust temperatures from cycle to cycle. This peak cyclic value is referred to as the ECV signal.

The cyclic variability (combustion instability) levels of groups of consecutive cycles are quantified by the Coefficient of Variation (COV) of the ECV signal. Like the COV of IMEP, the COV of ECV is a normalized parameter that is not dependent upon accurate, absolute calibration of the sensor. During the present study, the raw ECV sensor waveforms and the cycle-by-cycle ECV signals were recorded (along with the in-cylinder pressure measurements) by the data acquisition system, and the COV values were calculated during post processing of the data. Other versions of the ECV system provide on-line COV processing and display.

The ECV probe was installed in the exhaust pipe of cylinder number 2 at a distance of 1-3/4 inch from the exhaust port. An adaptor was screwed to the exhaust manifold. The ECV probe was then inserted into the adaptor with the probe tip positioned at mid-diameter of the manifold.

In-Cylinder Pressure Measurements

The in-cylinder pressure of cylinder number 2 was measured with a pressure transducer that was embedded in a specially designed Kistler spark plug. The signal of the pressure transducer, Kistler 6052B, was amplified with a Kistler charge amplifier (Kistler type 5010). The charge amplifier output voltage was then acquired by a computer with an in-house designed Labview application. The in-cylinder pressure was "pegged", at bottom dead center of intake, to be equal to the intake manifold pressure.

The different signals (in-cylinder pressure and ECV sensor) were acquired at every 0,72 crank angle degree (1000 times per cycle) by a Labview application. From the acquired data, the COV of IMEP (indicated mean effective pressure) and the COV of ECV signal were calculated. The COV of IMEP is calculated as the ratio of the standard deviation of the IMEP divided by the mean IMEP as represented by Equation 1. The COV of the ECV signal is computed the same way but by using the sensor signal at each cycle.

$$COV(IMEP) = \frac{\sigma(IMEP)}{IMEP} \times 100 \quad (1)$$

RESULTS AND DISCUSSION

In this section a sensitivity analysis is first presented to quantify the effect of the number of cycle acquired on the calculated COV. Then the effect of excess ratio, spark timing, load and engine speed are presented and briefly discussed. Comparisons are made between the in-cylinder measurement and the ECV signal.

Sensitivity analysis

The first step of this work was to determine the minimum number of cycles required to get reliable data. We conducted a series of tests at 1000 RPM for different load and equivalence ratio. For each operating point in-cylinder pressure and exhaust gas temperature sensor signals were acquired and post-processed for 250, 500, 750 and 1000 cycles. The results are in accordance with [16] who suggested that 250 cycles is desirable to provide enough precision in the results. Figure 1 shows the variation of the COV of IMEP, COV of ECV and COV of maximum in-cylinder pressure (Pmax) as a function of the number of cycle acquired.

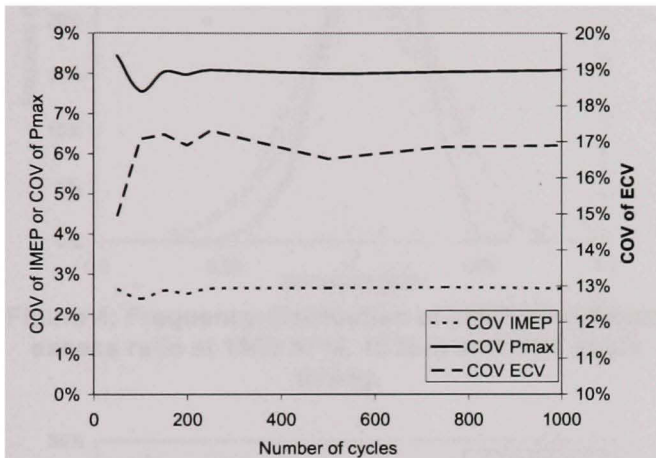


Figure 1. Variation of COV as a function of number of cycle acquired at 1000 RPM, 40 N-m and excess ratio of 1.1

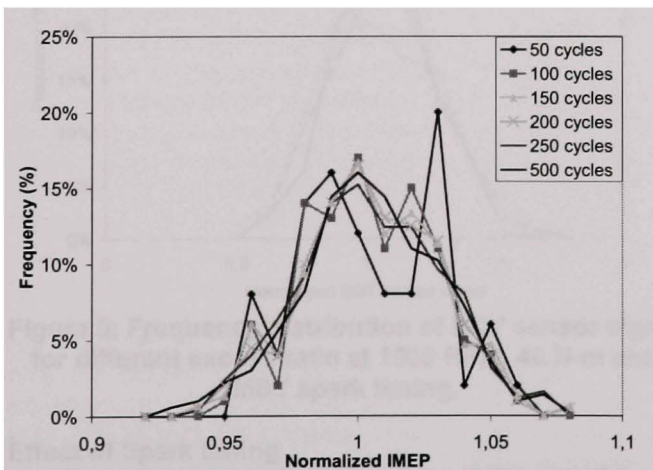


Figure 2. Distribution of normalized IMEP for different number of cycle acquired at 1000 RPM, 40 N-m and excess ratio of 1.1

Figure 2 demonstrates that the distribution of the normalized IMEP changes appreciably as the number of cycles acquired increases from 50 to 250 cycles. The

difference in the distribution between 250 and 500 acquired cycles is small and doesn't change significantly as more cycles are added. This proof validates that 250 cycles are sufficient and this value was used for each experiment presented in this paper.

Effect of excess ratio

First the sensor reaction for a constant operating point with different excess ratios and constant spark timing is verified. Figure 3 presents the trends observed for the COV of IMEP and the COV of ECV signal while the mixture is leaned out at an engine speed of 1500 RPM and a load of 40 N-m. At each excess ratio the spark timing was adjusted to MBT. The general trend is that there is an increase of COV of IMEP as the excess ratio increases and this is expected as the mixture approaches the lean limit of combustion [14]. This trend was also evident in the COV of the ECV signal.

Another comparison is made between the frequency distribution of the IMEP calculated by in-cylinder pressure measurement and the frequency distribution of the ECV sensor signal. For both signals the normalization was performed based on the average respective value of 250 cycles. Therefore a normalized value inferior to one (1) indicates a low IMEP cycle while a value superior to one (1) indicates a high IMEP cycle compare to the average. It can be seen in Figures 4 and 5 that both measurements show a wider distribution as the excess ratio is increased.

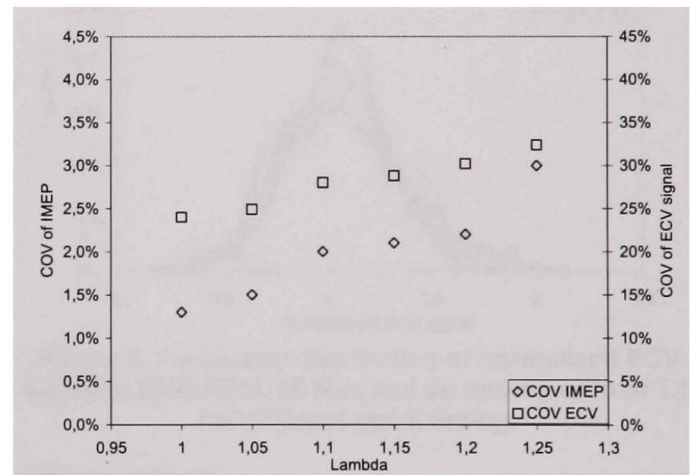


Figure 3: Trends in COV of IMEP and of ECV signal at 1500 RPM, 40 N-m and MBT for different excess ratio.

Figures 4 and 5 are also interesting as they illustrated the difference with respect to sensitivity of the signal. The normalized ECV signal shows a much wider distribution of normalized values than in-cylinder pressure measurement. The cyclic fluctuations in peak exhaust temperature which the ECV system seeks to measure may actually have a wider distribution than the

associated IMEP values, but other factors may also be responsible for this behavior. These factors include variations in heat transfer from the exhaust gas to the port and manifold walls upstream of the sensor, and limitations in the effectiveness of the signal processing technique as the signal to noise ratio of the raw sensor signal becomes lower.

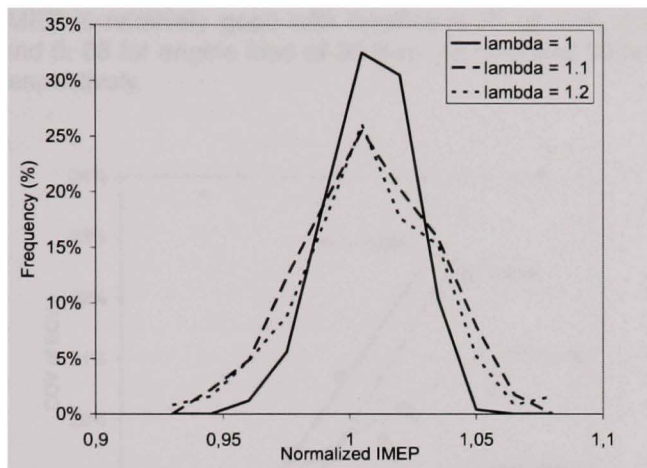


Figure 4: Frequency distribution of IMEP for different excess ratio at 1500 RPM, 40 N-m and MBT spark timing.

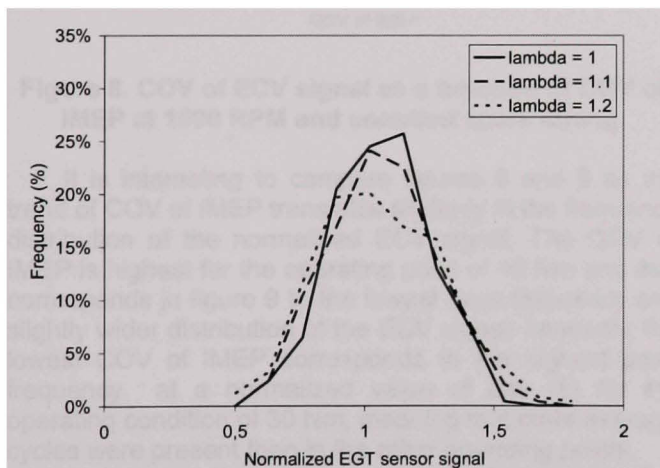


Figure 5: Frequency distribution of ECV sensor signal for different excess ratio at 1500 RPM, 40 N-m and MBT spark timing.

Effect of Spark timing

The effect of spark timing on the COV of IMEP and the COV of ECV signal was also studied and are compared in figure 6. As expected, the COV of IMEP is reduced as the spark timing approaches the optimum spark timing. The same way, the COV of ECV signal follows the general tendency of the COV of IMEP with a minimization of the COV as the spark timing is advanced.

Figure 7 shows the frequency distribution of the normalized ECV signal for each spark timing presented in figure 6. As expected, the distribution widens as the combustion process deteriorates (higher COV of IMEP) showing that more cycles are farther away of the average cycle.

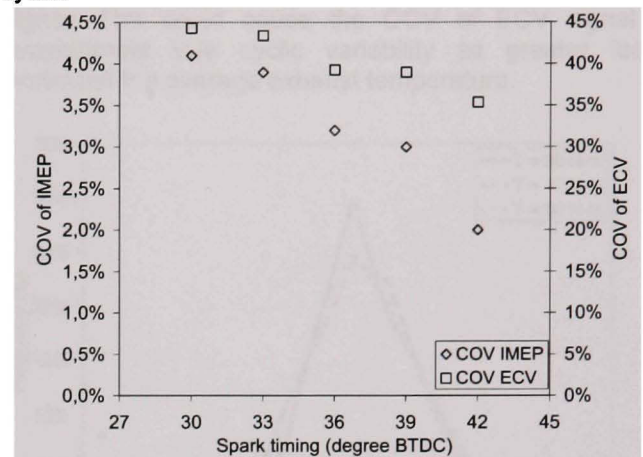


Figure 6: Trends of COV of IMEP and of ECV signal at 2000 RPM, 30 N-m and an excess ratio of 1.1 for different spark timing

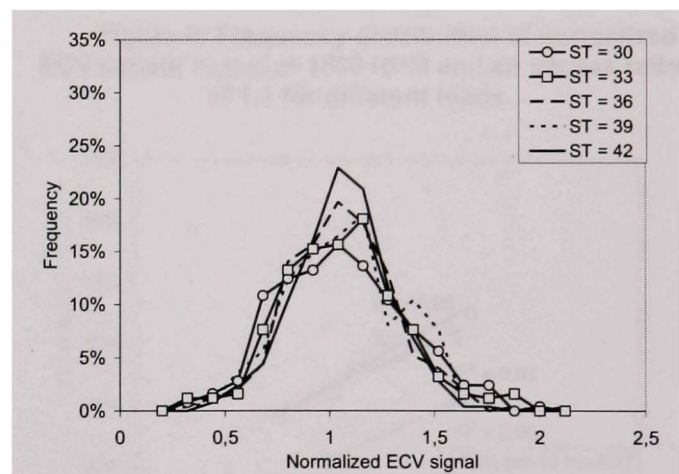


Figure 7: Frequency distribution of normalized ECV signal at 2000 RPM, 30 N-m and an excess ratio of 1.1 for different spark timing.

Effects of Load

To validate the potential of the ECV concept to provide an indication of the repeatability of the combustion process, the signal of the ECV sensor was also compared to the COV of IMEP for different engine loads. Figure 8 presents the results obtained at 1500 RPM and loads of 30 N-m, 40 N-m and 50 N-m. For each load the spark timing is set at MBT for an excess ratio of one (1) and then the excess ratio was varied to produce cycle-to-cycle variations. The general trend for these operating conditions is that a minimum COV of IMEP is

obtained at low engine load of 30 N-m, and that the COV is then larger at 40 N-m than at 50 N-m. Similar trends in the COV of IMEP is also reported by Ozdor et al. [15] at similar operating conditions.

Figure 8 also illustrates that the COV of the ECV signal is dependant of the engine load. For the three engine loads present in figure 8, one observes that the relationship between the COV of ECV and the COV of IMEP is relatively good with coefficient R^2 of 0.50, 0.68 and 0.88 for engine load of 30 N-m, 40 N-m and 50 N-m respectively.

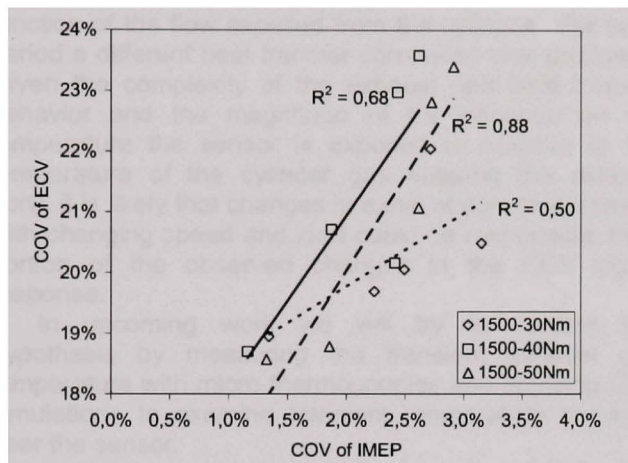


Figure 8. COV of ECV signal as a function of COV of IMEP at 1500 RPM and constant spark timing.

It is interesting to compare figures 8 and 9 as the trend of COV of IMEP translates similarly in the frequency distribution of the normalized ECV signal. The COV of IMEP is highest for the operating point of 40 Nm and that corresponds in figure 9 to the lowest peak frequency and slightly wider distribution of the ECV signal. Inversely, the lowest COV of IMEP corresponds to the highest peak frequency at a normalized value of one (1) for the operating condition of 30 Nm, meaning that more average cycles were present than in the other operating points.

The effect of engine load was further investigated but this time the spark timing was adjusted at MBT each time the excess ratio was changed. The goal of these experiments was to keep the COV of IMEP to value lower than 3% to test the capacity of the ECV sensor under stable engine operations with few cyclic variations of combustion. The relationship between the COV of IMEP and the COV of ECV is presented in figure 10. The coefficients R^2 which are very high are also indicated demonstrating the strong relationship between both variables.

Figure 10 and Figure 8 both exhibit a trend that the COV of ECV signal increases with load for a constant

COV of IMEP when the load rises from 30 Nm to 40-50 Nm. The effect of load on the average exhaust temperature was considered, because a cyclic temperature fluctuation of a given magnitude will represent a smaller relative change in the absolute exhaust gas temperature if the average temperature is higher. This could cause the COV of ECV signal to overestimate true cyclic variability as greater loads increased the average exhaust temperature.

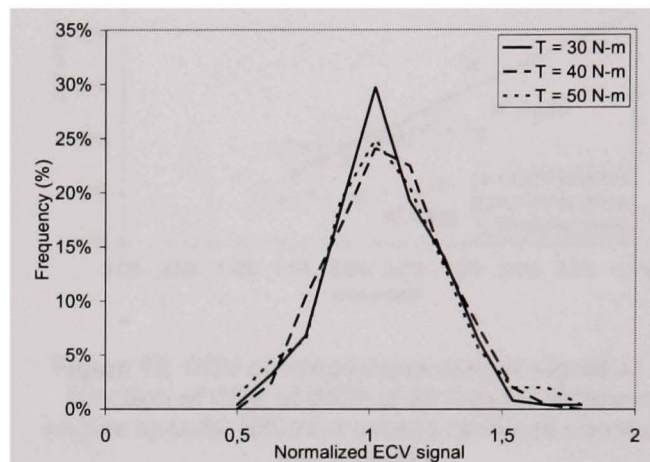


Figure 9: Frequency distribution of normalized ECV sensor signal at 1500 RPM and an excess ratio of 1,1 for different loads.

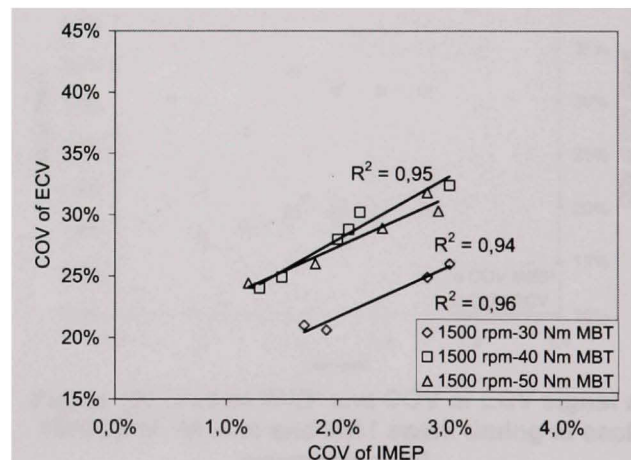


Figure 10: COV of ECV signal as a function of COV of IMEP at 1500 RPM and MBT spark timing at each operating point.

Figure 11 presents the average temperature of the exhaust gas as measured by the ECV sensor for the cases of figure 8. As expected, the exhaust temperature is higher as the load increases and decreases as the excess ratio is increased. However, the temperature changes with load are relatively small, and do not indicate

an increase between 30 Nm and 40-50 Nm that reflects the changes in the COV of ECV shown in Figure 8.

Caton and Heywood [9] studied exhaust gas temperature fluctuations and heat transfer in the exhaust port of a spark ignition engine, and measured an exhaust gas temperature fluctuation of approximately 300 K during the exhaust process. They also calculated that heat losses in the exhaust port caused an exhaust gas temperature reduction of about 200 K between the time the exhaust left the cylinder and when it arrived at the temperature measurement location downstream of the port. They subdivided the heat exchange between the exhaust gas and the exhaust port in three periods as a function of the flow expelled from the cylinder. For each period a different heat transfer correlation was proposed. Given the complexity of the exhaust port heat transfer behavior and the magnitude of its influence on the temperature the sensor is exposed to (relative to the temperature of the cylinder gas entering the exhaust port), it is likely that changes in exhaust port heat transfer with changing speed and load could be responsible for a portion of the observed changes in the ECV signal response.

In upcoming work we will try to confirm this hypothesis by measuring the transient exhaust gas temperature with micro-thermocouples and applying CFD simulations to examine transient temperature behavior near the sensor.

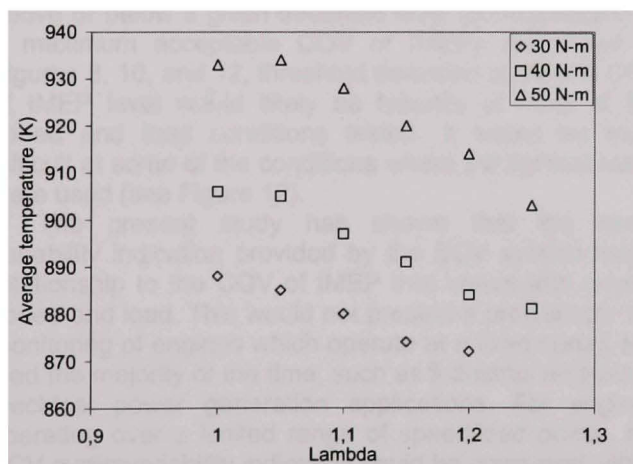


Figure 11: Average exhaust temperature as a function of excess ratio at 1500 RPM for different engine load and constant spark timing.

Effects of engine speed

Finally, the effect of engine speed was also studied and seems to also influence the signal of the ECV sensor. Figure 12 presents three (3) engine speed conditions for a constant load of 30 N-m. The excess ratio was varied to induce cycle-to-cycle fluctuations and the spark timing was kept constant for each load conditions. The results

indicate that the COV of the ECV signal successfully reproduces the COV of IMEP tendency for the case at 2000 RPM with a coefficient R^2 of 0.96. It was less successful for the case at 1000 RPM and 1500 RPM with a coefficient R^2 of 0.62 and 0.5 respectively.

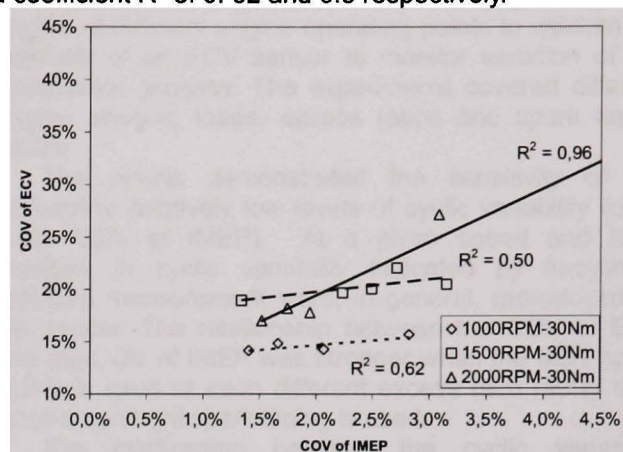


Figure 12: COV of temperature sensor signal as a function of COV of IMEP at 30 N-m for different engine speeds, different excess ratio and constant spark timing.

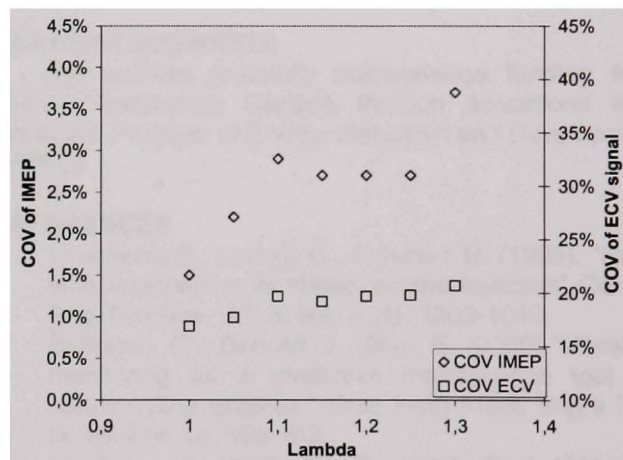


Figure 13: COV of IMEP and COV of ECV signal at 1000 RPM, 40 N-m and MBT spark timing at each operating point.

Figures 13 and 14 show other examples where the ECV sensor follows the general trend of the COV of IMEP as measured by a pressure transducer for different engine speeds. For both figures, the spark timing was adjusted to MBT for each excess ratio. When comparing figure 13 and 14 one observes that the COV of the ECV signal increases with engine speed for a constant value of COV of IMEP. As discussed previously, changes in heat transfer in the exhaust port due to changes in turbulence in the flow may contribute to this behavior,

because as engine speed is increased it is associated with an increase of gas velocity.

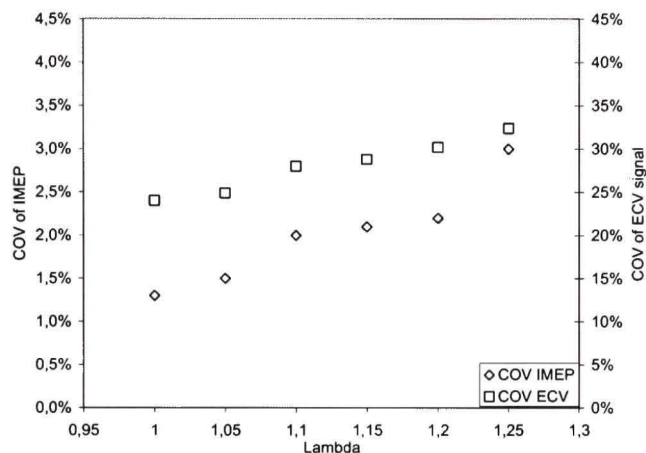


Figure 14: COV of IMEP and COV of ECV signal at 1500 RPM, 40 N-m and MBT spark timing at each operating point.

IMPLICATIONS FOR ENGINE MONITORING APPLICATIONS

In many engine control and monitoring applications, the objective of cyclic variability measurements would be to determine if the combustion instability levels were above or below a given threshold level (corresponding to a maximum acceptable COV of IMEP). As shown in Figures 8, 10, and 12, threshold detection at the 2% COV of IMEP level would likely be feasible at most of the speed and load conditions tested. It would be most difficult at some of the conditions where the lightest loads were used (see Figure 12).

The present study has shown that the cyclic variability indication provided by the ECV system has a relationship to the COV of IMEP that varies with engine speed and load. This would not present a problem for the monitoring of engines which operate at a fixed speed and load the majority of the time, such as industrial engines in electrical power generation applications. For engines operating over a limited range of speed/load points, the ECV cyclic variability indication could be compared with a variable threshold level (corresponding, for example, to a 2% COV of IMEP) appropriate for the current speed and load conditions of the engine. This would require experimental mapping of the threshold levels for a given engine.

The requirements of engines which experience frequent changes in speed and load over a wide range (such as light duty automotive engines) would be served best if approaches can be developed to compensate the ECV signal on-line as a function of other engine sensor

information. This would provide a cyclic variability signal that is independent of engine operating conditions.

CONCLUSION

Experiments were conducted in a spark ignition engine at different engine operating points to validate the potential of an ECV sensor to monitor variation of the combustion process. The experiments covered different engine speeds, loads, excess ratios and spark timing values.

The results demonstrated the sensitivity of the concept to relatively low levels of cyclic variability (circa 1-3% COV of IMEP). At a given speed and load, changes in cyclic variability indicated by in-cylinder pressure measurement were, in general, reproduced by the sensor. The relationship between the COV of ECV and the COV of IMEP was stronger when the MBT spark timing is used at each different excess ratio rather than when a constant spark timing is used.

The relationship between the cyclic variability indications provided by the two sensors was not constant as the speed and load were changed. The hypothesis for this inconsistency is that the variations with changing speed and load may be related to changes in heat transfer to the exhaust port. Further investigations are needed.

ACKNOWLEDGMENTS

The authors gratefully acknowledge funding from Natural Resources Canada through allocations from Canada's Program of Energy Research and Development (PERD).

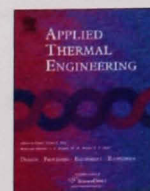
REFERENCES

1. Leonhardt S., Ludwig C., Schwarz R. (1995). "Real-time supervision for diesel engine injection" *Control Eng. Practice*, Vol. 3, No. 7, pp. 1003-1010.
2. deBotton, G., Ben-Ari, J., Sher, E. (2000) "Vibration monitoring as a predictive maintenance tool for reciprocating engines." *Proc Instn Mech Engrs Part D: Vol 214*, pp. 895-903.
3. Moskwa, J.J., Wang, W., Bucheger, D. J. (2001) "A new methodology for use in engine diagnostics and control, utilizing "synthetic" engine variables: Theoretical and experimental results." *Journal of Dynamic systems, measurement and control*, vol 123
4. Di Martino, U., Formisano, G., Lucignano, G. (2000) "Combustion stability at idle: A non-indicated methodology for analysis" *SAE paper 2003-01-0640*
5. Chung, Y. Kim, H., Choi, S., Bae, C. (2000) "Flow characteristics of misfired gas in the exhaust manifold of a spark ignition engine" *Proc Instn Mech Engrs Part D: vol 214*, pp 373-381.

6. Andersson, I., Eriksson, L. (2000) "Ion sensing for combustion stability control of a spark ignited direct injected engine" SAE paper 2000-01-0552.
7. Daniels, C.F., Zhu, G.G., Winkelman, J. (2003) "Inaudible knock and partial-burn detection using in-cylinder ionization signal" SAE paper 2003-01-3149
8. Chiavola, O. (2003) "Combustion anomalies detection in SI engines from exhaust pressure signal processing" Proc. Instn Mech. Engrs, Part A Power and Energy. Vol. 217, 537-546.
9. Caton, J.A., Heywood, J.B. (1981) "An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port". Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 24, no.4, pp. 581-595
10. Abu-Qudais, M. (1996) "Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine" Energy Conversion and Management, Vol. 37, no. 9, pp. 1393-1392.
11. Gardiner, D.P., Bardon, M.F. (2005) "A cyclic variability monitoring system based upon cycle resolved exhaust temperature sensing" ICEF2005-1294. Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, September 11-14, Ottawa, Canada.
12. Kar, K., Swain, A., Raine, R., Roberts, S., Stone, R. (2006) "Cycle-by-Cycle Variations in Exhaust Temperatures Using Thermocouple Compensation Techniques" SAE paper 2006-01-1197
13. Shepard, C.F., Warshawsky, I., (1952) "Electrical Techniques for Compensation of Thermal Time Lag of Thermocouples and Resistance Thermometer Elements" NACA Technical Note 2703, May 6, 1952.
14. Russ, S., Lavoie, G., Dai, W. (1999) "SI Engine Operation with Retarded Ignition: Part 1 - Cyclic Variations" SAE paper 1999-01-3506.
15. Ozdor, N., Dulger, M., Sher, E. (1996) "An Experimental Study of the Cyclic Variability in Spark Ignition Engines" SAE paper 960611
16. Merker, G.P., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F. *Simulating Combustion. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development.* Springer-Verlag, Berlin, 2006.

ANNEXE V

ARTICLE 2: CYCLE BY CYCLE VARIATION OF MEASURED EXHAUST TEMPERATURE AND IN CYLINDER PRESSURE MEASUREMENT



Comparison of cycle-by-cycle variation of measured exhaust-gas temperature and in-cylinder pressure measurements

Francis Morey, Patrice Seers *

Ecole de technologie supérieure, Mechanical Engineering Department, 1100 Notre-Dame W., Montreal, Canada H3C 1K3

ARTICLE INFO

Article history:

Received 30 January 2009

Accepted 13 October 2009

Available online xxxx

Keywords:

Exhaust-gas temperature

Combustion stability

Sensor

Spark-ignition engine

ABSTRACT

Closed-loop control of the combustion process in the internal-combustion engine on a cycle-to-cycle basis is desirable to achieve better fuel economy and reduce pollutant emissions. This work explores the possibility of monitoring the in-cylinder combustion process of a spark-ignition engine by measuring exhaust-gas temperature. A small-diameter thermocouple (25.4 μm or 0.001 in.) is inserted into the exhaust manifold to measure exhaust-gas temperature, while in-cylinder pressure is monitored with a pressure transducer. Cycle-by-cycle variations of the measured exhaust-gas temperature are compared to IMEP variation for groups of cycles. The experimental results show that coefficient of variation of maximum temperature follows the same trend as the coefficient of variation of indicated mean effective pressure. Cycle-by-cycle variation of IMEP is reflected in cyclic variation of measured exhaust-gas temperatures for operating conditions under which the engine is working at a fixed speed or load and when cyclic variability is caused by changing engine parameters such as spark timing, injection timing, and air/fuel ratio. Finally, by using a moving window covering a small number of cycles, it is possible to show that the COV trend of maximum exhaust temperature mirrors that of IMEP.

© 2009 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Numerous combustion control sensors have been developed and studied over the years for application in internal-combustion engines. Direct-measurement sensors, such as ion-current probe for spark-ignition (SI) engines and in-cylinder pressure measurement for diesel engines have been developed and are used in some production engines. The common objectives in sensor development are to tighten combustion control as well as to achieve better fuel economy, better performance, and fewer pollutant emissions [1]. Monitoring cyclic variation in the combustion process can enable closed-loop control over engine parameters such as fuel metering and spark timing. Different techniques have been proposed to monitor engine working conditions, misfire, knock, and cyclic variation of combustion. For example, engine vibration monitoring has been studied by deBottom et al. [2] as a means of detecting faulty engine conditions such as early and late spark timing or worn-out spark plugs. Moskwa et al. [3] processed the engine speed signal to quantify the quality of combustion in an SI engine. The approach monitors the engine crankshaft speed signal, which is electronically modified to improve accuracy and can then be used to estimate piston work and to diagnose misfires. Di Mar-

tino et al. [4] also used SI engine speed, but to quantify combustion stability at idle.

Other attempts to detect combustion anomalies involve quantifying the combustion process based on measuring spark-plug ion current. For example, Andersson and Eriksson [5] demonstrated experimentally that the coefficient of variation (COV) of the integrated ion signal follows the same pattern as the COV of indicated mean effective pressure (IMEP). Daniels et al. [6] processed the ionization signal using the fast Fourier transform (FFT) and were able to detect light inaudible knock and partial burn in SI engines. When they compared the ionization signal of a normal combustion cycle to a partial burn cycle, they observed that an ion signal occurs late in the expansion stroke for the partial burn cycle but not for normal combustion.

Other approaches to detection look for a particular exhaust-gas signature inherent to combustion anomalies. Chiavola [7] proposed a method to detect combustion anomalies by monitoring the exhaust-gas pressure as a function of time. By processing the signal, misfire can be detected by evaluating the mean frequency content of the pressure trace. However, the results presented indicate that, at low engine load, the fluctuations in the mean frequency range increase, which might render detection more difficult. Averaged exhaust-gas temperature was used by Abu-Qudais [8] to identify knocking conditions in a spark-ignited engine. Chung et al. [9] proposed a method to detect misfire in SI engines by measuring fluctuations in the exhaust-gas oxygen content with a wideband

* Corresponding author.

E-mail address: patrice.seers@etsmtl.ca (P. Seers).

Nomenclature

Symbols

BTDC	before top dead center
COV	coefficient of variation
IMEP	indicated mean effective pressure
MBT	minimum advance for best torque
T_{\max}	maximum temperature per cycle

T_{ave}	average temperature (during valve opening only)
TDC	top dead center

Greek symbol

λ	excess air ratio
-----------	------------------

oxygen sensor. The misfire signature is characterized by two peaks of oxygen concentration at the head and tail of the expelled gas.

Experimental exhaust-temperature measurements performed by Heywood and Caton [10], used to validate a heat-transfer model for the exhaust port of an SI engine have shown that exhaust temperature varies on a cycle-to-cycle basis. These exhaust-temperature cyclic variations were measured by Gardiner and Bardon [11] with a robust sheathed aero-turbine K-type exhaust thermocouple and a proprietary processing technique to detect and quantify the cyclic variation of exhaust-gas temperature. Comparisons between exhaust-gas temperature and IMEP were made on a cycle-to-cycle basis and with groups of cycles. Their results showed that cyclic variation of exhaust temperature could be related to the cyclic variation of in-cylinder pressure measurements since the COV of exhaust-gas temperature followed the same pattern as the COV of IMEP as the air–fuel ratio was leaned out. The same link was weaker when spark timing was varied at a constant air–fuel ratio. More recently, cycle-to-cycle variation of exhaust temperature was also studied by Kar et al. [12] using a pair of fine-wire thermocouples of different sizes in combination with a reconstruction method based on a difference equation structure and a least-squares estimator. Reconstructed average exhaust temperature during exhaust valve opening, maximum cycle temperature, and standard deviation of temperature were compared with different combustion parameters, such as IMEP, maximum cylinder pressure, 0–10% and 10–80% mass fraction burn. They found that cycle-to-cycle variation of reconstructed temperature can be a good indicator of combustion variability since higher cyclic variation in combustion yielded higher cyclic variation in exhaust temperature. Cycle-averaged temperature was the better indicator of the in-cylinder combustion process.

This paper presents experimental results conducted with a spark-ignition engine that was instrumented to study cycle-to-cycle variation of IMEP and exhaust-gas temperature. In this work, the temperature measurements were obtained from fine-wire thermocouples with no compensation technique. The cyclic variability of exhaust-gas temperature is compared to cyclic variability of in-cylinder work as quantified by the net IMEP which differs from the approach of Kar et al. [12] who related average exhaust temperatures to mass fraction burned and IMEP. The influence of air–fuel ratios, spark timing, and injection timing are presented and discussed herein.

2. Experimental approach

Experiments were conducted with a 4-cylinder, 16 valve, 1.6-L, port-fuel injection, spark-ignition engine. The main engine characteristics can be found in Table 1. The engine was fuelled with gasoline with a research octane rating of 91. Minimum spark advance for best torque (MBT) was used except to study the influence of spark timing. A programmable engine controller allowed changing the spark timing, injection timing and injector pulse width as needed. The engine speed and load were obtained with an eddy-current (AVL 160) dynamometer. In-cylinder pressure measure-

ments were acquired from cylinder number 3 with a Kistler pressure transducer (Kistler 6052B) embedded in a specially designed spark plug. For each measurement, 250 cycles were acquired based on a 1000 pulse/rotation optical encoder with a LabVIEW acquisition system developed in-house. The signal of the pressure transducer was amplified with a Kistler charge amplifier (Kistler type 5010). An in-house Matlab program was used for processing. The COV of net IMEP was computed by dividing the standard deviation of IMEP, $\sigma(\text{IMEP})$, by the mean IMEP, $\overline{\text{IMEP}}$, using the following equation:

$$\text{COV of IMEP} = \frac{\sigma(\text{IMEP})}{\overline{\text{IMEP}}} \quad (1)$$

A universal exhaust-gas oxygen (UEGO) sensor, from Horiba, measured the equivalence ratio of the mixture. Stock ignition system was used on all cylinders. The range of engine speeds, loads, excess ratios, spark timings, and injection timings over which the experiments were conducted are presented in Table 2. Representative results of the experiments are shown in this paper.

Exhaust-gas temperature measurements were made with butt-welded 0.001 in. and 0.002 in. diameter K-type bare-wire thermocouples from Omega Engineering Inc., which gives a time response of 0.004 s for a 0.001 in. diameter thermocouple alternatively exposed to dry air with a velocity of 18.3 m/s and temperatures of 311 K and 700 K [14]. The thermocouple bare wires were insulated from each other with ceramic tubes that were inserted into a threaded copper pipe. The assembly is referred to as an exhaust temperature sensor (ETS). The ETS was then inserted at the center of the engine exhaust manifold at the junction of the manifold and the cylinder head, which positions the ETS 10 cm downstream from the exhaust valves as illustrated in Fig. 1.

As mentioned previously, direct temperature measurements with thin K-type thermocouples are reported in this paper. The reconstruction technique used by Tagawa and Ohta [13] with a pair of thermocouples, originally developed for high-temperature fluctuations encountered in turbulent flame, was investigated but did not appear capable of accurately picking up cyclic variation in maximum temperature. As stated by Kar et al. [12], reconstruction technique that proposed tracking the variations of the thermocouples time constant, such as the one investigated, renders the reconstructed temperature more susceptible to noise due to the fact that the reconstructed temperature needed the temperature first derivative of the raw temperature profile which amplifies the measurement noise. Kar et al. [12] also concluded that they could not reconstruct the exhaust temperature with a

Table 1
Engine specifications.

Engine type	Honda, D16Z6
Valvetrain	Single overhead cam
Bore	75 mm
Stroke	90 mm
Displacement	1590 cm ³
Compression ratio	9.4:1

Table 2
Engine operating conditions.

Test	Engine speed (rpm)	Engine load BMEP (kPa)	Excess air ratio (λ)	Spark timing ($^{\circ}$ BTDC)	Injection timing ($^{\circ}$ BTDC)
1. Effect of excess air ratio	1500	262 and 393	1.0–1.3	MBT	90
2. Effect of spark timing	1500	262 and 393	1.0 and 1.1	22–42	90
3. Effect of injection timing	1500	262 and 393	1.0 and 1.1	MBT	90, 45, 0, –45, –90, –135, –180
4. Effect of engine speed	1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000	262 and 393	1.0 and 1.1	MBT	90
5. Effect of engine load	1500	79, 157, 235, 314, 393, 471, 549	1.0 and 1.1	MBT	90

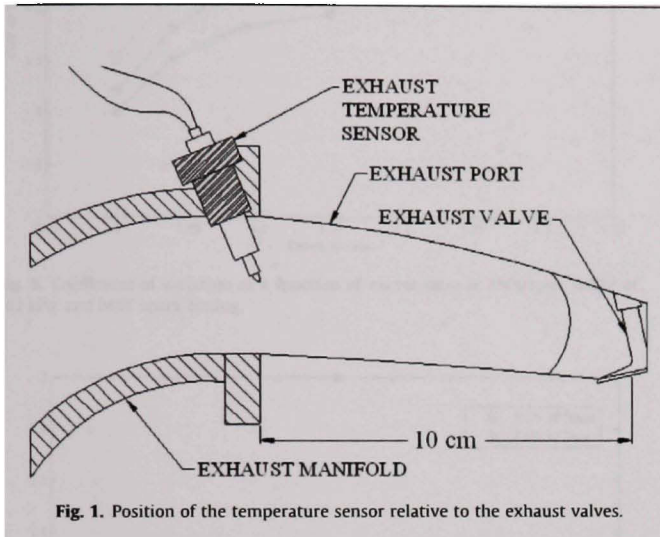


Fig. 1. Position of the temperature sensor relative to the exhaust valves.

different reconstruction technique based on Kalman filter and rather used an average reconstructed exhaust temperature for their experiments.

Fig. 2 presents an example of the exhaust-gas temperatures measured with the temperature sensor for a single cycle. The figure shows the size of the thermocouple wire influence on temperature readings. The smaller thermocouple has less thermal inertia, which translates into higher detected maximum temperature and faster temperature changes. Furthermore, a small thermocouple offers a higher signal-to-noise ratio and therefore should be more sensitive to cyclic variation detection. The direct temperature measurement obtained with the smaller thermocouple provided exhaust temperature fluctuations and temperature values that are similar to the measurements obtained with a 9 μ m fine wire resistance thermometer by Heywood and Caton [10]. Consequently, the direct temperature measurements obtained from the 0.001 in. thermocouple were judged acceptable. The same figure presents the exhaust valve opening and closing event with respect to crank angle degree (CAD). The 0.050 in. valve opening and closing are presented, since this is also used as a reference for averaging the exhaust-gas temperatures and is a common reference given by camshaft manufacturers.

Fig. 2 shows that the minimum exhaust temperature is reached at valve opening, as the exhaust gas leaving the cylinder pushes the cooled exhaust gas from the previous exhaust process out of the port. The maximum exhaust temperature is obtained near the end of the displacement flow. Based on exhaust-temperature measurements, the maximum temperature and the time-averaged temperature of the exhaust period are assessed as variables to calculate a COV, which is defined as the ratio of the standard deviation divided by the mean value of the variable. Time-averaged temperature was determined by

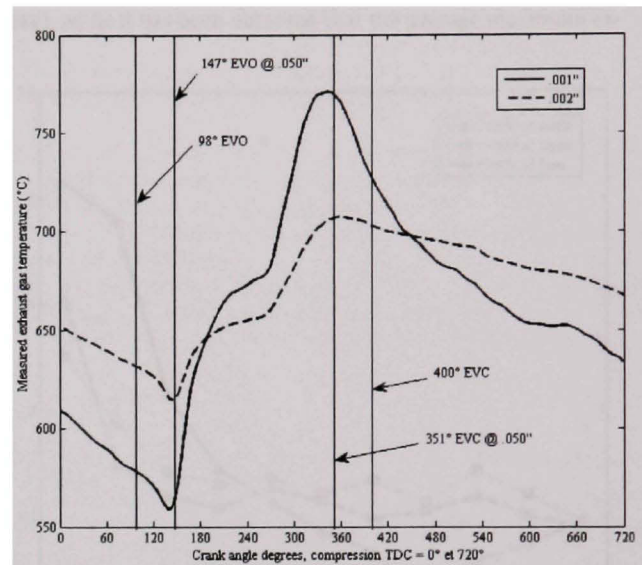


Fig. 2. Uncompensated temperature measurement at 1500 rpm, BMEP of 393 kPa, $\lambda = 1.10$, and MBT spark timing.

averaging the temperature between the 0.050 in. exhaust valve openings, which corresponds to the period between 147 CAD and 351 CAD. Other references with respect to valve opening and closing were also evaluated, but showed weaker correlation to COV of IMEP. The main reason for this is that temperature fluctuations were found to be too weak during the first and last 0.050 in. of the exhaust valve stroke, which resulted in lower standard deviations.

3. Cycle-by-cycle variation of measured exhaust-gas temperature

3.1. Effect of excess air ratio

First, the thermocouple measurements were performed at constant engine operating conditions with different excess ratios. Fig. 3 presents the curves for the COV of maximum temperature (T_{max}), COV of average temperature (T_{ave}), and COV of IMEP as the mixture is leaned out from an excess ratio of 1.00 to 1.30 at an engine speed of 1500 rpm and a break mean effective pressure (BMEP) of 262 kPa. The general trend is an increase in COV of all the variables as the excess ratio increases and the combustion lean limit is approached. This trend is in accordance with the results reported by others, such as Russ et al. [15].

Fig. 4 shows the same data as Fig. 3, but the COV of temperature is presented as a function of the COV of IMEP. It is observed that, for an optimum spark timing (MBT), the COV of exhaust-gas temperature can be a good indicator of variability of the in-cylinder

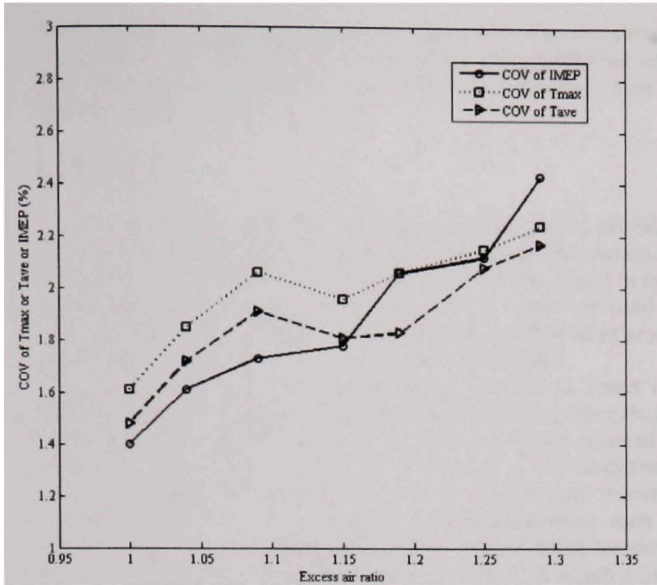


Fig. 3. Coefficient of variation as a function of excess ratio at 1500 rpm, BMEP of 262 kPa, and MBT spark timing.

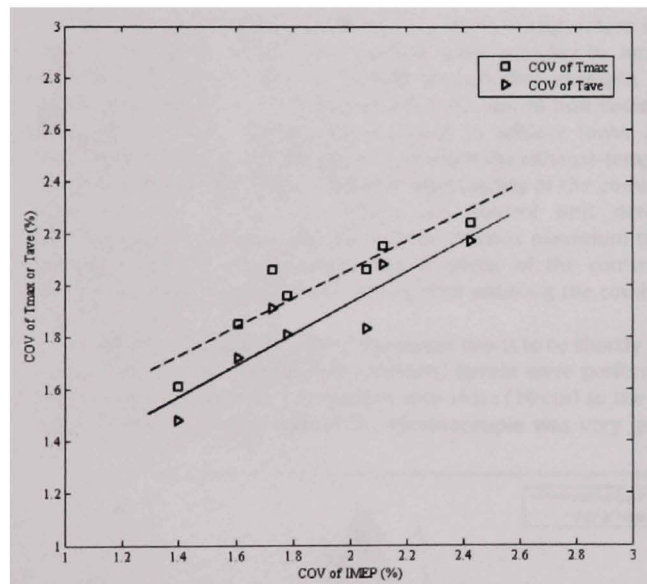


Fig. 4. COV of T_{max} and T_{ave} as a function of COV of IMEP at 1500 rpm, BMEP of 262 kPa, and MBT spark timing.

work as quantified by the COV of IMEP and that there appears to be a linear relationship between the COV of IMEP and the COV of T_{max} or T_{ave} . The coefficients of determination (R^2) are 84% and 83% for T_{max} and T_{ave} , respectively, which indicates a strong correlation between both variables when a significant number of cycles is taken to evaluate the COV. Figs. 3 and 4 also show that T_{max} offers slightly higher COV and might be a more sensitive variable than T_{ave} . T_{max} is used in the rest of the paper, since a similar conclusion can be drawn when T_{ave} is used, because a higher maximum temperature for a cycle will likely give a higher average temperature for the same cycle.

3.2. Effect of spark timing

The effect of varying the spark timing on exhaust-temperature cyclic variability was also studied and is presented in Fig. 5 for en-

gine operating conditions of 1500 rpm, BMEP of 262 kPa, and a stoichiometric mixture. For that operating point, the MBT spark timing is 36° CAD and minimizes the COV of IMEP (1.08%). Fig. 5 shows that the COV of T_{max} is quite similar to the COV of IMEP when COV of IMEP is higher than 1.5%.

3.3. Effect of injection timing

Fig. 6 shows the effect of injection timing on cycle-to-cycle variation since variations in it can be associated with mixture non-homogeneity and possible presence of fuel droplets at the time of ignition when retarded injection timing is used. Minimum cyclic variation is obtained when the injection timing is 0° (TDC intake stroke), while it has been observed that the average maximum ex-

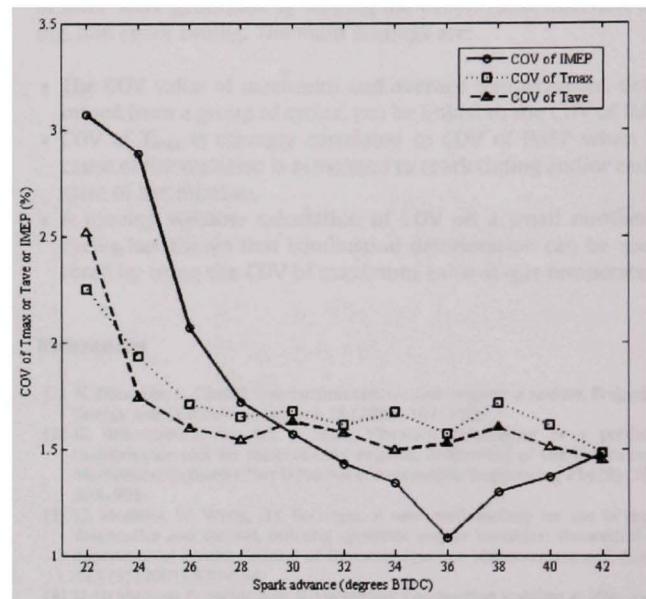


Fig. 5. COV of IMEP as a function of COV of T_{max} and COV of T_{ave} for different spark timing values at 1500 rpm, BMEP = 262 kPa, and $\lambda = 1.00$.

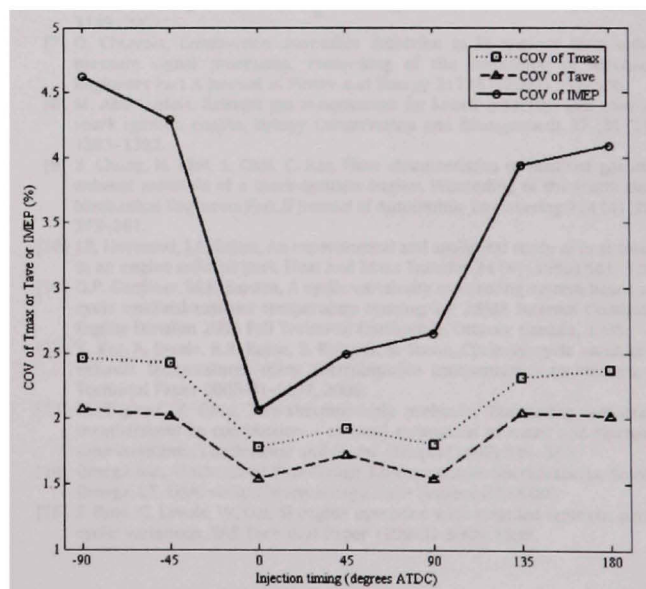


Fig. 6. COV of IMEP as a function of COV of T_{max} and COV of T_{ave} for different injection timing at 1500 rpm, BMEP of 393 kPa, $\lambda = 1.10$ and MBT spark timing.

haust temperature is constant and independent of injection timing. Fig. 6 shows that the COV of T_{\max} mirrors the COV of IMEP but with less variation and sensitivity than IMEP for a constant load of 393 kPa BMEP.

4. Discussion

Some early conclusion can be drawn from the results provided above. At constant engine speed and load, using the maximum temperature provides a more sensitive (higher COV) signal to cyclic variation than average temperature. When cycles are used to estimate the cyclic variability of combustion, the COV of exhaust-gas temperature follows the trend of the COV of IMEP.

Based on this observation, it might be possible to detect the beginning of combustion deterioration by measuring the exhaust temperature with a fast-response temperature sensor situated in an engine exhaust port. Based on comparison of the in-cylinder pressure measurements and temperature fluctuations reported herein, a correction on the engine's setting parameter, such as spark timing, could be implemented. One way of using temperature as a monitoring technique is shown in Fig. 7, in which a time window of 50 cycles is taken and extended over the 250 acquired cycles as the COV of T_{\max} and of IMEP are both computed. The results show that T_{\max} and IMEP variations have fairly similar patterns.

For real-time closed-loop engine control, the temperature sensor in association with a time window could possibly be implemented similarly to that of lambda sensors. For example, the spark timing look-up table of the electronic control unit could be programmed with retarded spark timing to achieve lower NO_x emissions. Then, in normal engine operations the exhaust-temperature measurements could track the repeatability of the combustion process. In the case where the control unit detects increasing cycle-to-cycle variation of the exhaust maximum temperature above a certain value, the response of the controller would be to increase the spark timing, thus reducing the combustion variability.

Finally, the durability issue of the sensor needs to be shortly discussed. While the experiments presented herein were performed with small-diameter thermocouples very close (10 cm) to the exhaust valves, the durability of the thermocouple was very good.

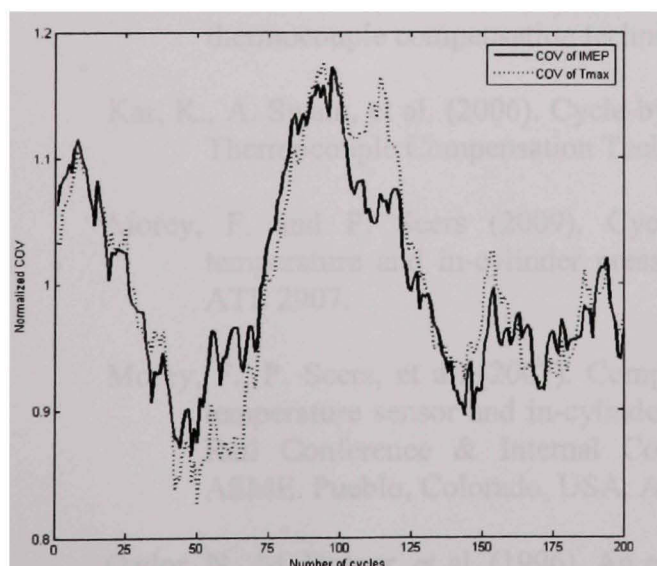


Fig. 7. Normalized value of COV of IMEP and T_{\max} determined from a time window of 50 consecutive cycles. Operating conditions: 1500 rpm, 50 N m, $\lambda = 1.10$ and 40° spark timing.

In fact, only tests conducted at the highest engine load resulted in the failure of the 0.001 in. thermocouple. One way to improve the durability of a thermocouple-based sensor is to increase the distance between the sensor and the exhaust valves. However, the consequence of increasing the distance would be a reduction in temperature fluctuations and sensibility of the sensor. Further study could show the position offering the best trade-off between sensor durability and sensitivity.

5. Conclusion

This paper presented experimental results of using exhaust-gas temperature to monitor cycle-to-cycle variations in combustion. Experiments were conducted with a 0.001 in. (25.4 μm) diameter K-type thermocouple. Cycle-by-cycle variations given by the COV of IMEP were generated by varying the excess ratio, injection timing, and spark timing. The main findings are:

- The COV value of maximum and average temperatures, determined from a group of cycles, can be linked to the COV of IMEP.
- COV of T_{\max} is strongly correlated to COV of IMEP when the cause of the variation is associated to spark timing and/or excess ratio of the mixture.
- A moving window calculation of COV on a small number of cycles has shown that combustion deterioration can be monitored by using the COV of maximum exhaust-gas temperature.

References

- [1] N. Docquier, C. Candel, Combustion control and sensors: a review, *Progress in Energy and Combustion Science* 28 (2002) 107–150.
- [2] G. deBottom, J. Ben-Ari, E. Sher, Vibration monitoring as a predictive maintenance tool for reciprocating engines, *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 214 (8) (1999) 895–903.
- [3] J.J. Moskwa, W. Wang, D.J. Bucheger, A new methodology for use in engine diagnostics and control, utilizing synthetic engine variables: theoretical and experimental results, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control* 123 (3) (2001) 528–534.
- [4] U. Di Martino, G. Formisano, G. Lucignano, Combustion stability at idle: a non-indicated methodology for analysis, *SAE Technical Paper* 2003-01-0640, 2003.
- [5] I. Andersson, L. Eriksson, Ion sensing for combustion stability control of a spark ignited direct injected engine, *SAE Technical Paper* 2000-01-0552, 2000.
- [6] C.F. Daniels, G.G. Zhu, J. Winkelman, Inaudible knock and partial-burn detection using in cylinder ionization signal, *SAE Technical Paper* 2003-01-3149, 2003.
- [7] O. Chiavola, Combustion anomalies detection in SI engines from exhaust pressure signal processing, *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy* 217 (5) (2003) 537–546.
- [8] M. Abu-Qudais, Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine, *Energy Conservation and Management* 37 (9) (1996) 1383–1392.
- [9] Y. Chung, H. Kim, S. Choi, C. Bae, Flow characteristics of misfired gas in the exhaust manifold of a spark-ignition engine, *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 214 (4) (2000) 373–381.
- [10] J.B. Heywood, J.A. Caton, An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port, *Heat and Mass Transfer* 24 (4) (1980) 581–598.
- [11] D.P. Gardiner, M.F. Bardon, A cyclic variability monitoring system based upon cycle resolved exhaust temperature sensing, in: *ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference*, Ottawa, Canada, 2005.
- [12] K. Kar, A. Swain, R.R. Raine, S. Roberts, R. Stone, Cycle-by-cycle variations in exhaust temperatures using thermocouple compensation techniques, *SAE Technical Paper* 2006-01-1197, 2006.
- [13] M. Tagawa, Y. Ohta, Two-thermocouple probe for fluctuating temperature measurement in combustion – rational estimation of mean and fluctuating time constants, *Combustion and Flame* 109 (4) (1997) 549–560.
- [14] Omega Inc., Unsheathed Fine-Gauge Thermocouples Specifications, Stanford, Omega, CT, USA. <<http://www.omega.com>> (visited 07.15.09).
- [15] S. Russ, G. Lavoie, W. Dai, SI engine operation with retarded ignition: part 1 – cyclic variations, *SAE Technical Paper* 1999-01-3506, 1999.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abu-Qudais, M. (1996). Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine. *Energy Conservation Ltd.* Vol. 37, No. 9: p. 1383-1392.
- CARFREE France (2009). Parc automobile mondial en temps réel. De <http://carfree.free.fr/parc-automobile-mondial-temps-reel.html>. (consulté le 13 décembre 2009)
- Chiavola, O. (2003). Combustion anomalies detection in SI engines from exhaust pressure signal processing. *Proc. Instn Mech. Engrs* Vol. 217, Part A (Power and Energy).
- deBottom, G., J. Ben-Ari, et al. (1999). Vibration monitoring as a predictive maintenance tool for reciprocating engines. *Proc Instn Mech Engrs* Vol 214, Part D.
- Gardiner, D. P. and M. F. Bardon (2005). A cyclic variability monitoring system based upon cycle resolved exhaust temperature sensing. *ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference*. ASME. Ottawa, Ontario, Canada: September 11-14, 2005.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Book Co.
- Heywood, J. B. and J. A. Caton (1980). An experimental and analytical study of heat transfert in an engine exhaust port. *Heat and Mass Transfert* Vol. 24, No. 4: 581-598.
- Kar, K., S. Roberts, et al. (2004). Instantaneous exhaust temperature measurements using thermocouple compensation techniques. *SAE Paper 2004-01-1418*.
- Kar, K., A. Swain, et al. (2006). Cycle-by-Cycle Variations in Exhaust Temperatures Using Thermocouple Compensation Techniques. *SAE Paper 2006-01-1197*.
- Morey, F. and P. Seers (2009). Cycle-by-cycle variation of measured exhaust gas temperature and in-cylinder pressure measurements. *Applied Thermal Engineering ATE* 2907.
- Morey, F., P. Seers, et al. (2007). Comparison of the cyclic variability of an exhaust gas temperature sensor and in-cylinder pressure measurements. *2007 ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference*. ASME. Pueblo, Colorado, USA. ASME paper JRCICE2007-40008.
- Ozdor, N., M. Dulger, et al. (1996). An experimental study of the cyclic variability in spark ignition engines. *International Congress & Exposition, Detroit, Michigan*.

U.S. Energy Information Administration (2009). Emission of greenhouse gases in the United States 2008. Office of Integrated Analysis and Forecasting, U.S. Department of Energy, Washington, DC 20585.

Tagawa, M. and Y. Ohta (1997). Two-thermocouple probe for fluctuating temperature measurement in combustion - Rational estimation of mean and fluctuating time constants. Combustion and Flame Vol. 109: 549-560.