

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

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

PAR
Éric Bruce FLEURENT-WILSON

CARACTÉRISATION DU CLIQUETIS DANS UN MOTEUR EXPÉRIMENTAL

MONTRÉAL, LE 11 NOVEMBRE 2015



Éric Bruce Fleurent-Wilson, 2015



Cette licence Creative Commons signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette oeuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'oeuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE:

Dr. Patrice Seers, directeur de mémoire
Département de génie mécanique, École de technologie supérieure

Dr. Julien Weiss, président du jury
Département de génie mécanique, École de technologie supérieure

Dr. Christian Belleau, membre du jury
Département de génie mécanique, École de technologie supérieure

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

LE 14 OCTOBRE 2015

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

En première place j’aimerais remercier mon directeur de recherche, Prof. Patrice Seers, pour tout son soutien et sa patience au cours de ces dernières années. Je tiens également à remercier l’excellente équipe avec qui j’ai travaillé : ce fut un vrai plaisir de prendre part à de nombreuses discussions éclairantes lors de l’évolution de mes travaux.

Sur le plan personnel, je remercie pour leur soutien et leurs encouragements ma jolie copine, Olga, ma mère, Lisane, et mon frère, Louis.

À la mémoire de mon père, Grant Wilson,

et de Alfred Kosta.

Vous nous manquez énormément.

CARACTÉRISATION DU CLIQUETIS DANS UN MOTEUR EXPÉRIMENTAL

Éric Bruce FLEURENT-WILSON

RÉSUMÉ

L'étude porte sur la caractérisation du phénomène de cliquetis dans un moteur alternatif alimentée par un carburant lourd. L'effet du cliquetis sur la trace de pression et des vibrations mécaniques est étudié puis utilisé pour la comparaison d'indices connues et de bandes d'intérêt à la détection en ligne.

Un système d'acquisition à haute vitesse est utilisé pour observer un événement de cliquetis dans le domaine bilinéaire temps-fréquence d'une trace de pression et des vibrations structurelles du bloc moteur. La méthode temps-fréquence par une distribution Wigner-Ville fut la meilleure pour capter l'aspect non-stationnaire du phénomène. Une distribution de densité spectrale Welch fut préférable pour l'identification du cliquetis par signal d'accéléromètre.

Plusieurs indices de cliquetis par pression sont comparés à une méthode de référence, celle de l'énergie Wigner-Ville réalisée lissée. L'indice d'énergie moyenne sur une plage d'angles visebrequin fut sélectionné.

Les bandes fréquentielles des vibrations structurelles corrélées à l'indice de cliquetis par pression sont identifiées lors d'une série de cycles cliquetés. Le niveau de bruit parasite des autres sources des vibrations empêchent la prédiction de l'indice par pression au cycle près. Les fréquences suspectes sont identifiées.

Sur une plage d'opération moteur, la valeur résultante quadratique d'une panoplie de bandes passantes de vibrations tri-axes est corrélée à l'indice de cliquetis par pression. Plusieurs plages de fréquences, pour chaque axe, sont identifiés pour la détection de cliquetis par vibrations structurelles. L'influence des ordres moteur sur la capacité de détection de cliquetis par vibrations est quantifié entre 1 et 6% du coefficient de corrélation.

Mots-clé: cliquetis, distributions temps-fréquence, Wigner-Ville, vibrations, combustion interne, détection, traitement de signaux

CHARACTERISATION OF KNOCK IN A PROTOTYPE ENGINE

Éric Bruce FLEURENT-WILSON

ABSTRACT

The study aims to characterize the engine knock phenomenon in a heavy fueled reciprocating engine. The effect of knock on the pressure and mechanical vibrations is observed, several known knock indices compared, and relevant frequencies identified.

High speed data acquisition is used to observe a knock event in the time-frequency domain of pressure and vibration signals. The non-stationary pressure signature is shown to be best suited to time-frequency analysis while the vibrational component was best observed using Welch power spectral density distributions.

Known pressure based time series knock intensity indices are compared to a smoothed real-located Wigner-Ville energy distribution based method. The mean signal energy over a crank angle window yielded the highest correlation.

Accelerometer power bands of a series of intermittently knocking cycles are studied to identify knock related vibration frequencies. Parasitic mechanical noise prevented adequate cycle-to-cycle prediction of pressure based knock intensity indices, but identified target frequency bands.

Over an operating range, an array of vibrations power bands are related to pressure based knock detection using regression analysis. Several frequency bands are identified, for each axis, for engine block vibrations based knock detection. The influence of engine order frequencies was quantified and found to have 1 and 6% impact on the correlation coefficient.

Keywords: knock, time-frequency distributions, Wigner-Ville, vibrations, internal combustion, detection, signal processing

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Fondamentaux de la combustion normale	3
1.2 Fondamentaux de la combustion anormale	4
1.2.1 Considérations physiques	6
1.2.2 Paramètres influant sur le cliquetis	8
1.3 Méthodes de détection	9
1.3.1 Méthode acoustique et auditive	10
1.3.2 Vibrations mécaniques	10
1.3.3 Capteur de pression	11
1.3.3.1 Domaine temporel	12
1.3.3.2 Domaine fréquentiel	13
1.3.3.3 Distributions bilinéaire temps-fréquence	13
1.3.4 Probes optiques et détecteurs d'ions	15
1.4 Méthodes de contrôle	16
1.5 Problématique de recherche	16
CHAPITRE 2 CARACTÉRISATION DANS LE DOMAINE TEMPS-FRÉQUENTIEL	19
2.1 Méthode	19
2.1.1 Montage expérimental	19
2.1.2 Traitement du signal	20
2.1.3 Densité spectrale énergétique : méthode de Welch	22
2.1.4 Pseudo distribution Wigner-Ville réalloué	23
2.2 Résultats et Analyse	24
2.2.1 Discussion des signaux bruts : domaine temporel	24
2.2.2 Analyses temps-fréquence de la pression	24
2.2.3 Analyses temps-fréquence des vibrations	28
2.2.4 Incertitude expérimentale	32
2.3 Conclusion du chapitre	34
CHAPITRE 3 DÉTECTION PAR SIGNAL DE PRESSION	35
3.1 Méthode	35
3.1.1 Méthode de référence : énergie réallouée, E_r	36
3.1.2 Méthodes candidates : par trace de pression filtré	38
3.1.3 Détection du début du cliquetis	40
3.1.4 Comparaison statistique des indices	41
3.2 Résultats et Analyse	41
3.2.1 Comparaison des distributions de probabilité	41

3.2.2	Évaluation des indices par pression	42
3.2.3	Identification de la position d'initiation	45
3.2.4	Incertitude expérimentale	47
3.3	Conclusion du chapitre	48
CHAPITRE 4 DÉTECTEUR PAR VIBRATIONS		49
4.1	Méthode	49
4.1.1	Identification des fréquences : 5 conditions cliquetées	50
4.1.2	Détection de cliquetis par vibrations	52
4.1.2.1	Indépendance des fréquences d'ordre moteur	54
4.2	Résultats et Analyse	56
4.2.1	Identification des fréquences : vibrations mécaniques	56
4.2.2	Corrélation des vibrations au cliquetis sur la plage d'opération	58
4.2.2.1	Suppression des ordres moteurs du le signal de vibrations	61
4.2.2.2	Définition de l'indice de cliquetis par vibrations	63
4.2.3	Incertitude expérimentale	65
4.3	Conclusion du chapitre	66
CONCLUSION		67
RECOMMANDATIONS		69
ANNEXE I	CALCULS D'INCERTITUDE	71
ANNEXE II	DESCRIPTION DE LA MÉTHODE WIGNER-VILLE LISSÉE RÉALLOUÉE	73
ANNEXE III	SÉLECTION DES FENÊTRES DE LISSAGE POUR LA MÉTHODE WIGNER-VILLE	75
ANNEXE IV	RÉSIDUS DES RÉGRESSIONS DES INDICES DE CLIQUETIS	77
ANNEXE V	OPTIMISATION DES RÉGRESSIONS DU CHAPITRE 4 : SEUIL DE CLIQUETIS	79
ANNEXE VI	PARAMÈTRES D'INITIATION : MATRICE DE CORRÉLATION	81
ANNEXE VII	RÉSULTATS SUPPLÉMENTAIRES POUR LA COMBINAISON DES TROIS SIGNAUX DE VIBRATIONS	83

ANNEXE VIII	EFFET DES ORDRES MOTEURS SUR LE COEFFICIENTS DE DÉTERMINATION : RÉSULTATS SUPPLÉMENTAIRES AU CHAPITRE 5	85
ANNEXE IX	RÉSIDUS DES RÉGRESSIONS DES INDICES DE VIBRATIONS	87
ANNEXE X	RÉGRESSION ENTRE L'INDICE DE PRESSION ET VMAXENG	89
BIBLIOGRAPHIE	90	

LISTE DES TABLEAUX

	Page	
Tableau 2.1	Régime moteur pour échantillonnage à haute fréquence	19
Tableau 2.2	Estimation de l'incertitude des paramètres mesurés (à une intervalle de confiance de 95% [20 :1])	33
Tableau 3.1	Fenêtre d'observation temps-fréquence	35
Tableau 3.2	Estimation de l'incertitude de calcul du chapitre 3	47
Tableau 4.1	Régime d'opération des cinq conditions étudiés	50
Tableau 4.2	Plages d'opération des 265 conditions étudiés	53
Tableau 4.3	Résultat de la régression multilinéaire d'un point d'opération : trois <i>t-stat</i> les plus significatifs par axe	58
Tableau 4.4	Sommaire des résultat de l'identification des passe-bandes d'intérêt sur la plage d'opération	64
Tableau 4.5	Estimation de l'incertitude de calcul du chapitre 4	66

LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 1.1	Cycle d'un moteur à quatre temps montrant la pression cylindre, p, avec et sans combustion (trait plein et pointillé, respectivement). Reproduite et adapté avec l'autorisation de Heywood (1988, p. 18).	3
Figure 1.2	Définitions des phénomènes de combustion. Reproduite et adapté avec l'autorisation de Heywood (1988, p. 451).....	5
Figure 1.3	Visualisation de la propagation d'une onde de pression. Tirée de Kawahara et Tomita (2009, p. 3161).	7
Figure 1.4	Estimation spectral Wigner-Ville. Tirée de Matz et Hlawatsch (1998, p. 3).	14
Figure 1.5	Amplitude (min : noir, max :blanc) des fréquences cibles (gauche) et les modes prévus (droite) lors du cliquetis dans un moteur HCCI. Tirée de Dahl <i>et al.</i> (2011, p. 1273).	15
Figure 2.1	Schéma du montage expérimental.	20
Figure 2.2	Les traces de pression brut, les signaux filtrés et le signal tri-axe de l'accéléromètre.	21
Figure 2.3	La densité spectrale énergétique estimée par cycle (méthode Welch).	25
Figure 2.4	Distributions pseudo Wigner-Ville réallouée lissée d'un cycle non-cliqueté (gauche) et cliqueté (droite).	26
Figure 2.5	Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : pression.	27
Figure 2.6	La densité spectrale énergétique des vibrations estimée par cycle (méthode Welch).	29
Figure 2.7	Distributions pseudo Wigner-Ville réallouées lissées du signal de vibrations.	30
Figure 2.8	Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : vibrations (x).	31
Figure 2.9	Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : vibrations (y).	31
Figure 2.10	Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : vibrations (z).	32

Figure 2.11	Intervalles de confiance pour une distribution DSE Welch typique.	34
Figure 3.1	La méthode d'énergie réallouée : (a) Distribution de \tilde{W}_R logarithmique normalisé ($\tilde{W}_{R,\log}$), (b) sa binarisation en W_{BIN} , et (c) la distribution résultante d'énergie réallouée de cliquetis.	36
Figure 3.2	Visualisation des indices de cliquetis par pression et de sa position d'initiation, θ_{cli}	38
Figure 3.3	Le calcul d'indice de cliquetis par pression, KI_p , par cycle moteur.	40
Figure 3.4	Les densités de probabilité des indices de cliquetis par pression.	42
Figure 3.5	Régressions linéaires des indices évalués (<i>MAPO</i> , <i>IMPO</i> , <i>IMPG</i> , μ_e et <i>LKI</i>) et l'énergie réallouée (E_r), les coefficients de déterminations et le rapport signal-bruit estimé.	44
Figure 3.6	Le pourcentage de cycles ayant une position d'initiation de cliquetis détectée.	45
Figure 3.7	Distributions de la position de la pression maximale, avec et sans cliquetis, et la position d'initiation de cliquetis (gauche). La distribution de l'écart entre $\theta_{p_{max}}$ et θ_{cli} (droite).	46
Figure 4.1	Cinq conditions étudiées qui varient en intensité de cliquetis.	50
Figure 4.2	Séquence de calcul pour les coefficients de détermination entre l'énergie d'une bande de fréquences et l'indice par pression (répété pour chaque axe, avec et sans les ordres moteur).	53
Figure 4.3	La suppression des ordres moteurs du signal de vibrations.	55
Figure 4.4	Les coefficients (<i>t-stat</i> significatifs en noir avec intervalles de confiance de 99.9%) résultant d'une régression multilinéaire des signaux de vibrations à l'énergie de cliquetis, μ_e (5 conditions, 1860 cycles).	57
Figure 4.5	Coefficients de détermination par canal de 1 Hz pour l'estimation de l'énergie de cliquetis, μ_e , par vibrations.	58
Figure 4.6	Coefficient de détermination par bande passante pour l'estimation de l'énergie de cliquetis : horizontal (x).	59
Figure 4.7	Coefficient de détermination par bande passante pour l'estimation de l'énergie de cliquetis : vertical (y).	60

Figure 4.8	Coefficient de détermination par bande passante pour l'estimation de l'énergie de cliquetis : axial (z)	60
Figure 4.9	Effet de la suppression des ordres moteurs sur la statistique R^2 par bande passante dans l'axe x	62
Figure 4.10	Influence moyenne de la suppression des ordres moteurs sur R^2 en fonction de la largeur de la bande passante.	62
Figure 4.11	Régressions linéaires des indices par vibrations, KI_v , et l'énergie de cliquetis par pression, μ_e (normalisés).	65

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CA	Angle vilebrequin
CHR	Dégagement de chaleur cumulatif
COV	Coefficient de la variance
DAS	Système d'acquisition digitale
DFT	Transformée de Fourier discrète
DKI	Indice de cliquetis adimensionnel
DSE	Densité spectrale d'énergie
ÉTS	École de technologie supérieure
FFT	Transformée de Fourier rapide
HCCI	Allumage par compression de charge homogène
IMPG	Intégrale du modulo du gradient de pression
IMPO	Intégrale du modulo des oscillations de pression
KI	Indice de cliquetis
LKI	Indice logarithmique de cliquetis
MAPO	Amplitude maximale des oscillations de pression
MBT	Couple maximal aux freins
NID	Normale et indépendamment distribué
<i>pdf</i>	Distribution de la probabilité de densité
OM	Ordre moteur
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
PMB	Point mort bas (préfixes : a=ante, p=post)
PME	Pression moyenne effective (suffixes : I=indiqué, F=au frein)
PMH	Point mort haut (préfixes : a=ante, p=post)

RSS	Valeur résultante quadratique
SCCI	Allumage par compression de charge stratifié
SE	Erreur type
SFFT	Transformée de Fourier à court terme
WV	Pseudo distribution énergétique Wigner-Ville

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Lettres Latines

A	Transformée de Fourier discrète (Welch)
BP	Vecteur d'énergies de bandes passantes
bp	Énergie de bande passante
C	Facteur de mise à l"échelle
D	Longueur de chevauchement de segments (Welch)
E _r	Indice d'énergie réalouée
<i>f</i>	Fonction
f	Fréquence (Hz)
f _c	Fréquence centrale d'une bande passante
f _{nyq}	Fréquence Nyquist
\tilde{f}	Fréquence normalisé (Welch)
H	Fenêtre Hamming
I	Périodogramme modifié (Welch)
i, j	Indices générique
k	Indice d'un segment (Welch)
K	Nombre de segments (Welch)
L	Longueur d'un segment (Welch)
M _e	Vecteur d'énergie moyennes de cliquetis
N	Vitesse vilebrequin
n _s	Nombre de lignes spectrales
n	Nombre total d'un indice générique
P	Pression régime constant (admission, échappement)

p	Pression cylindre brut
\hat{p}	Pression cylindre, filtrée passe-haute
\check{p}	Pression cylindre, filtrée passe-bas
$\check{\check{p}}$	Pression cylindre filtrée passe-bas
R^2	Coefficient de corrélation
r_{SN}	Rapport signal-bruit
s_B	Seuil de binarisation
T	Température
t	Temps
t'	Temps réalisoué
\hat{t}	Déplacements temporel lors de la réalocation
U	Incertitude
v	Signal de vibrations
W	Pseudo distribution Wigner-Ville
\tilde{W}	Pseudo distribution Wigner-Ville lissée
w_f	Largeur de la bande fréquentielle
X	Matrice de FFT
x, y	Variable générique
x_f	Fraction massique brûlé

Lettres grèques

β	Coefficient de détermination
$\hat{\beta}$	Estimation du coefficient de détermination
δ	Distribution de Dirac
δ	Distance d'angle vilebrequin

ε	Résidus
ζ	Longueur de la fenêtre d'observation (indices par pression)
θ	Angle vilebrequin
θ_0	Début de la fenêtre d'observation (indices par pression)
λ	Équivalence du mélange
μ_e	Énergie moyenne
ρ	Densité de l'air
σ	Écart type
ω	Fréquence (rad/s)
ω'	Fréquence réalouée (rad/s)
$\hat{\omega}$	Déplacements fréquentiel lors de la réalocation (rad/s)

Indices inférieurs

adj	Ajusté
adm	Admission
BIN	Binairiser
b	Bande passante
calc	Calculé
carb	Carburant
cli	Cliquetis
cond	Condition (enregistrement DAS)
cyc	Cycle moteur
ech	Échappement
log	Logarithme
mod	Modifié

n	Normalisé
R	Réalloué
ref	Référence
tot	Totale
v	Vibrations
var	Variable

Unités de mesure et constantes

°C	Degrés Celsius
°CA	Degrés vilebrequin
g	Constante gravitationnelle
m	Mètres
Pa	Pascales
Hz	Hertz
rad	Radians
rpm	Rotations par minute
s	Seconde

INTRODUCTION

À l'ère moderne, le développement du moteur à combustion interne est soumis à des pressions provenant autant de la concurrence entre manufacturiers que de la régulation gouvernementale à l'échelle mondiale. Afin de minimiser les pertes par friction à une même puissance, les manufacturiers tendent à favoriser des chambres à combustion compactes et d'utiliser des turbocompresseurs (Revier, 2006). Par contre, une telle augmentation de la pression moyenne effective (PME) entraîne une plus grande tendance du phénomène de cliquetis (souvent appelé *knock*). Il s'agit du résultat de la réflexion d'ondes de pression causé par l'autoallumage du mélange en amont du front de flamme (Galloni, 2012). Pour continuer l'amélioration de ces machines thermiques et pour améliorer leurs techniques de contrôle, il faut aborder le problème du cliquetis. Ce phénomène prend une importance primaire dans l'étude des moteurs à combustion interne pour des raisons d'émissions, d'efficacité de combustion et d'intégrité structurelle du moteur (Boubal et Oksman, 1998). Dans l'industrie automobile, c'est surtout la production d'émissions polluantes qui pousse la réduction du cliquetis, car elles sont devenues une priorité sociopolitique et une régulation plus sévère est observée partout dans le monde (Karman *et al.*, 2014). Pour la réalisation d'un système de transport à faibles émissions polluantes, la combustion anormale doit être minimisée car elle en constitue une source importante (Zhen *et al.*, 2012). Le cliquetis est encore un phénomène mal compris dû à la complexité de la cinétique chimique qui la gère (Heywood, 1988; Zhen *et al.*, 2012). À des fins pratiques, la détection prend donc un rôle important dans le contrôle moteur. Le phénomène se caractérise différemment d'un moteur à l'autre et les méthodes de détection sont choisies en conséquence des requis de l'application.

Ce mémoire porte sur la caractérisation du phénomène de cliquetis dans un moteur expérimental. L'objectif principal de cette recherche est de caractériser le cliquetis dans un moteur alternatif à haute densité énergétique alimenté de carburant lourd. Plus précisément, les objectifs spécifiques du projet sont d'étudier l'effet du cliquetis sur la trace de pression et les vibrations mécaniques à l'aide d'échantillonnage haute fréquence, la comparaison de plusieurs méthodes de détection par pression en ligne et la détection par accéléromètre. L'envergure du

travail est donc celle d'une recherche pratique, expérimentale, qui se limite à l'application de connaissances existantes dans un cas particulier d'un moteur expérimental en voie de développement.

Le chapitre 1 présente les fondamentaux du cliquetis ainsi qu'une revue de la littérature. Le chapitre 2 décrit brièvement le banc d'essai, le système d'acquisition et porte sur la caractérisation du cliquetis par l'analyse d'un signal de pression et d'accéléromètre. L'étude vise une compréhension globale des informations contenues dans le signal ainsi que les régions d'intérêt pour la détection du phénomène. Le chapitre 3 voit le calcul d'un indice de cliquetis avancé, celle d'énergie réallouée de Boubal et Oksman (1998), utilisé comme référence pour la sélection d'un des indices de cliquetis par pression connue dans la littérature. Le chapitre 4 identifie les bandes de fréquences des signaux de vibrations mécaniques indicatives de cliquetis par régression multilinéaire. Un indice de cliquetis par vibrations est ensuite proposé puis validé sur une plage expérimentale.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Fondamentaux de la combustion normale

Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne à quatre temps suit la séquence générale de l'admission, compression, détente, et de l'échappement. La trace de pression à la Figure 1.1 montre ces étapes ainsi qu'une durée typique de la combustion. Lors d'une combustion normale, l'allumage intentionnel du mélange cause l'initiation d'un front de flamme qui consommera graduellement la grande majorité de la charge admise à des vitesses de flamme de l'ordre de 1 m/s (Heywood, 1988). La méthode de formation du mélange ainsi que l'inflammation du mélange varie par type de moteur, mais ils engendrent tous un dégagement de chaleur afin de produire un travail mécanique.

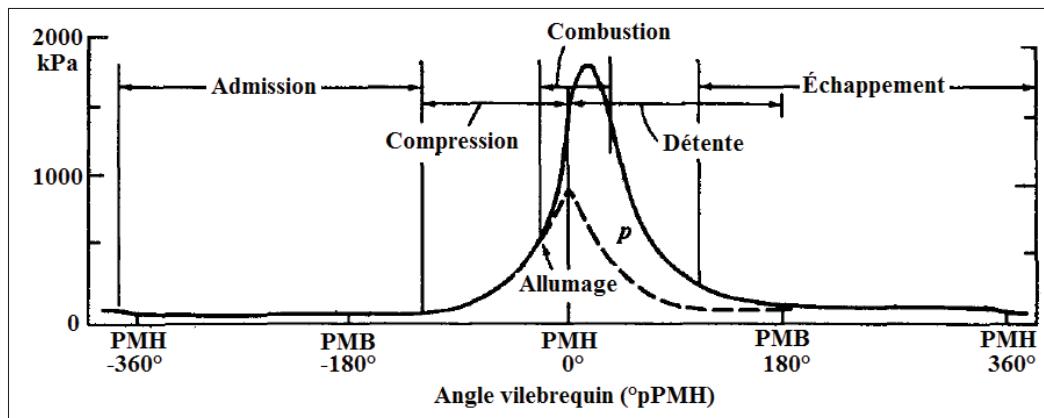


Figure 1.1 Cycle d'un moteur à quatre temps montrant la pression cylindre, p , avec et sans combustion (trait plein et pointillé, respectivement). Reproduite et adapté avec l'autorisation de Heywood (1988, p. 18).

Les différents phénomènes de combustion et leurs cheminement sont synthétisés dans la Figure 1.2. Elle présente la définition de la combustion normale ainsi que les types de combustion anormales qui sont détaillés dans la section qui suit. Le développement de ce chapitre se fait

surtout pour l'allumage commandé mais ce qui est traité dans le mémoire s'applique à tous types de moteurs à combustion interne sujets au cliquetis.

1.2 Fondamentaux de la combustion anormale

La combustion anormale, sous forme d'allumage par point chaud ou de cliquetis, a le désavantage de nuire à la performance d'un moteur, de pouvoir l'endommager en plus de produire un bruit désagréable (Baumgarten, 2006; Hsu, 2002). En premier temps, il est nécessaire de différencier le cliquetis et l'allumage par point chaud : le cliquetis est de l'auto-allumage local du mélange imbrûlé dû aux hautes pressions et températures avant l'arrivée du front de flamme, et l'allumage par point chaud est une déflagration originaire d'une surface ou de particules ayant une température suffisamment élevée pour initier la combustion (Heywood, 1988). La différence est mise en évidence par les deux branches de la combustion anormale de la Figure 1.2.

L'allumage par point chaud peut survenir soit avant ou après l'allumage voulu du mélange causant un dégagement de chaleur non optimal. Dans certain cas, il peut même initier le phénomène de cliquetis (Heywood, 1988). Le point chaud surgit souvent d'une accumulation de particules chaudes (enrassement) sur la paroi du cylindre qui allume le mélange dès que la richesse locale atteint les limites d'inflammabilité, donc indépendamment de l'avance à l'allumage. Lorsque l'allumage par point chaud se fait avant l'allumage prévu du mélange, le dégagement de chaleur prématué entraîne une augmentation de la pression et de la température causant le cliquetis, une diminution du couple et une diminution de l'efficacité thermique par une hausse de transfert de chaleur à la structure (Abu-Qudais, 1996; Boubal et Oksman, 1998; Borg, 2006; Pan *et al.*, 1998).

Le cliquetis se produit lorsqu'il y a un ou plusieurs noyaux d'autoinflammation dans le mélange imbrûlé en amont du front de flamme qui causent la propagation d'un front de pression dans la chambre à combustion (Heywood, 1988). Les ondes reflétées dans la chambre transmettent ensuite l'énergie au bloc moteur pour produire le son audible que l'on appelle *knock*. Lors de ce phénomène, le dégagement de chaleur se produit quasi-instantanément et peut aboutir en

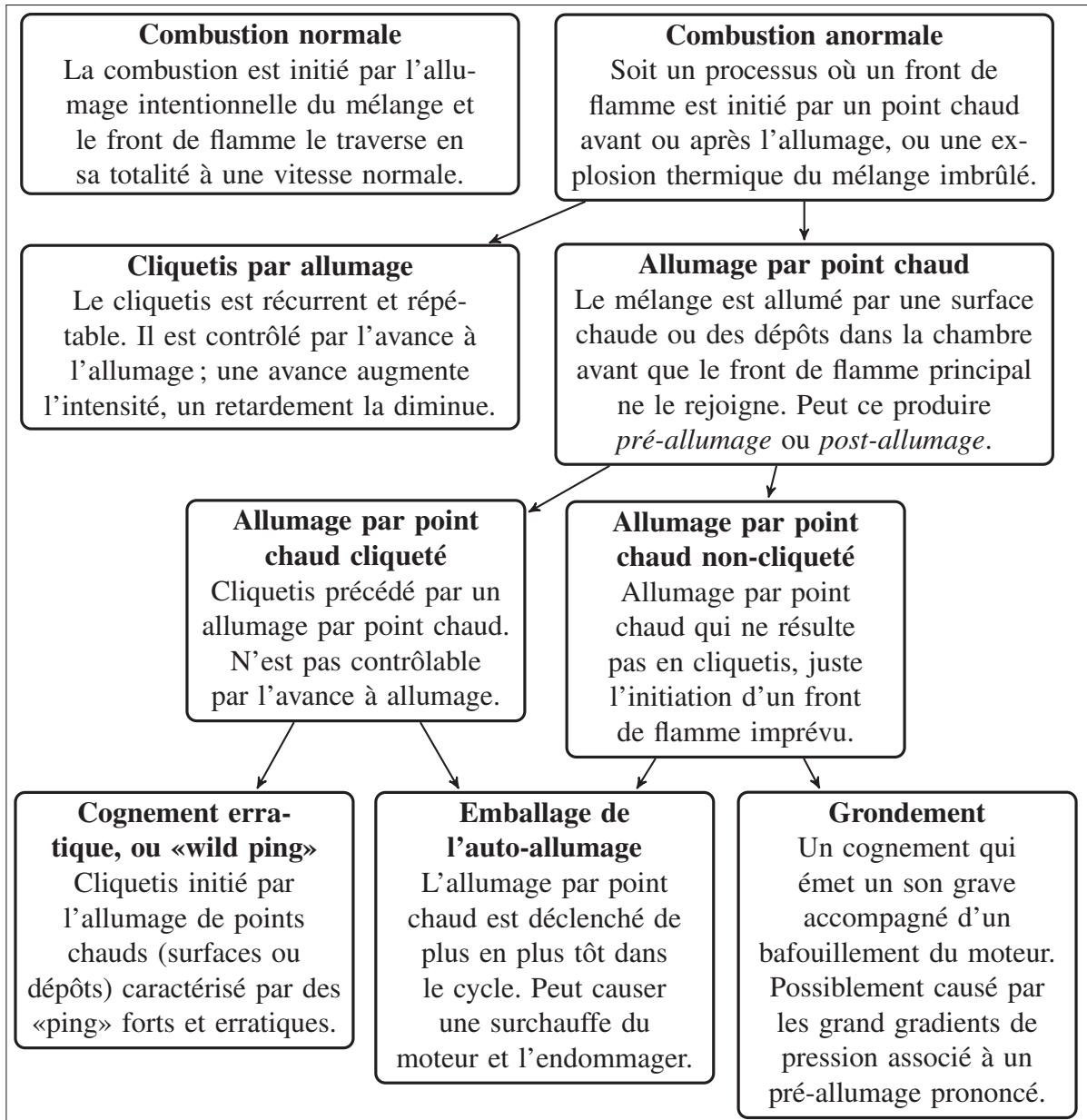


Figure 1.2 Définitions des phénomènes de combustion.
Reproduite et adaptée avec l'autorisation de Heywood (1988, p. 451).

un front de flamme local ayant une vitesse pouvant approcher 2 000 m/s (Samimy et Rizzoni, 1996). L'onde de choc se reflète dans la chambre et produit de grandes oscillations à haute fréquence (au-delà de 5 kHz) de la trace de pression (Draper, 2012; Hudson *et al.*, 2001; Borg, 2006). Il faut noter que la position du capteur de pression et l'origine de l'autoallumage auront un effet prononcé sur les fluctuations dans la pression enregistrée (Boubal, 2000). C'est donc

une mesure indirecte de l'énergie dégagée par le phénomène, qui ne peut pas être mesurée par une analyse de pression locale (Borg, 2006; Boubal, 2000). C'est aussi pourquoi le seuil de cliquetis doit être établi empiriquement pour chaque moteur à la suite d'une étude approfondie (Hsu, 2002; Galloni, 2012; Brecq *et al.*, 2003; Zhu *et al.*, 2005).

1.2.1 Considérations physiques

Le cliquetis est caractérisé par l'autoallumage de certaines régions du mélange imbrûlé dans les endroits où la température et la pression atteignent les limites d'inflammabilité locale (Borg, 2006). Les ondes de choc produites réverbèrent dans la chambre de combustion et causent une résonance dans un des modes naturels de la structure. La signature fréquentielle perçue est donc constante pour un moteur donné et indépendante de la vitesse du vilebrequin (Hsu, 2002; Galloni, 2012). Les ondes, initialement supersoniques et à amplitude constante, se reflètent et établissent des ondes stationnaires dans la chambre avant de s'atténuer jusqu'à la vitesse sonore locale du mélange tout en diminuant d'amplitude (Heywood, 1988). Le signal de pression mesuré est donc dépendant de l'emplacement des capteurs par rapport à l'apparition du phénomène (Böhme et Konig, 1994). Les nouveaux fronts de flammes se répandent ensuite et consomment rapidement le mélange imbrûlé avant que le front de flamme principale puisse l'exploiter (Heywood, 1988; Baumgarten, 2006).

Chimiquement, le cliquetis est causé par un auto-allumage des gaz imbrûlés qui provoque une explosion thermique dans le mélange (Baumgarten, 2006). Une explosion, dans ce contexte, est une réaction chimique qui libère une plus grande quantité d'énergie que son environnement immédiat peut absorber (Heywood, 1988; Galloni, 2012). Donc la température locale augmente, accélérant exponentiellement les vitesses des réactions et cause une explosion qui crée des ondes de choc (Baumgarten, 2006). La Figure 1.3, tirée de l'étude de Kawahara et Tomita (2009), capte un événement de cliquetis dans la chambre de combustion. La séquence d'images montre le passage de l'onde de pression avant qu'elle atteigne la position du capteur de pression. La trace de pression montre ensuite l'effet de l'onde stationnaire résultante sur la pression locale au capteur.

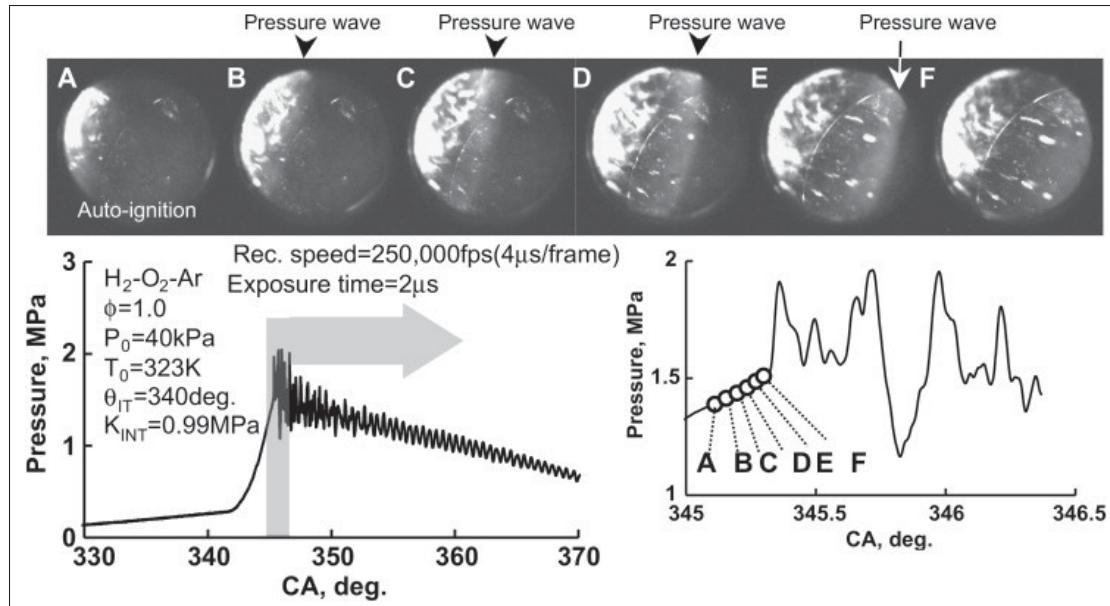


Figure 1.3 Visualisation de la propagation d'une onde de pression.
Tirée de Kawahara et Tomita (2009, p. 3161).

Lors de l'oxydation d'un carburant, la première étape, l'*initiation*, prend place lorsque les conditions d'autoallumage sont atteintes. Lors de cette étape des radicaux sont produits à partir des molécules stables du mélange imbrûlé. Ensuite, lors de la *propagation* les radicaux réagissent avec les molécules réactives du mélange pour entraîner la formation de plusieurs radicaux. Normalement les mécanismes de *terminaison* parviennent à contrôler la propagation, permettant une combustion normale. Toutefois, sous très hautes températures une propagation exponentielle des réactions est possible due à une concentration très élevée de radicaux menant à une explosion du mélange et la libération quasi-instantanée de son énergie chimique (Heywood, 1988).

La description précédente caractérise principalement le phénomène de cliquetis en moteur à allumage commandé. Pour les carburants lourds, tel que le diésel, l'inflammation se fait en deux étapes. L'auto-allumage crée une flamme froide (*cool flame*), d'environ 600 à 800°C, causant une légère hausse de température du mélange (Baumgarten, 2006; Pan *et al.*, 1998). Pour une combustion normale, ces deux phases du phénomène se manifestent par un dégagement de chaleur caractérisé par deux bosses consécutives dans son historique (Borg, 2006). Dans les

diésels à charge homogène ou stratifiée (HCCI/SCCI¹), s'il y une seconde auto-inflammation dans les gaz imbrûlés qui cause du cliquetis, la deuxième bosse prend une plus grande ampleur et sa position s'avance vers le PMH (Hou *et al.*, 2010; Shi *et al.*, 2013). Le cliquetis est donc causé par les réactions à basse température qui augmentent la durée du délai d'allumage, entraînant une explosion lors des réactions à haute température où les conditions locales sont propices. Pan *et al.* (1998) constatent qu'une condition propice au cliquetis apparaît lorsque le délai d'auto-inflammation est inférieur au temps de passage de la flamme.

1.2.2 Paramètres influant sur le cliquetis

Naturellement, l'autoallumage est possible que lorsque l'état thermodynamique des gaz imbrûlés le permet. C'est donc les facteurs qui entraînent une hausse de pression et de température qui influencent l'intensité du cliquetis. Les principaux paramètres de contrôle sont les suivants (Revier, 2006; Zhen *et al.*, 2012; Baumgarten, 2006; Heywood, 1988) :

- *Pression à l'admission* : une augmentation de la pression d'admission résulte à une augmentation du mélange admis, qui ce traduit par une augmentation des pressions et températures durant la compression ;
- *Température à l'admission* : son augmentation réduit la masse admise, nuisant à l'autoallumage, mais entraîne aussi de hautes températures des gaz à l'intérieur du cylindre, favorisant l'autoallumage ;
- *Rapport air-carburant* : un mélange près de stoechiométrie favorise l'autoallumage ;
- *Avance à l'allumage (moteur allumage commandé)* : l'allumage plus tôt dans le cycle cause des hausses de pression qui peuvent entraîner l'autoallumage du mélange ;
- *Rapport volumétrique* : plus les gaz sont comprimés, plus les pressions et températures augmentent, favorisant le cliquetis ;
- *Vitesse de rotation* : une basse vitesse donne plus de temps pour chauffer les gaz imbrûlés, augmentant les chances de cliquetis ;

1. Homogeneous/Stratified Charge Compression Ignition

- *Pénétration de la charge (moteur diésel)* : la structure de l'écoulement influence la répartition de la charge, donc d'une richesse locale propice à l'autoallumage ;
- *Géométrie de la chambre de combustion* : contrôle la propagation du front de flamme, donc le dégagement de chaleur. Généralement, les protrusions/coins favorisent l'en-crassement et l'apparition de points chauds et donc du cliquetis ;
- *Composition du carburant* : les longues chaînes linéaires d'hydrocarbures facilitent l'autoinflammation. Les ramifications de la chaîne principale réduisent la tendance au cliquetis ;
- *Composition du mélange* : a une influence sur la chaleur spécifique du mélange, ce qui influence sa température.

L'impact du cliquetis sur la performance du moteur dépend de son intensité, sa fréquence et de sa durée (Galloni, 2012). Le cliquetis est capable d'endommager le moteur par quelques mécanismes : les grandes pulsations de pression peut briser les joints d'étanchéités du piston, les fluctuations des hautes températures peut causer une fatigue thermique de la tête du piston ou des parois, ou bien une hausse de la température des métaux peut simplement faire saisir le moteur (Valtadoros *et al.*, 1991; Fitton et Nates, 1992).

1.3 Méthodes de détection

Cette section présente un survol des méthodes de détection du cliquetis par catégorie et ce, approximativement, en ordre de complexité. Majoritairement développés pour les moteurs à l'allumage commandé, les méthodes de détection s'appliquent également aux autres types de moteurs, tels le moteur diésel et autre carburants tel que le kéroène (Dahl *et al.*, 2011; Hou *et al.*, 2010; Zhu *et al.*, 2005). Les fondements théoriques pour les méthodes sélectionnées pour le travail actuel sont décrites dans la section *méthode* de leurs chapitres respectifs.

1.3.1 Méthode acoustique et auditive

D'après Boubal (2000), l'oreille humaine reste parmi l'un des meilleurs détecteurs de cliquetis fort. Par contre, elle ne peut pas mesurer l'intensité et perd le signal lors du cliquetis faible. Ce que l'on perçoit, c'est les ondes de choc qui réverbèrent à travers la structure, produisant un «ping» métallique audible (Revier, 2006). À toutes fins pratiques, il s'agit d'un détecteur booléen pour le cliquetis modéré à fort et s'incorpore difficilement aux systèmes de contrôle. Il est aussi possible d'estimer l'énergie des premières harmoniques de cliquetis par les émissions sonores du bloc moteur à basses vitesses, mais la qualité de la mesure se dégrade à haut régime (Stanković et Böhme, 1999).

1.3.2 Vibrations mécaniques

Il est bien documenté que les vibrations du bloc moteur contiennent l'information de cliquetis (Boubal et Oksman, 1998). De plus, Konig et Böhme (1994) ainsi que Djurovic *et al.* (2004) ont démontré que la trace de pression filtrée passe-haut peut être reconstruite à partir d'un signal de vibrations mécaniques. Un accéléromètre installé sur le bloc moteur permet de mesurer l'intensité des vibrations induites dans la chambre à combustion par le cliquetis (Boubal, 2000). Une bande passante des fréquences représentatives de l'énergie du cliquetis doit être filtrée du signal de vibrations du bloc moteur et doit être confirmée par une méthode fréquentielle alternative (Zhen *et al.*, 2012). L'énergie du signal filtré peut être calculée par sa rectification, puis intégration à l'aide d'un système analogue (Ker *et al.*, 2007; Samimy et Rizzoni, 1996). Hirano *et al.* (1999) et Brandl *et al.* (2007) identifient la contribution de la combustion et des composantes mécaniques à la distribution fréquentielle par une analyse par régression multilinéaire. Toutefois, la méthode par accéléromètre est toujours sujet au bruit mécanique du moteur tel que la fermeture des soupapes (Boubal, 2000; Vulli *et al.*, 2009; Zhu *et al.*, 2005). Il y a donc un ratio signal-bruit défavorable à haute puissance (Borg, 2006; Böhme et Konig, 1994). Elle est également dépendante de la position des capteurs (Konig et Böhme, 1994). Des méthodes plus complexes utilisent une transformée en paquets d'ondelettes² pour mesurer l'énergie du

2. Wavelet Packet Transform

niveau de décomposition sont jugées pertinentes au cliquetis (Chengcai *et al.*, 2010; Borg *et al.*, 2006). Les études de Djurovic *et al.* (2004), Samimy et Rizzoni (1996) et Chengcai *et al.* (2010) regardent les distributions temps-fréquence sur l'échelle d'un cycle pour calculer les plages ciblées et faire une comparaison avec les analyses de la trace de pression. De plus, la majorité des méthodes d'analyse par pression de la prochaine section peuvent aussi s'appliquer aux signal de vibrations (Jones *et al.*, 2013; Vulli *et al.*, 2009).

Les méthodes par vibrations sont fortement utilisées sur les moteurs de série car les équipements nécessaires pour la détection ne sont pas dispendieux. De plus, l'implémentation est simple et non intrusive puisqu'il n'y a pas d'instrumentation dans le cylindre (Brecq *et al.*, 2003; Zhen *et al.*, 2012).

1.3.3 Capteur de pression

L'utilisation des capteurs de pression piézoélectrique avec un haut taux d'échantillonnage permet de percevoir l'évolution temporelle de la pression cylindre ainsi que l'analyse de son contenu fréquentiel. Cette méthode est favorable en recherche et développement car elle permet d'évaluer la sévérité du cliquetis de chaque cycle et d'avoir un aperçu de la prévalence statistique du phénomène (Zhen *et al.*, 2012; Borg *et al.*, 2006; Hudson *et al.*, 2001; Xiaofeng *et al.*, 1993; Mohammadpour *et al.*, 2011).

Les méthodes par pression de la chambre sont présentement les plus sûres pour l'analyse de cliquetis (Boubal et Oksman, 1998; Mohammadpour *et al.*, 2011; Brecq *et al.*, 2003). Par contre, les désavantages sont les suivants : les capteurs sont dispendieux et les températures élevées mènent à une usure rapide du capteur. De plus, le capteur mesure un phénomène locale dû aux hétérogénéités de la pression lors du cliquetis (Boubal, 2000; Ker *et al.*, 2007). Ceci implique que le signal ne peut pas être considéré comme étant la valeur moyenne de la pression instantanée dans la chambre de combustion (Zhen *et al.*, 2012). C'est pour ces raisons que les indices de cliquetis dépendent fortement de la position du capteur (Pan *et al.*, 1998; Lachmann *et al.*, 2004).

1.3.3.1 Domaine temporel

Ces méthodes se basent tous sur la trace de pression filtrée passe-haut ou par des filtres passe-bande ciblés sur une ou des harmoniques. La première méthode est favorisée car l'isolation des fréquences de résonance supprime de l'information utile puisque le cliquetis est un signal non-stationnaire à l'échelle d'un cycle (Boubal et Oksman, 1998). Pour le filtrage passe-haut, la fréquence de coupure est choisie dans les environs de 5 kHz mais doit être évaluée en conséquence de la géométrie du moteur étudié (Zhen *et al.*, 2012; Boubal, 2000). Plusieurs indices de cliquetis sont calculés à partir de ce signal filtré :

- l'amplitude maximale des oscillations de pression (MAPO³);
- l'intégrale du modulo du gradient de pression (IMPG⁴);
- l'intégrale du modulo des oscillations de pression (IMPO⁵).

La première méthode est aussi la plus utilisée (Borg, 2006; Galloni, 2012; Brecq *et al.*, 2003). Elle est simplement la mesure de la plus grande amplitude crête-à-crête de la trace de pression filtrée passe-haut, ou une de ses dérivées, pour un cycle moteur (Puzinauskas, 1992). Brecq *et al.* (2003) propose le DKI⁶, le rapport du IMPO sur MAPO sur la fenêtre de mesure. De plus, Galloni (2012) propose un indice du MAPO moins un seuil nominal servant à l'identification de la position du vilebrequin lors de l'initiation du cliquetis. Cette position dans le cycle doit être identifiée par la pression dans le domaine temporel. Par contre, elle est identifiable par les vibrations à basses vitesses vilebrequin, selon Urlaub et Böhme (2005).

Borg et Alkidas (2007) proposent une méthode basée sur le dégagement de chaleur cumulatif (CHR_{net}). Lors d'un cycle fortement cliqué la perte de chaleur aux parois est plus élevée due aux hautes fluctuations thermiques et résulte en une diminution marquée du CHR_{net} (Galloni, 2012). Donc le CHR_{net} est fortement corrélé à l'intensité du cliquetis en plus d'avoir le bénéfice

3. *Maximum Amplitude of Pressure Oscillations*

4. *Integral of Modulus Pressure Gradient*

5. *Integral of Modulus Pressure Oscillations*

6. *Dimensionless Knock Index*

d'être indépendant de la position du capteur (Zhen *et al.*, 2012). De plus, la hausse du transfert de chaleur au bloc moteur cause une baisse de la température des gaz d'échappement. Abu-Qudais (1996) utilise cette baisse pour la détection de cliquetis, mais Borg (2006) n'a pas pu reproduire les résultats.

1.3.3.2 Domaine fréquentiel

Avec une connaissance approximative des fréquences naturelles de la chambre de combustion et une trace de pression sans cliquetis comme référence, le cliquetis peut être identifié par une simple observation de la différence dans le contenu fréquentiel dans la densité spectrale de la puissance du signal de pression brut (Hsu, 2002). Une autre méthode est de prendre le contenu énergétique d'une bande de fréquences prédéterminée (Xiaofeng *et al.*, 1993). Le choix de cette bande passante est un compromis entre le rapport signal-bruit et la quantité d'information dans le signal. Le calcul de l'énergie du signal sur la plage fréquentielle des deux ou trois premiers modes de résonance de la chambre serait suffisant, alors que l'utilisation d'un filtre ciblé sur chacun de ces modes mène souvent à une trop grande restriction des bandes de fréquences et supprime de l'information utile au calcul énergétique (Boubal, 2000). Finalement, le calcul optimal serait celui de l'énergie spectrale entre 5 et 20 kHz de la trace de pression cylindre (Boubal et Oksman, 1998), égale à l'énergie moyenne d'un signal filtré sur une plage d'angles vilebrequin où le phénomène se produit (Hudson *et al.*, 2001). De plus, Hudson *et al.* (2001) propose l'indice logarithmique de cliquetis (LKI⁷), c'est à dire le logarithme naturel de l'énergie moyenne d'une bande passante multiplié par une constante empirique.

1.3.3.3 Distributions bilinéaire temps-fréquence

Pour les analyses plus approfondies il y a la décomposition bilinéaire de signaux de pression donnant l'évolution de la distribution fréquentielle lors d'un cycle moteur (Boubal et Oksman, 1998). Cette méthode permet de déterminer les fréquences de résonance en fonction de l'angle vilebrequin et d'identifier la présence de bruit tel que les chocs mécaniques lors d'un

7. *Logarithmic Knock Intensity*

cycle (Boubal, 2000). L'algorithme typiquement employé est la transformée de Fourier à court terme (SFFT⁸) mais elle se voit remplacée par la distribution de Wigner-Ville réalloué ou encore par la variante lissée ou réallouée (Boubal et Oksman, 1998; Matz et Hlawatsch, 1998; Böhme et König, 1994). Le principe de la réallocation est de déplacer les valeurs d'une distribution, en temps et en fréquence, vers une crête ou une vallée locale afin de rendre l'image plus nette suite au lissage (voir l'Annexe II). La raison est que la SFFT n'estime pas bien les fréquences instantanées. La Figure 1.4 illustre le comportement non-stationnaire des résonances en fonction du temps calculé par une transformée Wigner-Ville. Elle montre les fréquences excitées dans la chambre de combustion lors d'un cycle moteur avec et sans cliquetis. La figure montre que plusieurs harmoniques sont visibles, que le cycle soit cliqué ou non, mais que le cliquetis augmente considérablement l'intensité de leur excitation. L'indice de l'énergie réallouée (E_r) se calcule par l'intégral double, en temps et en fréquence, des amas d'énergie correspondants à l'évolution de la fréquence du cliquetis avec la position vilebrequin (Boubal et Oksman, 1998).

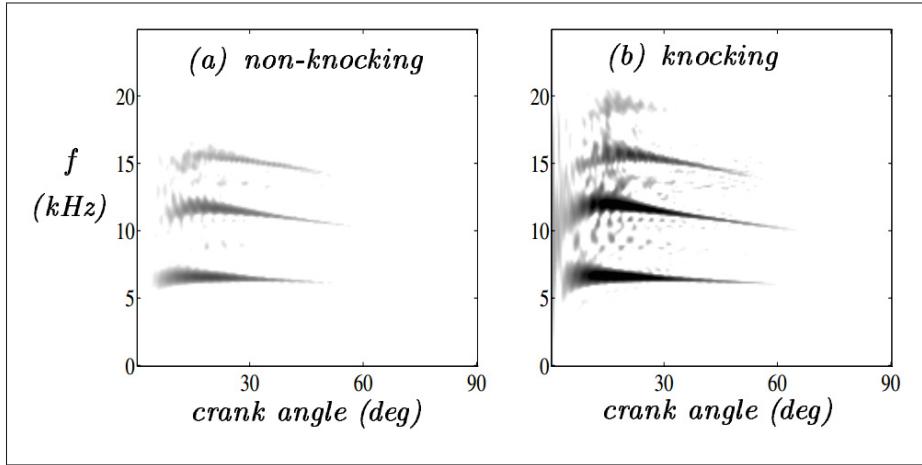


Figure 1.4 Estimation spectral Wigner-Ville.
Tirée de Matz et Hlawatsch (1998, p. 3).

1.3.4 Probes optiques et détecteurs d'ions

Les méthodes optiques permettent l'analyse de l'initiation du cliquetis, la visualisation de la progression des fronts de flammes et des ondes de choc (Boubal, 2000). Une visualisation optique par Kawahara et Tomita (2009) a déjà été présenté à la Figure 1.3 dans la section précédente. Zhu *et al.* (2005) emploient un capteur d'ionisation pour le développement d'un contrôleur stochastique de cliquetis. L'explosion thermique dans le mélange imbrûlé cause une élévation d'ionisation des particules lors de la propagation en chaîne de la réaction chimique. Dahl *et al.* (2011) ont appliqué des filtres spectraux pour identifier les amplitudes des ondes aux fréquences des résonances, démontrant les modes prévus dans la Figure 1.5. Cette étude démontre que les fréquences excitées par le cliquetis, ainsi que la forme des modes, peuvent être calculées analytiquement pour un géométrie donnée. De plus, la Figure 1.5 illustre pourquoi l'amplitude des oscillations mesurées par un capteur dépend de sa position. L'automatisation de l'extraction d'informations utiles de telles visualisations est difficile et l'énorme quantité de données à manipuler ne rend cette méthode utile que pour les analyses exploratoires du phénomène (Boubal, 2000).

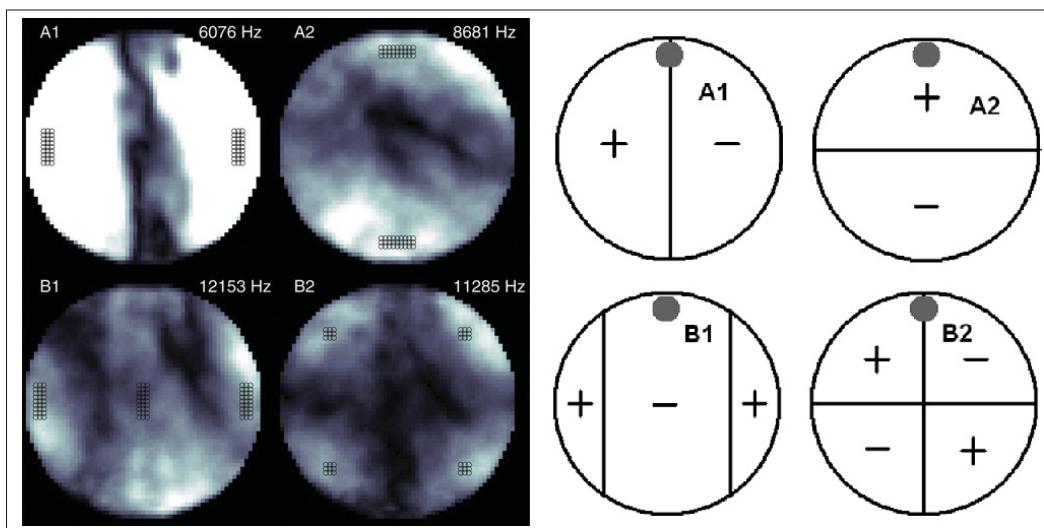


Figure 1.5 Amplitude (min : noir, max :blanc) des fréquences cibles (gauche) et les modes prévus (droite) lors du cliquetis dans un moteur HCCI.

Tirée de Dahl *et al.* (2011, p. 1273).

1.4 Méthodes de contrôle

Les méthodes de contrôle visent à garder l’opération du moteur le plus près possible de sa limite de cliquetis. La raison est que les conditions qui favorisent un cycle performant, tel qu’une haute pression maximale près du point mort haut (PMH), favorise aussi le cliquetis. Pour un moteur à l’allumage commandé, un système de contrôle augmente l’avance à l’allumage pour atteindre le couple maximal aux freins (MBT⁹). Dépendant de l’état du mélange, l’apparition du cliquetis empêchera le contrôle d’atteindre le MBT. Le type de contrôle le plus utilisé est *déterministe* : à chaque cycle sans cliquetis il avance l’allumage par un petit incrément fixe, puis pour chaque cycle cliqué il le retarde d’une plus grande valeur (Ker *et al.*, 2007). Cette stratégie est critiquée car elle amène toujours le moteur à cliquer, mais passe une majorité de son temps trop éloigné de la limite (Zhu *et al.*, 2005). Ceci entraîne des pertes de consommation spécifique et de durabilité des pièces. D’autres méthodes prennent une moyenne de l’indice de cliquetis sur un nombre de points (Jones *et al.*, 2013). L’avantage est un contrôle plus stable et précis, mais avec un temps de réaction affaibli. Les méthodes les plus performantes sont les contrôleurs *stochastiques*. Ils utilisent les paramètres statistiques tirés des distributions de cliquetis et contrôlent le moteur vers une distribution cible. Il s’agit donc du contrôle de la probabilité de cliquetis (Ettefagh *et al.*, 2008).

1.5 Problématique de recherche

La revue de la littérature précédente démontre que le cliquetis est un phénomène fort complexe qui limite l’opération des moteurs. Par contre, malgré la multitude de méthodes de détection proposées, il n’y a toujours pas de méthode définitive (Zhen *et al.*, 2012). Ceci est en partie dû à une grande dépendance entre le cliquetis et le moteur étudié, la précision requise, les ressources disponibles et l’application spécifique de la détection, soit en production ou en développement.

9. «Maximum Brake Torque».

L'objectif principal de la recherche vise la caractérisation du cliquetis dans une machine thermique expérimentale à haute densité énergétique alimentée de carburant lourd. Afin de pouvoir caractériser le phénomène, les objectifs spécifiques du projet sont les suivants :

- a. Caractériser un événement de cliquetis par la pression et par les vibrations mécaniques à échantillonnage haute-fréquence ;
- b. Comparer plusieurs méthodes pour quantifier le phénomène avec les données de pression ;
- c. Identifier les fréquences de vibration mécanique excitées par le phénomène et proposer un indice par vibrations.

CHAPITRE 2

CARACTÉRISATION DANS LE DOMAINE TEMPS-FRÉQUENTIEL

La comparaison d'une trace de pression d'un cycle cliqueté avec celle d'un cycle non-cliqueté permet d'élucider le phénomène de cliquetis et d'établir les pistes par lesquelles il peut être détecté. Précisément, l'efficacité des indices de cliquetis du prochain chapitre dépend de la qualité de la plage temporelle et fréquentielle identifiée comme pertinente. Ce chapitre porte donc sur l'analyse du domaine tempo-fréquentielle de cycles cliquetés et présentera les méthodes d'estimation des distributions énergétiques ainsi que les résultats et leur interprétation.

2.1 Méthode

2.1.1 Montage expérimental

Un moteur prototype à combustion interne est installé dans un banc d'essai. Un carburant à base de kérosène est fourni par un système d'injection à rampe commune. L'air à l'admission est pressurisé et chauffé sur commande et le vilebrequin est couplé à un dynamomètre électrique. L'instrumentation du moteur est échantillonné par trois systèmes d'acquisition : le DAS (10 Hz) pour les paramètres stationnaires, le DAS25 (25 kHz) pour les variables cycliques, puis le système DAS131 pour les enregistrements spéciaux à un taux d'échantillonnage de 131 kHz.

Tableau 2.1 Régime moteur pour échantillonnage à haute fréquence

Paramètre	Valeur
N	2500 RPM
PMEF	1 034 kPa
ρ_{adm}	2.17 kg/m ³
λ	> 1

Dans les deux chapitres suivants, une condition partiellement cliqueté est étudiée. C'est un enregistrement DAS131 à régime constant suite à une période de stabilisation. L'enregistrement

contient 270 cycles moteur échantillonné à 131 kHz. La condition est partiellement cliqueté afin de produire une variété de cycles à plusieurs intensités de cliquetis, mais aux mêmes conditions opérationnelles. Pour minimiser le temps de calcul, seul 83 des 270 cycles enregistrés sont utilisés pour les moyennes des distributions dans ce chapitre. Les conditions d'admission et le régime moteur se trouvent au Tableau 2.1 où N est la vitesse vilebrequin, ρ_{adm} est la densité de l'air à l'admission et λ est l'équivalence air-carburant du mélange. La pression cylindre, p , est captée par un Kistler 6052C et les vibrations, $v_{x,y,z}$, par un accéléromètre tri-axe de type PCB 356A71. La position de ces capteurs est illustrée à la Figure 2.1. L'incertitude est traité suite à la discussion de chapitre.

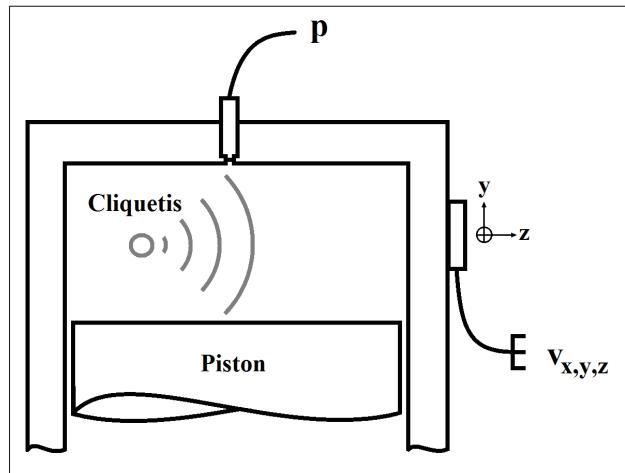


Figure 2.1 Schéma du montage expérimental.

2.1.2 Traitement du signal

Ces analyses s'intéressent au contenu fréquentiel des résonances dans la chambre de combustion. Ainsi la forme de la trace de pression doit être supprimée pour qu'elle ne domine pas la distribution énergétique. Il faut donc filtrer le signal brut, p , par un filtre passe-haut Butterworth du 3^e ordre avec une fréquence de coupure de 2.5 kHz. Le signal résultant est identifié par \hat{p} . Un filtre double-passe a été utilisé (la fonction **filtfilt** en MATLAB) pour ne pas déphasier le signal résultant de l'opération (Revier, 2006). La première rangée de la Figure 2.2 montre les

signaux de pression bruts et filtrés de deux cycles tirés de l'enregistrement à 131 kHz. De plus, les trois signaux de l'accéléromètre se trouvent en-dessous pour les mêmes deux cycles. L'un des cycles est non-cliqueté (colonne gauche) et l'autre est cliqueté (colonne droite).

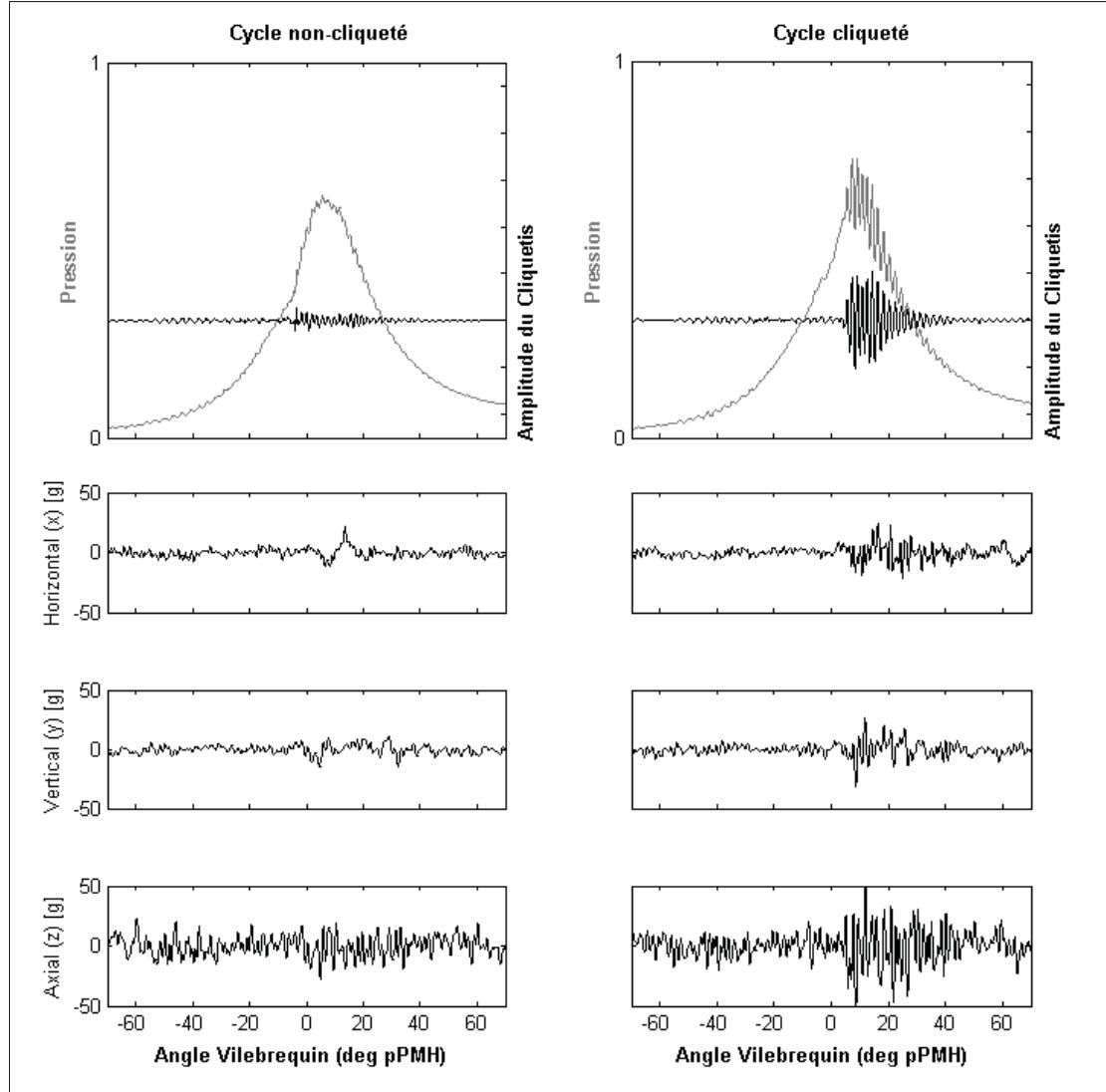


Figure 2.2 Les traces de pression brut, les signaux filtrés et le signal tri-axe de l'accéléromètre.

2.1.3 Densité spectrale énergétique : méthode de Welch

Afin d'estimer la densité de puissance du contenu fréquentiel d'un cycle moteur il faut choisir une méthode appropriée pour minimiser le biais d'estimation. Une simple transformée de Fourier rapide (FFT¹) n'est pas optimale car les variations temporelles du signal filtré nécessitent un processus de moyennage pour lisser le périodogramme et réduire le biais d'estimation (Vulli *et al.*, 2009). La méthode de Welch tel que proposé par Welch (1967) est utilisé dans ce travail. On considère le signal filtré, $\hat{p}(t)$ et sa densité spectrale énergétique, $DSE(\tilde{f})$, $|\tilde{f}| \leq \frac{1}{2}$. La fréquence normalisée, \tilde{f} , est définie sur $[0, 1]$. Le signal est divisé en K segments de longueur L chevauchés par D mesures. Ces segments sont identifiés par $\hat{p}_k(j)$, $j = \{0, L-1\}$ et $k = \{1, K\}$. Le nombre de lignes spectrales, n , est la moitié du nombre de points dans un segment. Pour chaque segment, on calcul la transformée de Fourier discrète (DFT²), A_k :

$$A_k(n) = \frac{1}{L} \sum_{j=0}^{L-1} H(j) \hat{p}_k(j) e^{-2ikjn_s/L}, \quad k = \{1, K\} \text{ et } n_s = \{0, L/2\} \quad (2.1)$$

où la fonction de fenêtrage Hamming, H , est recommandé pour la détection de cliquetis par Hudson *et al.* (2001). Elle est aussi utilisée pour le lissage des distributions Wigner-Ville à la section suivante et se définit par l'équation 2.2.

$$H(j) = 0.54 - 0.46 \cos(2\pi \frac{j}{L-1}), \quad j = \{0, L-1\} \quad (2.2)$$

Le périodogramme modifié, I_k , pour un segment donné est donc :

$$I_k(\tilde{f}_n) = \left(\frac{L^2}{\sum_{j=0}^{L-1} H^2(j)} \right) \cdot |A_k(n)|^2, \quad \tilde{f}_n = \frac{n}{L} \text{ et } n = \{0, L/2\} \quad (2.3)$$

1. Fast Fourier Transform

2. Discrete Fourier transform

On obtient alors une estimation de la densité spectrale énergétique par la moyenne des distributions de ces segments :

$$\hat{DSE}(\tilde{f}_n) = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K I_k(\tilde{f}_n) \quad (2.4)$$

Les Équations 2.1 à 2.4 sont adaptées de Welch (1967, p. 17-19). Pour ces calculs la fonction **pwelch**, de la «*Signals processing Toolbox*» dans MATLAB est utilisée. La longueur de fenêtrage est de 1/16 et du segment \hat{p} et la distance de chevauchement est de 50% de la fenêtre.

2.1.4 Pseudo distribution Wigner-Ville réalloué

La méthode de la pseudo distribution énergétique Wigner-Ville (WV), avec lissage et réalloction des vecteurs temporels et fréquentiels, est favorisé pour l'analyse de signaux cliqueté (Boubal et Oksman, 1998; Böhme et Konig, 1994; Matz et Hlawatsch, 1998). Une simple distribution WV est défini par l'équation :

$$W(t, \omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} \hat{p}(t + \frac{\tau}{2}) \hat{p}^*(t - \frac{\tau}{2}) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.5)$$

où t et ω sont les vecteurs de temps et fréquences et \hat{p}^* est le conjugué complexe de \hat{p} . τ est une position sur le vecteur de temps. Les Équations 2.5 et 2.6 sont adaptées de Boubal et Oksman (1998, p. 339-342). La distribution WV est ensuite lissée par une fenêtre temporelle, $g(u)$, et une fenêtre fréquentielle, $\mathcal{F}(\omega)$. Les deux fenêtres utilisées sont de type Hamming (Équation 2.2) sur des domaines u et ω de longueur 1/16 et 1/6 de la longueur de l'échantillon (nombre de mesures dans un cycle), respectivement. Il y a ensuite une opération de réallocation des termes de t et ω (en t' et ω') pour mieux correspondre aux crêtes d'intensité et réduire les termes d'interférence (pour plus d'informations sur la réallocation, voir Flandrin *et al.* (2003)).

La distribution WV lissée réallouée (\tilde{W}_R) s'obtient par l'équation :

$$\tilde{W}_R(t', \omega') = \iint_{-\infty}^{+\infty} \delta(t' - \hat{t}(t, \omega)) \delta(\omega' - \hat{\omega}(t, \omega)) W(t, \omega) dt \frac{d\omega}{2\pi} \quad (2.6)$$

où δ est la distribution de Dirac, \tilde{W} la WV lissée, \hat{t} et $\hat{\omega}$ les déplacements des points de t et ω . Un suivi plus détaillé de la méthode se trouve à l'Annexe II. Ces calculs sont entrepris par la fonction **tfrrpwv**, de la «*Time-Frequency Toolbox*³» (Auger *et al.*, 1996) dans MATLAB.

2.2 Résultats et Analyse

Dans cette section, la pression cylindre et les vibrations lors d'un cycle avec et sans cliquetis sont observées dans le domaine temporel, fréquentiel et dans le domaine bilinéaire temps-fréquence. Les deux cycles proviennent du même enregistrement à 131 kHz. Par les méthodes décrites à la section précédente, le phénomène de cliquetis est observé et les voies possibles pour sa détection sont discutées.

2.2.1 Discussion des signaux bruts : domaine temporel

La Figure 2.2 montre les traces de pression d'un cycle non-cliqueté (gauche) et d'un cycle fortement cliqueté (droite) ainsi que la composante filtrée passe-haut qui représente l'amplitude du cliquetis. La figure montre aussi les trois signaux bruts, correspondants au même cycle, provenant d'un accéléromètre monté sur le bloc moteur. La forme des traces sont indicatives de cycles avec et sans cliquetis, en pression et en vibrations, lors d'une comparaison à Böhme et Konig (1994) et Ker *et al.* (2007).

2.2.2 Analyses temps-fréquence de la pression

Pour chacun de ces deux cycles, une estimation de la densité de l'énergie spectrale par la méthode Welch est présentée dans la Figure 2.3. Il est clair que le signal du cycle cliqueté contient une composante importante dans la région comprise entre 6 et 10 kHz. Cette plage fréquentielle, ainsi que son importance énergétique est en accord avec les résultats de Hsu (2002) et Hudson *et al.* (2001). Il s'agit du contenu fréquentiel des oscillations de pression réverbérant dans la chambre de combustion, tels qu'elles sont perçues localement par le capteur.

3. Développé au centre national de la recherche scientifique (Paris, France)

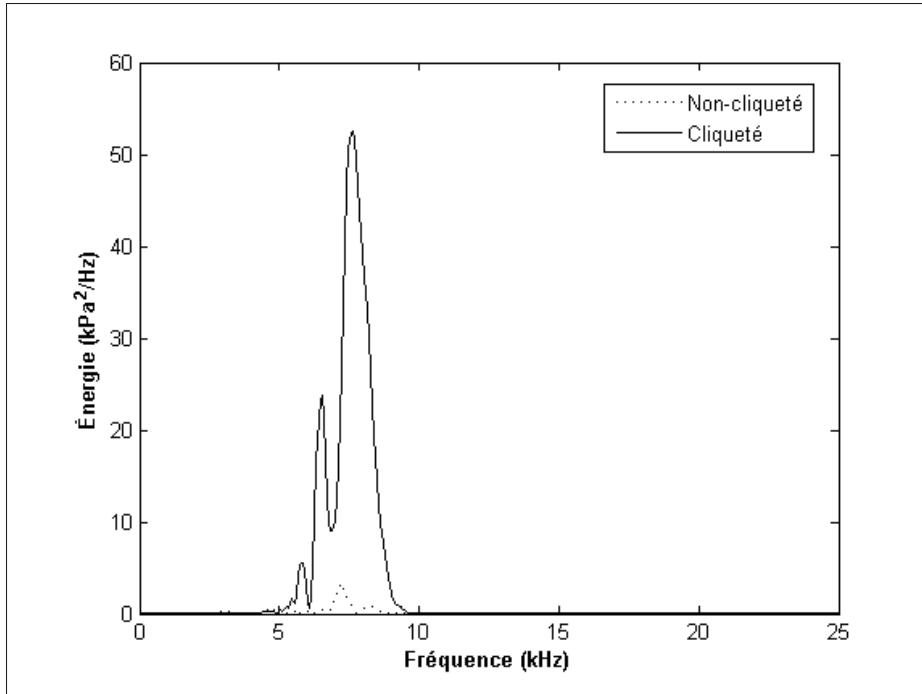


Figure 2.3 La densité spectrale énergétique estimée par cycle (méthode Welch).

Plus spécifiquement, pour la méthode Welch de DSE, c'est la moyenne des densités énergétiques d'un signal transitoire, dit non-stationnaire, sur la plage d'angles vilebrequin observé. Puisque les DSE s'appliquent idéalement aux signaux cyclo-stationnaires, cette méthode est caractérisée par son incapacité à identifier les bruits parasites en fonction de la position du vilebrequin (Welch, 1967; Hudson *et al.*, 2001; Vulli *et al.*, 2009). Une étude approfondie en temps-fréquence pour l'identification du cliquetis est donc nécessaire.

La littérature rapporte qu'il y a une modulation de la fréquence de résonance de la chambre de combustion causé par un changement de température des gaz et par la géométrie de la chambre lors d'un cycle (Böhme et König, 1994; Borg, 2006). C'est donc pour cette raison que le phénomène est étudié dans le domaine bilinéaire temps-fréquentiel par la méthode Wigner-Ville (Boubal et Oksman, 1998; König et Böhme, 1994; Böhme et König, 1994; Li et Zhou, 2013). Afin d'étudier l'évolution temporelle de la distribution fréquentielle de la trace de pression lors d'un cycle avec et sans cliquetis, la pseudo distribution Wigner-Ville réallouée lissée pour les

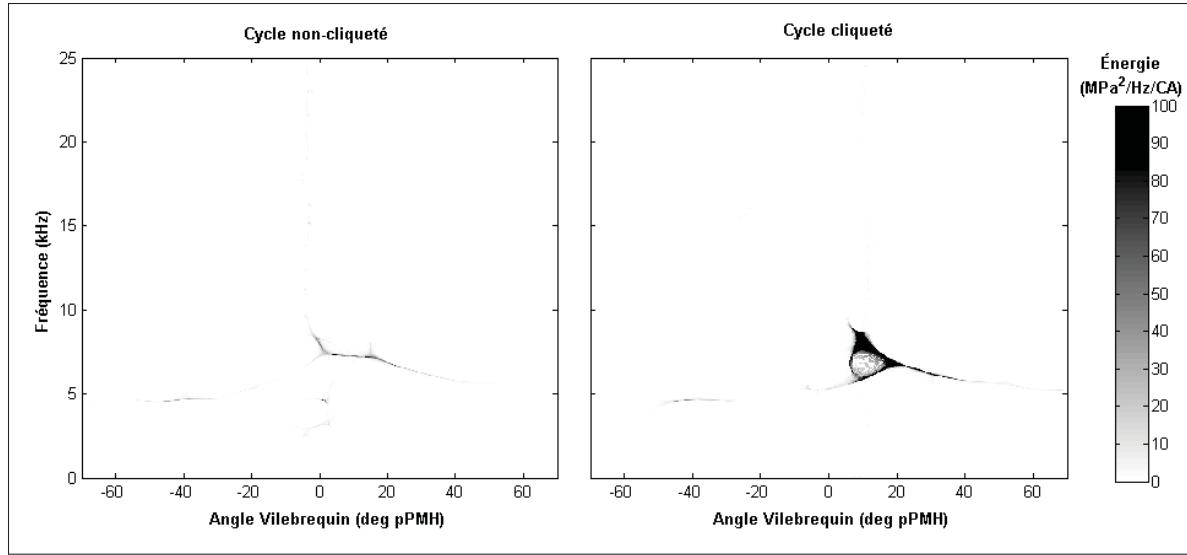


Figure 2.4 Distributions pseudo Wigner-Ville réallouée lissée d'un cycle non-cliqueté (gauche) et cliqueté (droite).

deux signaux est présenté à la Figure 2.4. La figure montre l'intensité des fréquences observés à chaque angle vilebrequin lors des cycles étudiés.

Après le point mort haut (PMH) le volume de la chambre augmente, causant une élongation des longueurs caractéristiques de la chambre de combustion et abaissant les fréquences de résonance. De plus, l'agrandissement du volume modifie l'historique de la température des gaz qui, en se refroidissant, abaissent les fréquences de résonance. Ce phénomène est apparent dans la Figure 2.4 (droite) où, du point d'autoallumage du cliquetis et au long de la détente, la fréquence dominante passe de 10 à 6 kHz. Cette trace dominante est en accord avec la plage identifiée par la méthode Welch dans la Figure 2.3 et la forme de la modulation est en très bon accord avec les résultats de Boubal et Oksman (1998); König et Böhme (1994); Böhme et König (1994); Li et Zhou (2013).

La plage d'angle vilebrequin d'intérêt (0 à 40°pPMH) ainsi que la plage de fréquences dans la Figure 2.4 sont en bon accord avec les résultats de Matz et Hlawatsch (1998). L'analyse en temps-fréquence a permis l'identification du choc initial de l'onde de pression, sa répartition fréquentielle et sa dépendance sur l'angle vilebrequin. En comparaison avec l'analyse

fréquentielle avec la DSE Welch, il est clair que l'utilisation de la WV réallouée lissée facilite grandement l'observation de la signature du cliquetis avec un capteur de pression.

La Figure 2.5 montre les résultats de la moyenne de la distribution WV réallouée lissée de 83 cycles moteurs enregistrés. La figure est exprimée en décibel (dB), puis normaliser sur [0 :1]. Le calcul de la moyenne de plusieurs cycles permet de mieux identifier la signature des modes de résonance de la chambre de combustion lors de l'enregistrement. Le premier mode se trouve visiblement entre 5 et 10 kHz dans la fenêtre d'angles vilebrequin de 0 à 60 °pPMH. On observe un déplacement très nette des fréquences avec l'angle vilebrequin. Ainsi, l'énergie sur cette bande de fréquences, telle que calculée par les indices temporels, devrait donner une moins bonne estimation qu'une méthode qui extrait l'énergie d'une fréquence en fonction du temps tel que la méthode d'énergie réaouillée (E_r). Les résultats de Boubal et Oksman (1998) et Samimy et Rizzoni (1996) offrent une meilleure visibilité du cliquetis permettant de mieux discerner le bruit du signal d'intérêt. Pour cette raison l'analyse se poursuivra donc en temps-fréquence.

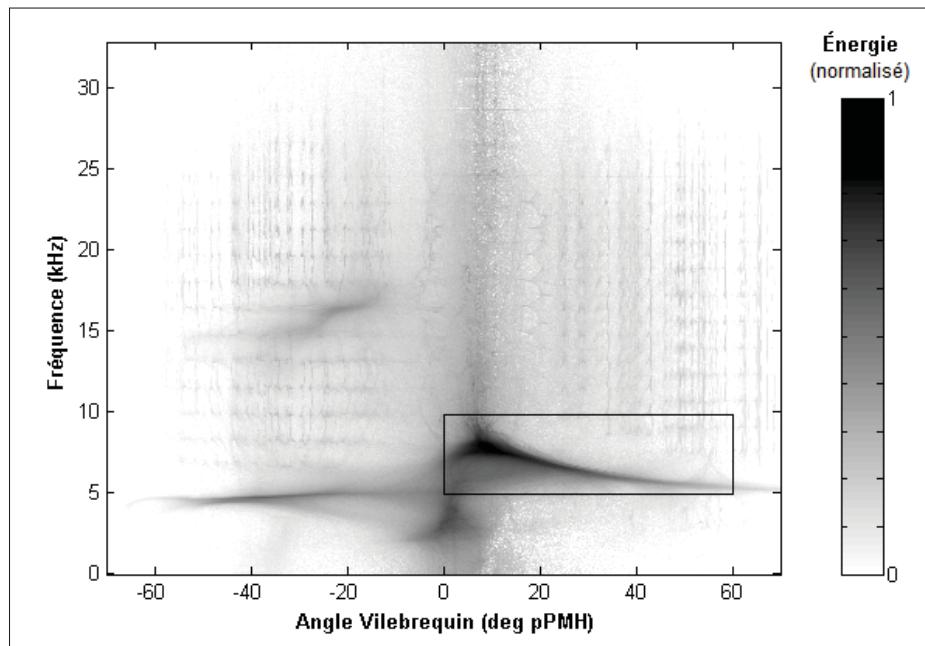


Figure 2.5 Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : pression.

2.2.3 Analyses temps-fréquence des vibrations

La Figure 2.6 montre la distribution de l'énergie fréquentielle calculée pour les trois axes de l'accéléromètre par la méthode de Welch (1967). Dans les trois axes il y a une concentration énergétique entre 5,8 et 7 kHz qui différencie les cycles cliquetés et non-cliquetés. Cette plage fréquentielle coïncide avec celle qui démarque le cliquetis dans la distribution de pression de la Figure 2.3, tel que prévu par Konig et Böhme (1994), Djurovic *et al.* (2004), et Borg (2006). De plus, il y a une deuxième crête entre 11 et 12 kHz sur les trois signaux cliquetés qui correspond aux fréquences soupçonnées d'un deuxième mode de résonance. Cette observation est supportée par les résultats de Hsu (2002), Hudson *et al.* (2001), et Böhme et Konig (1994). Dans la direction horizontale (x), perpendiculaire au vilebrequin (Figure 2.6, haut), il y un sommet important à 1 kHz, mais puisque qu'il est apparent dans le cycle non-cliqueté et cliqueté, il s'agit probablement de bruits mécanique du moteur.

L'estimation de la distribution bilinéaire WV réallouée lissée de l'énergie spectrale des signaux d'accéléromètre est montrée à la Figure 2.7 pour le même cycle non-cliqueté (gauche) et cliqueté (droite). En général, les résultats se comparent bien aux résultats de Ker *et al.* (2007) et Lachmann *et al.* (2004). Il y a beaucoup de bruit potentiel, semblable aux résultats de Vulli *et al.* (2009). Les sources possibles sont les impacts des paliers, des engrenages, de pulsations des injecteurs, ou d'autres sources. Notez que l'excitation à 1 kHz identifiée dans la distribution Welch de l'axe x est visible dans le WV des cycles cliquetés et non-cliquetés (Figure 2.6, deuxième rangée). C'est donc une source d'énergie considérable qui pourrait nuire à la qualité d'un indice passe-bande qui l'inclue. Pour cette raison l'on pourrait s'attendre à une plus faible capacité de prédire le cliquetis avec l'énergie totale de l'axe x des vibrations.

Les Figures 2.8 à 2.10 montrent les résultats de la moyenne de la distribution pseudo Wigner-Ville réallouée lissée des vibrations tri-axes des 83 cycles moteurs de la condition cliquetée. La figure est exprimée en décibel (dB), puis normaliser sur [0 :1]. Qualitativement, les résultats sont en bon accord avec ceux de Djurovic *et al.* (2004). En comparant les WV d'un cycle (Figure 2.7) et les WV moyené (Figures 2.8 à 2.10), on observe une suppression des termes

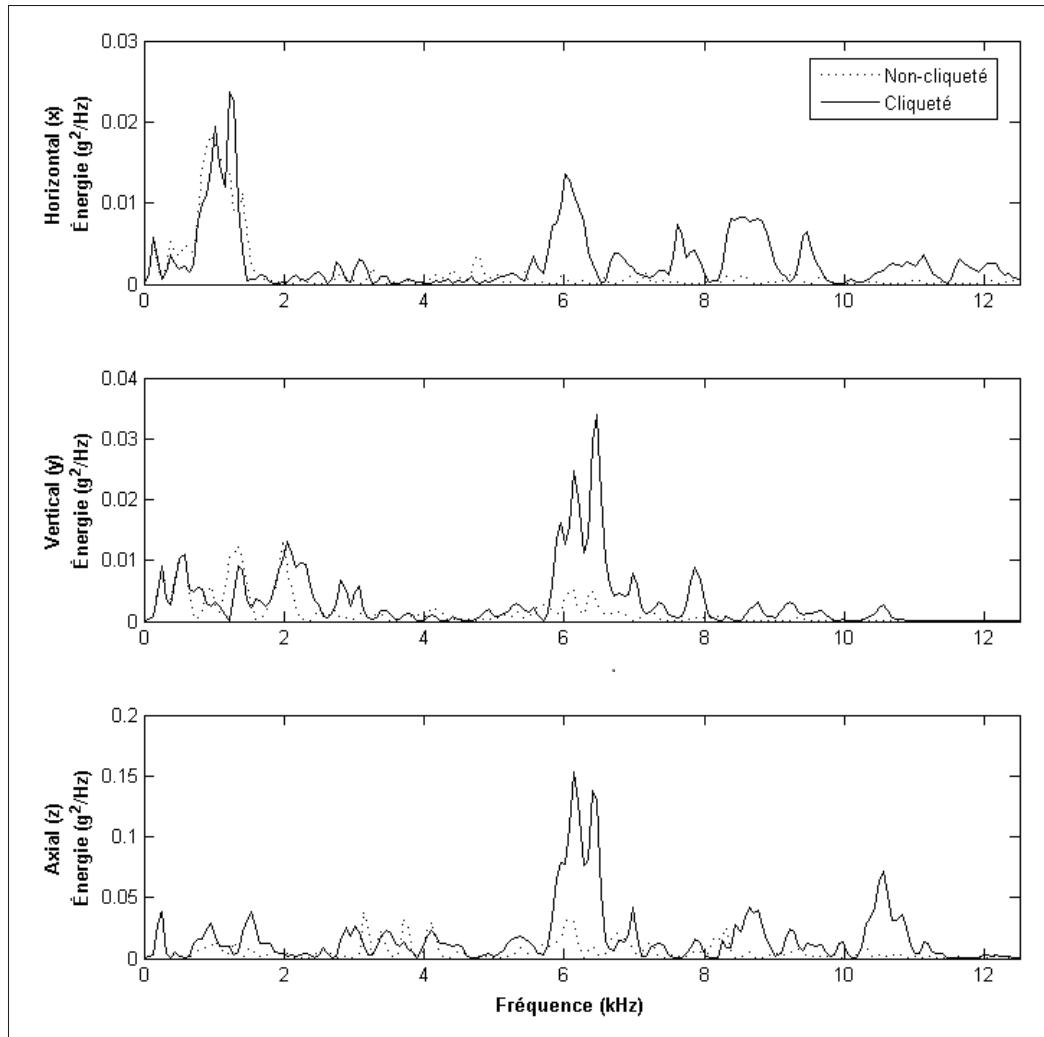


Figure 2.6 La densité spectrale énergétique des vibrations estimée par cycle (méthode Welch).

croisés ayant comme effet la clarification de l’information de combustion. Ceci confirme les mêmes constats de Böhme et König (1994), et Ker *et al.* (2007). Les plages visebrequin et fréquentielles suspectes de contenir l’information de cliquetis sont encadrées dans les Figures 2.8 à 2.10. Dans l’axe x il s’agit d’une des trois traces entre 5 et 9 kHz, et un deuxième mode à 11,7 kHz. Dans l’axe y , seul les deux amas à 6 et 8 kHz sont observables. L’axe z semble contenir beaucoup d’information, que ce soit bruité ou non sera traité au chapitre 4. Il y a 3 excitations distinctes entre 4 et 9 kHz, puis deux traces à 10,5 et 11,5 kHz. L’analyse de la WV

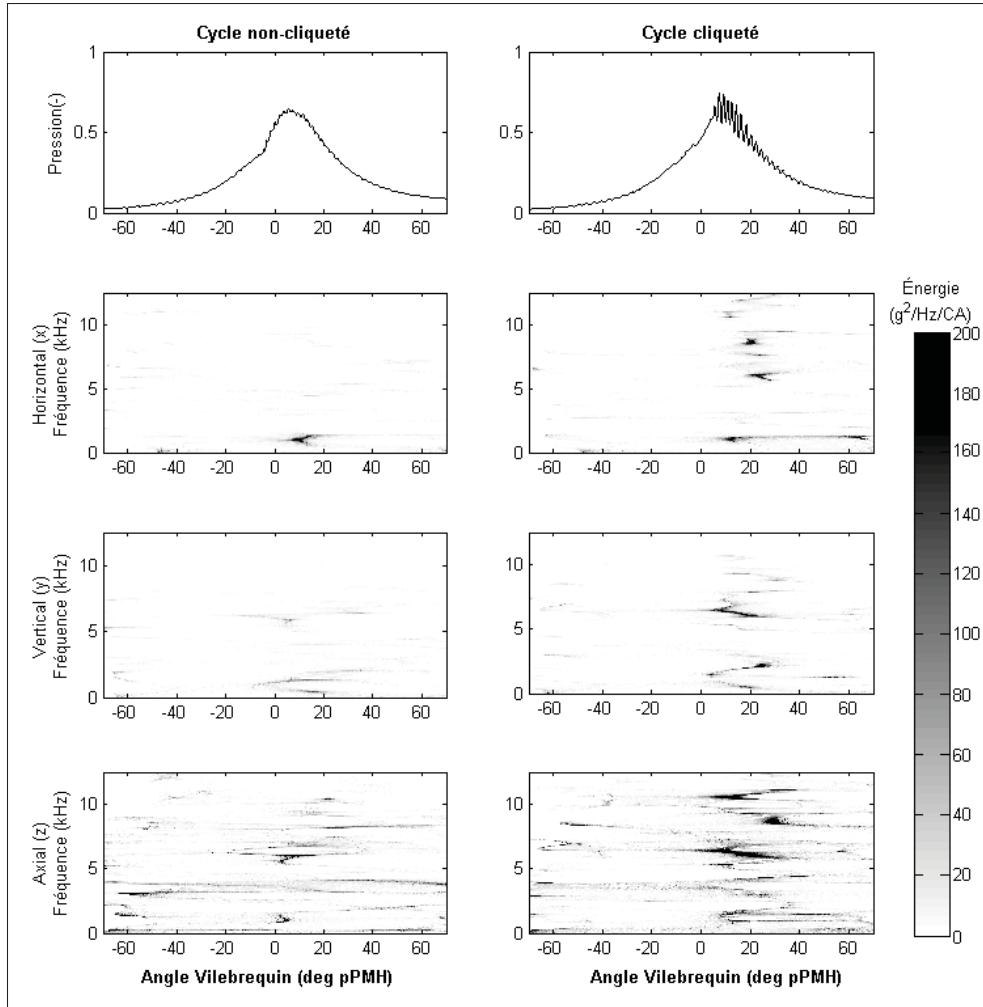


Figure 2.7 Distributions pseudo Wigner-Ville réallouées lissées du signal de vibrations.

des vibrations a permis d’identifier ces plages de fréquences potentielles pour calculer l’énergie de cliquetis par bande passante de vibrations et sera présenté au chapitre 4.

Dans les trois directions, il est clair que le choc du cliquetis induit une brève excitation sur plus ou moins toutes les fréquences observées. Le résultat immédiat est donc comparable à un impact mécanique induit par l’onde de choc. C’est en accord avec le résultat de Li et Zhou (2013). Aussi il est observable sur chaque axe qu’il y a une superposition de certaines traces des fréquences. Lors de ces croisements il y a une amplification et convolution des informations, ce qui nuit à la capacité du signal à estimer l’intensité du cliquetis. La gravité de

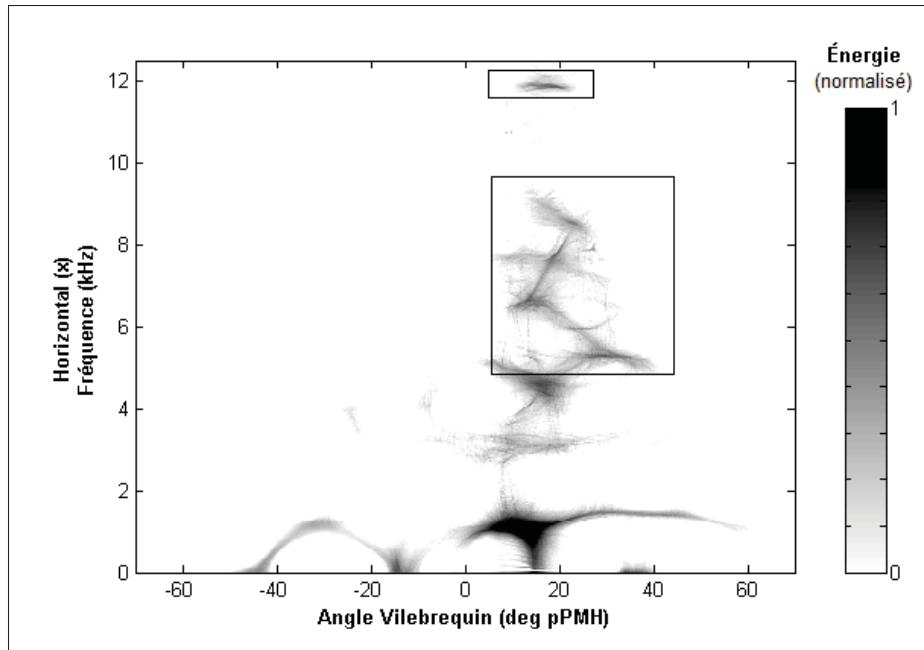


Figure 2.8 Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : vibrations (x).

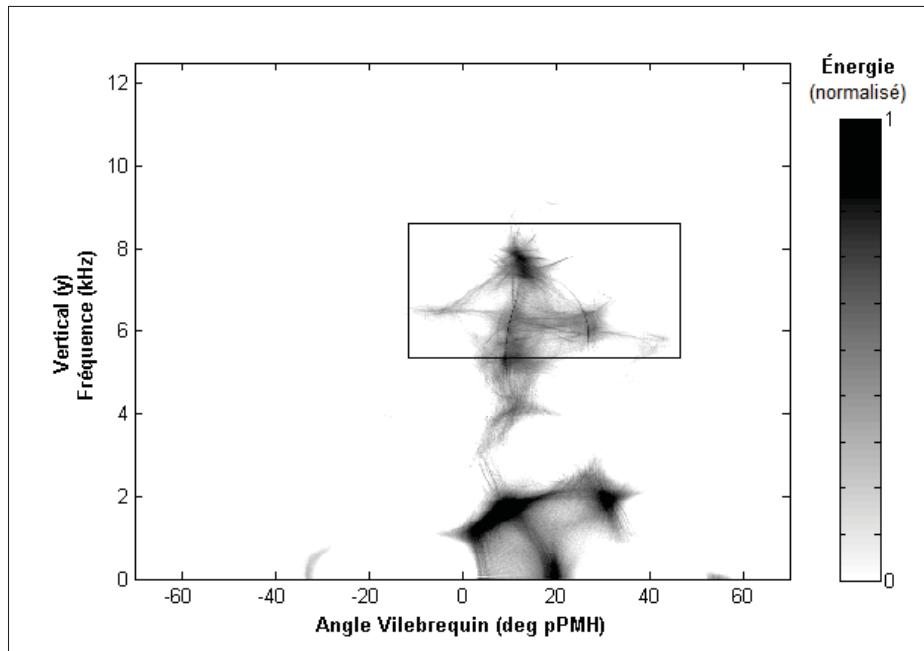


Figure 2.9 Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : vibrations (y).

ces pertes d'information est dépendant de la position (et le nombre) d'accéléromètres, selon Konig et Böhme (1994).

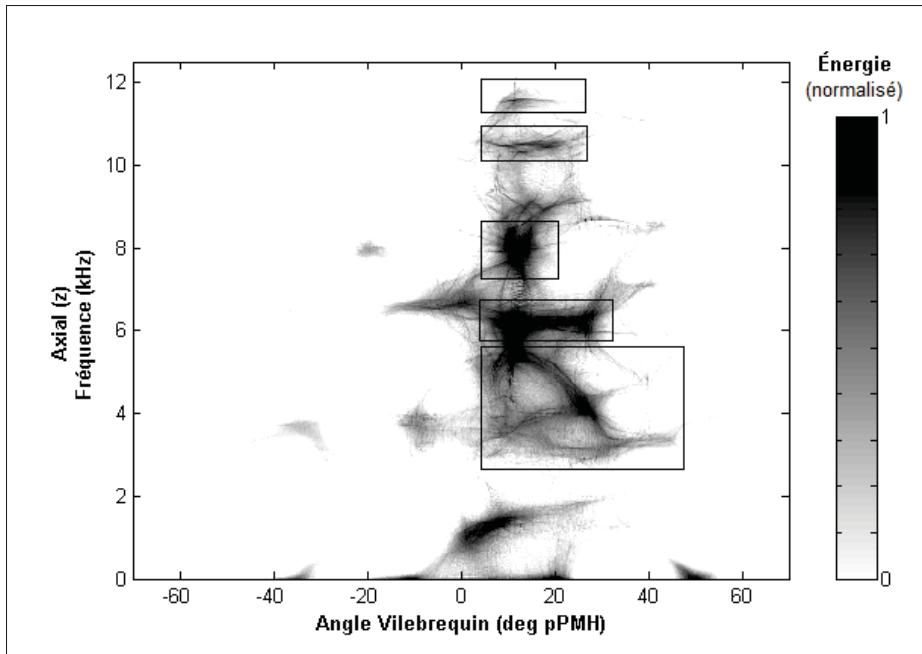


Figure 2.10 Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté : vibrations (z).

Les similitudes entre les distributions temps-fréquences de pression et vibrations ne sont pas évidentes, mais l'excitation de fréquences semblables aux mêmes angles vilebrequin supporte l'hypothèse qu'ils ont une relation causale. Ces observations initiales supportent l'affirmation de Böhme et König (1994) que la trace de vibrations peut être considérée comme une trace de pression haute fréquence modulée et superposée de bruit. Une étude statistique au chapitre 4 analysera donc la relation suspectée.

2.2.4 Incertitude expérimentale

La pression cylindre est captée par un Kistler 6052C, ayant une erreur de mesure de $\pm 0.3\%$ sur une plage de 0 à 25 MPa. Le capteur est légèrement encastré dans un petit volume dans la chambre à combustion, mais la fréquence du canal est calculé au delà de la plage d'intérêt (Hountalas et Anestis, 1998; Hsu, 2002). Le signal du capteur de pression est référencé à la pression d'admission, qui est mesurée par un capteur Kulite XT-190M. Ce dernier a une erreur de mesure de $\pm 0.1\%$ sur une plage de 0 à 14 MPa. Les vibrations sont mesurées par un accéléromètre de type PCB 356A71 qui fournit trois signaux : l'axe x est horizontal et perpendiculaire

au vilebrequin, l'axe y est vertical et l'axe z est parallèle au vilebrequin. La mesure est précise à 1% (20 :1) sur une plage 0 à 12 kHz.

L'incertitude de chaque paramètre enregistré est estimé par la méthodologie de Moffat (1988), prenant en compte des sources d'ordre zéro (précision, le biais, etc.) et de premier ordre (variance de mesure). L'incertitude totale, $U_{tot,i}$, est ensuite calculée pour chacune de ces variables indépendantes, y , avec l'Équation 2.7. Un sommaire des variables et de leur incertitude estimée est présenté au Tableau 2.2. De plus, un tableau portant sur les contributions individuelles des sources d'incertitude est à l'Annexe I.

$$U_{tot,i} = \left\{ \sum_{x=1}^{n_{sources}} U_x^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \text{ où } x = \text{sources d'incertitudes} \quad (2.7)$$

Tableau 2.2 Estimation de l'incertitude des paramètres mesurés (à une intervalle de confiance de 95% [20 :1])

Paramètre	Variable	Incertitude (\pm)
Pression à l'admission	P_{adm}	0,8 %
Pression cylindre	p	1,0 %
Accéléromètre	v	1,1 %
Angle vilebrequin	θ	1,0°CA

Un calcul des intervalles de confiance d'une distribution Welch est montré à la Figure 2.11. Le résultat est une bande de confiance de $\pm 15\%$ de large. L'incertitude des estimations de la DSE et de la WV est grande relativement à celle des mesures indépendantes. Elle est aussi très dépendante des paramètres choisis pour le calcul. Une étude doit être entreprise pour choisir les paramètres. L'étude des paramètres de lissage pour la WV réallouée lissée se trouve à l'Annexe II.

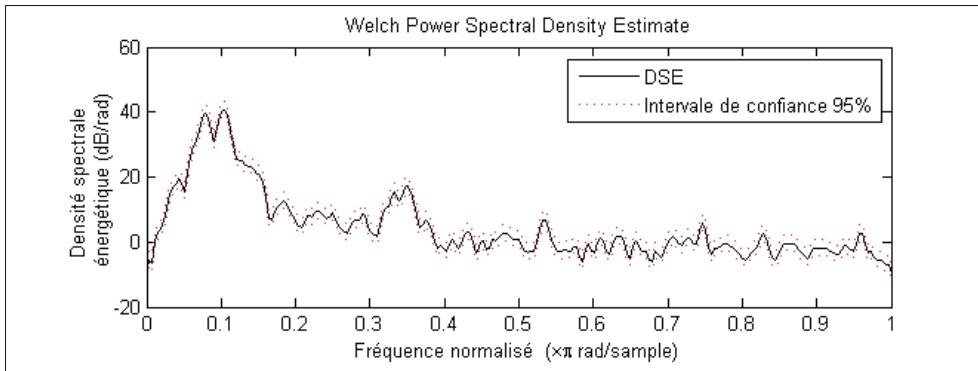


Figure 2.11 Intervalles de confiance pour une distribution DSE Welch typique.

2.3 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a identifié et caractérisé la manifestation du cliquetis par l'analyse d'un signal de pression et d'accéléromètre à un taux échantillonnage de 131 kHz. Le calcul des distributions de densité énergétique a permis une compréhension globale des informations contenues dans les signaux, soit de cycle cliqueté ou non, de pression ou d'accélération. La distribution Wigner-Ville lissée réallouée a été utilisée pour visualiser l'évolution temporel du contenu fréquentiel de la pression et des vibrations. Le phénomène de modulation des modes de résonance de la chambre de combustion, de 6 à 10 kHz, a été observé pour la trace de pression, mais n'est pas immédiatement discernable dans le signal l'accélération. Pour les deux types de signaux, les régions d'intérêt pour la détection du phénomène ont été établies pour définir les indices de cliquetis, le sujet des prochains chapitres.

CHAPITRE 3

DÉTECTION PAR SIGNAL DE PRESSION

Ce chapitre porte sur l'estimation de l'énergie de cliquetis à partir de la trace de la pression cylindre. Pour chacun des 270 cycles de la condition cliquetée échantillonnée à 131 kHz au chapitre précédent, l'intensité de cliquetis est calculé par la méthode d'énergie réallouée, E_r , la méthode de référence. L'intensité du cliquetis est ensuite mesuré par cinq indices connus dans la littérature puis évalués par rapport à l'indice de référence à l'aide d'outils statistiques.

3.1 Méthode

La fréquence de coupure du filtrage passe-haut du signal p en \hat{p} est située à 6 kHz. Cette étude utilise une fenêtre d'observation d'une longueur $\zeta = 60^\circ$ CA à partir d'un point θ_o (Borg, 2006). Brecq *et al.* (2003) proposent que p_{max} soit placée au premier tiers de la fenêtre ($\theta_o = \theta_{p_{max}} - \frac{1}{3}\zeta$). Ettefagh *et al.* (2008) ont obtenu de meilleurs résultats avec une fenêtre qui se déplace avec $\theta_{p_{max}}$, mais ce n'est pas très influant sur les résultats d'après Hudson *et al.* (2001). Conforme à ces critères, la plage de calcul commune aux méthodes suivantes est défini au Tableau 3.1.

Tableau 3.1 Fenêtre d'observation temps-fréquence

Paramètre	Valeur
Plage fréquentielle	5-12,5 kHz
θ_o	$\theta_{p_{max}} - 20^\circ$ CA
ζ	60° CA

En utilisant la condition à 131 kHz du chapitre précédent, un indice de cliquetis est calculé par la méthode de Boubal et Oksman (1998). Ils ont démontré que cette méthode, malgré une certaine complexité computationnelle, résulte en un rapport signal-bruit supérieur aux méthodes de bande passante énergétique ainsi qu'une meilleure capacité de détection de cliquetis naissant.

Les méthodes simples permettent, par contre, de mesurer le cliquetis sans nécessiter le calcul de distributions bilinéaires. Dans le cas de la WV lissée réallouée il s'agit de trois distributions WV par cycle moteur, qui s'avère trop complexe pour un détecteur en temps réel (Ker *et al.*, 2007). Pour cette raison, la méthode est utilisée comme référence pour l'évaluation des indices proposés. Les méthodes candidates sont choisies pour leur facilité de calcul par un système en-ligne. Ces indices de cliquetis par pression sont, de façon globale, représentés par KI_p .

3.1.1 Méthode de référence : énergie réallouée, E_r

L'indice d'énergie réallouée, E_r , est calculé avec la méthode de Boubal et Oksman (1998) par l'Équation 3.3. Le post-traitement comporte les trois étapes montrées à la Figure 3.1 : (a) le logarithme de la distribution t-f est normalisé par son énergie totale, (b) un seuil passe-haut est appliqué et (c) l'énergie des amas de points les plus importants dans la région d'intérêt est calculée.

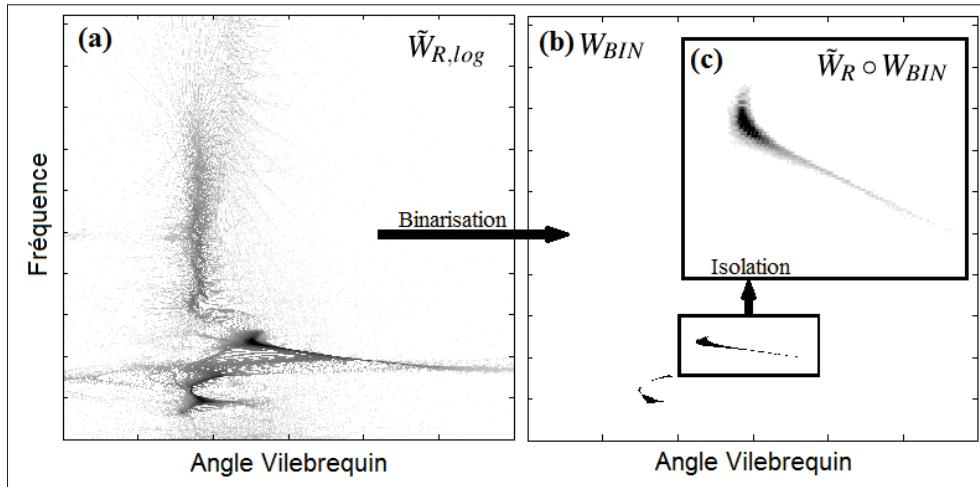


Figure 3.1 La méthode d'énergie réallouée : (a) Distribution de \tilde{W}_R logarithmique normalisé ($\tilde{W}_{R,\log}$), (b) sa binarisation en W_{BIN} , et (c) la distribution résultante d'énergie réallouée de cliquetis.

La première étape est de normaliser la distribution Wigner-Ville lissée réallouée, \tilde{W}_R , et de prendre son logarithme (Équation 3.1) pour ensuite le binariser par rapport à un seuil choisi

empiriquement (Équation 3.2). À la suite d'essais, le seuil choisi pour cette étude est de $s_B = -30 \text{ dB/Hz}^{\circ}\text{CA}$. Ensuite, W_{BIN} sert de masque binaire pour supprimer les interférences et les chocs parasites de la distribution \tilde{W}_R initiale. Les Équations 3.1, 3.2, et 3.3 sont adaptées de Boubal et Oksman (1998, p. 343).

$$\tilde{W}_{R,\log}(t, \omega) = 10 \cdot \log \left(\frac{\tilde{W}_R(t, \omega)}{\iint_{\omega,t} \tilde{W}_R(t, \omega) dt \frac{d\omega}{2\pi}} \right) \quad (3.1)$$

$$W_{BIN}(t, \omega) = \begin{cases} 1 & , \tilde{W}_{R,\log} \geq MAX(\tilde{W}_{R,\log}) - s_B \\ 0 & , \text{autrement} \end{cases} \quad (3.2)$$

La méthode de regroupement *K-means* (la fonction **kmeans** de MATLAB) est ensuite utilisée pour supprimer les amas de points dans W_{BIN} ayant une valeur moyenne en dessous de 5 kHz. L'énergie réaoullée, E_R , peut ensuite être calculée par la double intégrale du produit matriciel de Hadamard¹ de la WV lissée réallouée et son analogue binairisé (voir la Figure 3.1c). Cette étape permet d'isoler les amas d'énergie dans la région d'intérêt et de calculer leur énergie totale (Équation 3.3).

$$E_R = \iint_{\omega,t} (\tilde{W}_R(t, \omega) \circ W_{BIN}(t, \omega)) dt \frac{d\omega}{2\pi} \quad (3.3)$$

Simplement, le E_r représente l'énergie contenue dans les contours des motifs de cliquetis identifiés dans le domaine temps-fréquence.

1. La multiplication terme par terme de deux matrices de la même dimension.

3.1.2 Méthodes candidates : par trace de pression filtré

La Figure 3.2 illustre la trace de pression brut, ses composantes filtrées et plusieurs paramètres importants à la détection du cliquetis dans cette section. La pression maximale de \hat{p} , la fenêtre d'observation (ζ) établie au chapitre 2, ainsi que les principaux indices de cliquetis y figurent.

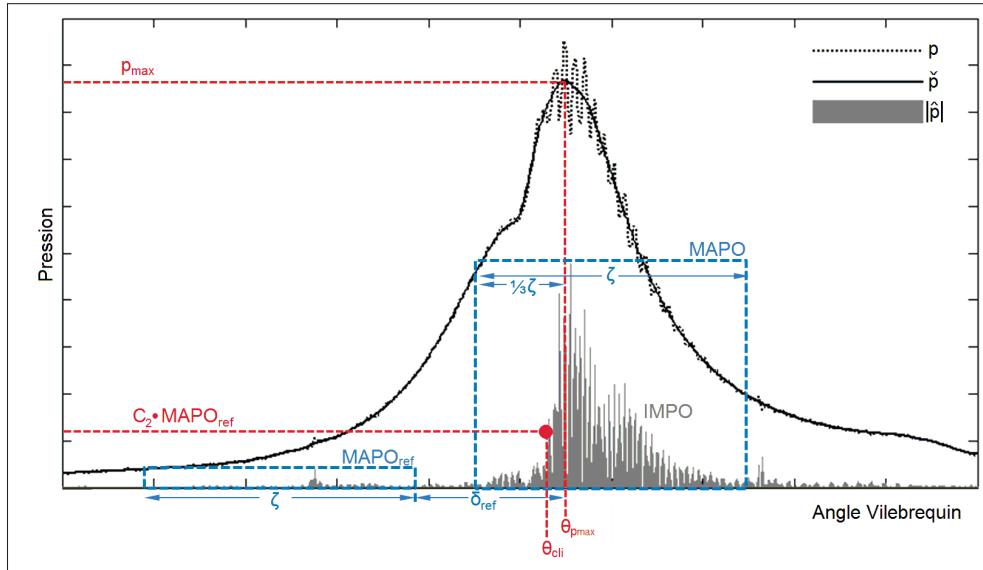


Figure 3.2 Visualisation des indices de cliquetis par pression et de sa position d'initiation, θ_{cli} .

L'un des indices les plus utilisés en industrie est l'amplitude maximale crête-à-crête du signal de pression (Borg, 2006). L'indice s'appelle l'*amplitude maximale des oscillations de pression* (MAPO) et est montré à la Figure 3.2. Pour chaque cycle, l'indice est calculé sur la plage de degrés vilebrequin entre θ_0 et $\theta_0 + \zeta$.

$$MAPO = \max(|\hat{p}|_{\theta_0}^{\theta_0 + \zeta}) \quad (3.4)$$

Deux autres méthodes fréquemment utilisées se calcurent par la somme des valeurs absolus des variations d'un segment de \hat{p} ou de sa dérivé. Il s'agit de l'*intégrale du modulo des oscillations de pression* (IMPO) (selon l'Équation 3.5) et de l'*intégrale du modulo du gradient de pression*

(IMPG) (selon l'Équation 3.6).

$$IMPO = \frac{1}{n} \sum_1^n \int_{\theta_0}^{\theta_0 + \zeta} |\hat{p}| d\theta \quad (3.5)$$

$$IMPG = \frac{1}{n} \sum_1^n \int_{\theta_0}^{\theta_0 + \zeta} \left| \frac{d\hat{p}}{d\theta} \right| d\theta \quad (3.6)$$

où n est le nombre de mesures dans le fenêtre étudiée. L'IMPO est l'aire de la surface sous la trace de $|\hat{p}|$ dans la Figure 3.2. Les Équations 3.4 à 3.6 sont tirées de Zhen *et al.* (2012, p. 632). Le deux autres indices considérés sont l'énergie moyenne, μ_e , et l'*intensité de cliquetis logarithmique* (LKI). Proposé par Hudson *et al.* (2001), l'indice LKI est le logarithme naturel de l'énergie moyenne du segment de signal observé sur ζ . Étant donné le filtrage du signal \hat{p} , cette énergie se calcule à l'aide de l'Équation 3.7.

$$\mu_e = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} |\hat{p}(n)|^2 \quad (3.7)$$

L'indice LKI est ensuite calculé après une multiplication par une constante empirique, C_1 . Les Équations 3.7 et 3.8 sont tirées de Hudson *et al.* (2001, p. 398-399).

$$LKI = \ln(C_1 \cdot \mu_e) \quad (3.8)$$

Les indices de cliquetis par pression, KI_p , sont calculés pour chaque cycle moteur dans la condition étudiée tel qu'illustré dans la Figure 3.3. Ils peuvent ensuite être traités indépendamment, moyennés sur un nombre de cycles ou être sujets à d'autres calculs.

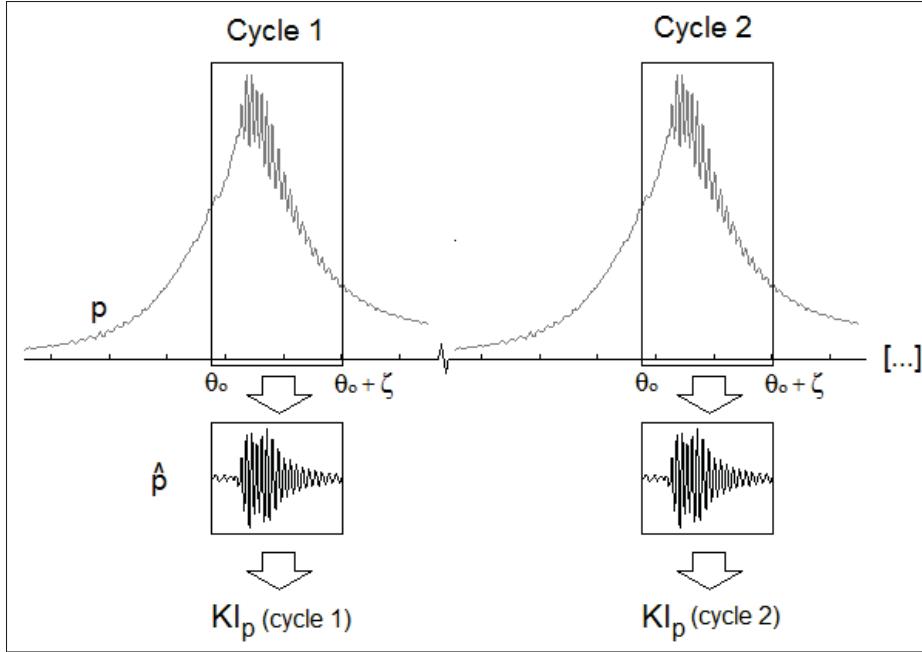


Figure 3.3 Le calcul d'indice de cliquetis par pression, KI_p , par cycle moteur.

3.1.3 Détection du début du cliquetis

La position de l'initiation du cliquetis, θ_{cli} dans la Figure 3.2, est définie par l'angle auquel l'amplitude des oscillations de pression filtrée passe-haut dépasse l'amplitude maximale sur une plage vilebrequin pré-allumage par un facteur d'échelle, C_2 . Donc le cliquetis est dit initié lorsque la condition de l'Équation 3.9 est atteinte lors d'un cycle (Brecq *et al.*, 2003; Galloni, 2012). La distance entre p_{max} et la fin de la fenêtre de largeur ζ est de δ_{ref} . Le critère est illustré dans la Figure 3.2. Une étude sera entreprise pour déterminer les valeurs de δ_{ref} et C_2 optimales dans la section 3.2.3.

$$|\hat{p}(\theta_{cli})| \geq C_2 \cdot \max(|\hat{p}|_{\theta_{p_{max}} - \delta_{ref} - \zeta}^{\theta_{p_{max}} - \delta_{ref}}), \quad \delta_{ref} > \frac{1}{3}\zeta \quad (3.9)$$

3.1.4 Comparaison statistique des indices

Dans un premier temps, les indices sont comparés par la distribution de leurs densités de probabilité (*pdf*²). Hudson *et al.* (2001) utilisent la distribution *log-normale* pour décrire le cliquetis mesuré par le MAPO, mais puisque l'étude présente évalue plusieurs indices, une méthode non-paramétrique est choisie³. L'estimateur par noyaux de type *normal* est utilisé pour estimer la fonction de la *pdf* des indices étudiés.

Les indices sont normalisés puis comparés à l'indice d'énergie réallouée de la section 3.1.1, puis les coefficients de corrélation ajustés (R_{adj}^2) sont évalués pour les comparer. Pour chaque régression linéaire une approximation du rapport signal-bruit, tel que celui de Boubal et Oksman (1998), est défini par le rapport de la valeur maximale et l'abscisse. Finalement, l'analyse permet la sélection d'un indice de cliquetis par pression parmi les candidats.

3.2 Résultats et Analyse

Dans cette section, les différentes méthodes présentées précédemment sont appliquées sur les 270 cycles mesurés afin de permettre une comparaison des indices basés sur la trace de pression dans le domaine temporel. L'indice le plus représentatif de l'indice de référence sera identifié suite à une analyse de leurs distributions et corrélations. De plus, une étude portant sur l'identification de la position d'initiation du cliquetis et une discussion des résultats termineront cette section.

3.2.1 Comparaison des distributions de probabilité

La Figure 3.4 montre les estimations non-paramétriques des distributions de la *pdf* pour l'indice d'énergie réallouée (la référence) ainsi que les indices candidats. Les indices E_r et μ_e ont une forme *log-normale*, typique des distributions de cliquetis selon Hudson *et al.* (2001).

2. *Probability Density Function*

3. En statistiques, les méthodes paramétriques supposent une fonction *pdf* et calculent les meilleurs paramètres pour la conformer aux données. Les méthodes non-paramétriques ne supposent pas de *pdf*, mais en appliquent une localement le long de la distribution à l'aide d'un estimateur par noyaux.

Les indices MAPO, IMPO et IMPG ont une distribution log-normale, mais moins asymétrique (plus petit écart-type). Ces résultats sont les mêmes que Jones *et al.* (2013) pour le IMPO. Le LKI a une distribution normale puisqu'il s'agit du logarithme du μ_e . Ces résultats conclus que la densité de probabilité du cliquetis dépend fortement de l'indice utilisé. Il n'est pas Gaussien ni symétrique sans être transformé. Il faut donc prendre en considération cette caractéristique avant d'utiliser des paramètres du *pdf* tel que l'espérance, l'écart-type où la borne supérieure de confiance à 95% pour la détection et le contrôle du cliquetis. Cette conclusion est supportée par Zhu *et al.* (2005), qui propose une transformation non-linéaire.

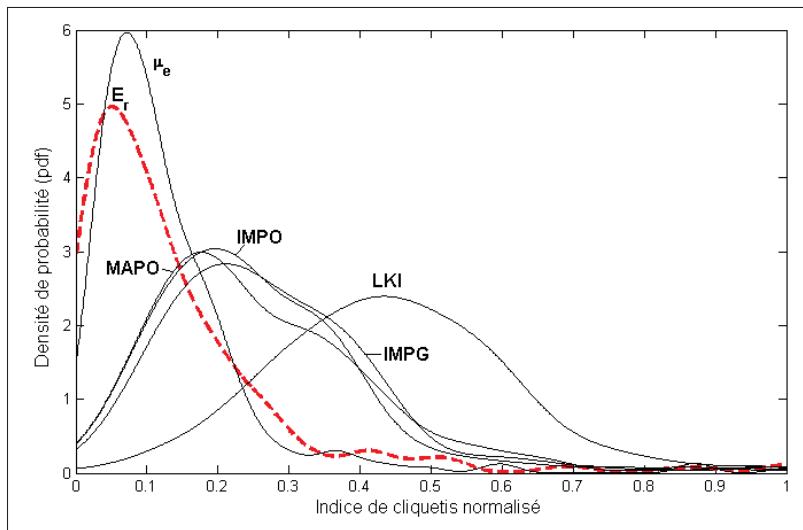


Figure 3.4 Les densités de probabilité des indices de cliquetis par pression.

3.2.2 Évaluation des indices par pression

La Figure 3.5 montre le résultat des régressions linéaires entre chaque indice candidat et l'énergie réallouée, E_r . Le MAPO, un indice très populaire pour sa simplicité, s'est montré le moins bien corrélé à l'indice de référence avec un coefficient de 0,56. Puisqu'il s'agit d'une seule amplitude crête-à-crête, le MAPO est moins robuste et ne prend pas compte de l'atténuation des oscillations. Le MAPO est donc plus vulnérable au bruits parasites tel que des chocs mécaniques. Les indices IMPO et IMPG, qui sont essentiellement le même indice, représentent

adéquatement l'indice de référence avec un coefficient de 0,84 et 0,86, respectivement. Le IMPO est particulièrement intéressant car il est facilement mesuré par un système analogue (filtre, gain, rectificateur et intégrateur). La différence entre les distributions du LKI et du E_r sont aussi apparents à la Figure 3.5. Il est évident que la transformation logarithmique du μe en LKI a un effet négatif sur sa similitude avec E_r . Le E_r est mieux représenté par l'énergie moyenne de la pression filtrée passe-haut, le μe sans transformation ($R^2_{adj}=0,91$). L'indice μe est donc celui qui corrèle le mieux avec l'indice de référence, avec le meilleur pseudo rapport signal-bruit. Puisqu'il s'agit essentiellement du même calcul que E_r (grâce au filtrage et du théorème de Parseval), sans l'application d'un masque binaire, c'est un résultat attendu. Cela signifie donc que le bruit du signal au dessus de 6 kHz entraîne une perte de 8% de la qualité de la valeur de E_r lorsqu'il n'est pas supprimé. L'indice μe ne nécessite pas l'utilisation d'une FFT et s'obtient simplement en intégrant le carré d'un signal filtré. L'énergie moyenne, μe , est donc l'indice de pression retenu pour la suite de l'étude.

Il faut noter que le coefficient de corrélation n'est pas un indicateur de la qualité de l'estimation de l'énergie de cliquetis, mais plutôt de la qualité d'estimation de l'indice E_r . Les résidus des régressions se trouvent à l'Annexe IV. De plus, une petite étude concernant l'effet d'un seuil de cliquetis sur la qualité de la corrélation est entreprise à l'Annexe V.

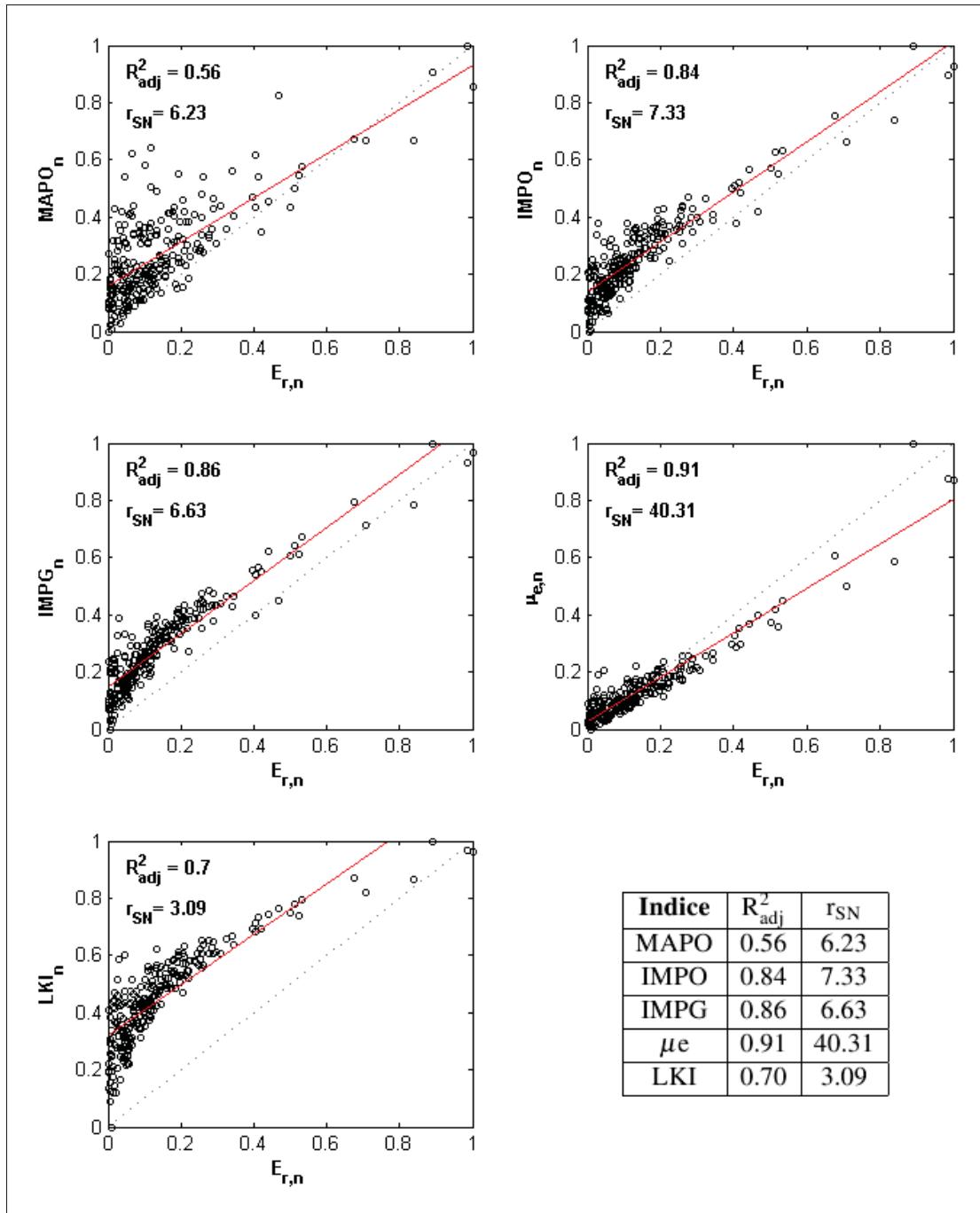


Figure 3.5 Régressions linéaires des indices évalués (MAPO, IMPO, IMPG, μ_e et LKI) et l'énergie réallouée (E_r), les coefficients de déterminations et le rapport signal-bruit estimé.

3.2.3 Identification de la position d'initiation

Le résultat de l'étude pour déterminer les deux paramètres requis pour l'identification de la position d'initiation de cliquetis est montré à la Figure 3.6. La figure montre, pour une gamme de valeurs de δ_{ref} et C_2 , l'effet qu'ils ont sur le taux de détection d'un point d'initiation d'oscillations. Le critère étant la stabilité du résultat, la sélection est marquée par un point (voir la Figure 3.6). Suite à l'étude, l'espace entre la fenêtre $MAPO_{ref}$ et $\theta_{p_{max}}$ est choisi à $\delta_{ref} = 35^\circ CA$, et le facteur d'échelle servant de seuil de cliquetis du cycle est $C_2 = 2,5$. Avec ces paramètres, un point d'initiation de cliquetis a pu être identifié pour 87% des cycles. Cela ne signifie pas que le cycle est forcément cliqué (ce qui sera déterminé par l'indice de cliquetis), mais plutôt qu'un point a été identifié dans la fenêtre de cliquetis où l'amplitude des oscillations a dépassé le MAPO pré-allumage du cycle par un facteur de 2,5.

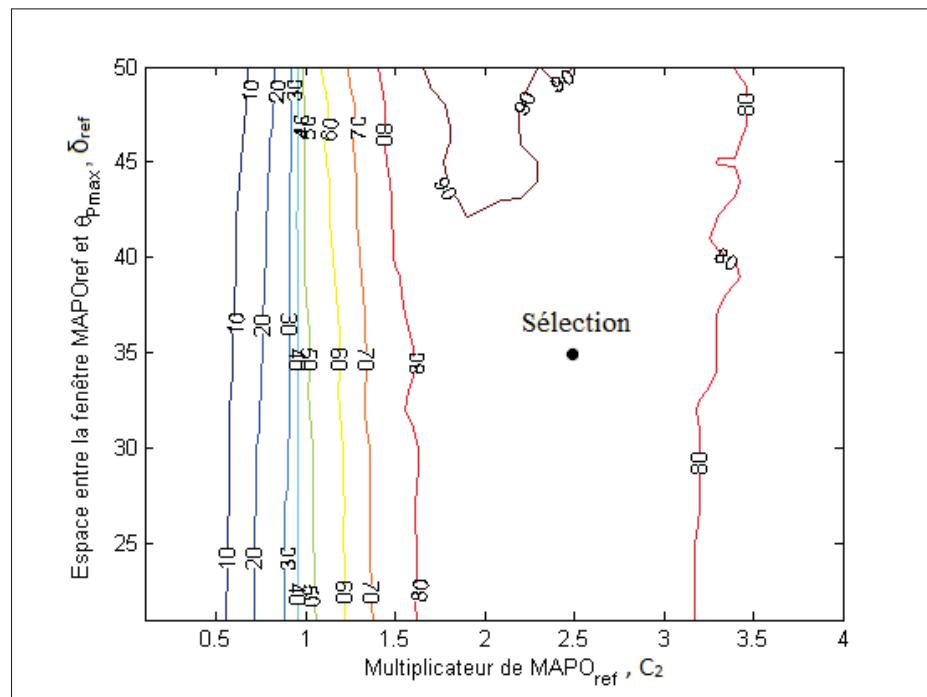


Figure 3.6 Le pourcentage de cycles ayant une position d'initiation de cliquetis détectée.

La Figure 3.7 montre les densités de probabilité de $\theta_{p_{max}}$ et θ_{cli} , calculées avec la méthode décrite à la Section 3.1.4. La fréquence des positions de la pression maximale est séparée en deux populations où il eu une détection de θ_{cli} et celle sans détection de cliquetis (231 et 39 occurrences, respectivement) tel que illustré à la Figure 3.7 (gauche). Les trois distributions ont tous un caractère gaussien. Les moyennes de l'écart type des $\theta_{p_{max}}$ avec et sans cliquetis sont très similaires : $\theta_{p_{max},cli} = 7,6 \pm 2^{\circ}CA pPMH^4$, et $\theta_{p_{max},ref} = 8,1 \pm 2,1^{\circ}CA pPMH$ (sur une intervalle de confiance de 95%). Ce résultat suggère que la variation de la position de la pression maximale de cycle à cycle n'est pas indicative de la propension à cliqueter. De plus, il n'y a pas de corrélation significative entre $\theta_{p_{max}}$ et θ_{cli} ($R^2 = 0,21$). Lors de cette condition, l'initiation du cliquetis se produit à $\theta_{cli} = 0,8 \pm 5,7^{\circ}CA pPMH$. C'est donc centré sur le PMH avec des occurrences jusqu'à $5^{\circ}CA$ avant ou après. La position d'initiation du cliquetis dépend de la pression, l'allumage, ainsi que les autre facteurs énumérés au chapitre 1 (Revier, 2006; Pan *et al.*, 2014). On voit à la droite de la Figure 3.7 que pour cette condition, les oscillations de pression se présentent à $7,2 \pm 5,6^{\circ}CA$ avant la pression maximale. De plus, la corrélation entre eux est négligeable ($R^2 = 0,12$). La matrice de corrélation se trouve a l'Annexe VI.

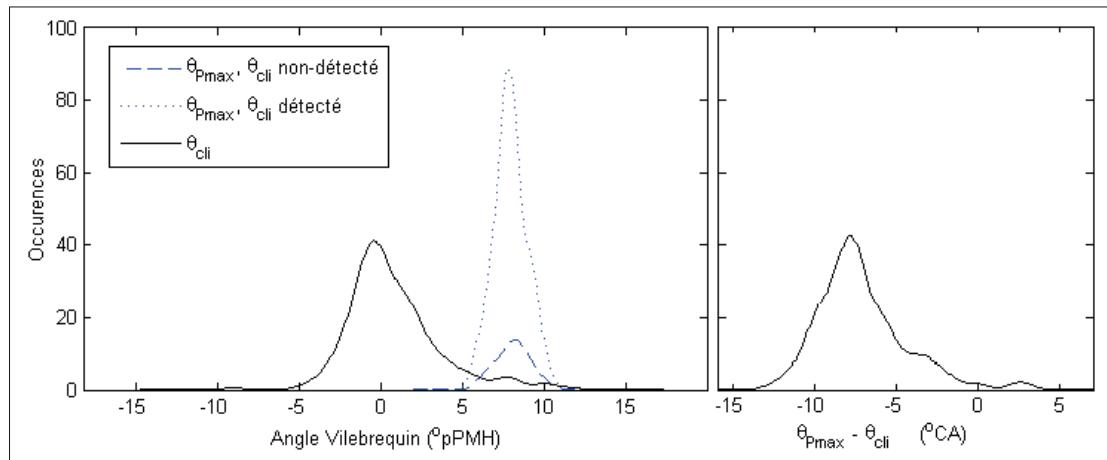


Figure 3.7 Distributions de la position de la pression maximale, avec et sans cliquetis, et la position d'initiation de cliquetis (gauche). La distribution de l'écart entre $\theta_{p_{max}}$ et θ_{cli} (droite).

4. pPMH signifie *post-PMH* et aPMH signifie *ante-PMH*.

3.2.4 Incertitude expérimentale

L'incertitude des paramètres calculés, $U_{calc,y}$, est estimée par l'Équation 3.10 pour une fonction donnée, $f(x_i)$ où $i = (1, N_{var})$.

$$U_{calc,y} = \left\{ \sum_{i=1}^{N_{var}} \left(\frac{\delta f_1}{\delta x_i} U_i \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \text{ où } x_i = \text{variable indépendante} \quad (3.10)$$

Un calcul des intervalles de confiance des indices de cliquetis est montré au Tableau 3.2. Puisqu'il s'agit de calculs à partir de valeurs mesurées avec une bonne précision, l'incertitude semble faible. Il faut donc considérer que la plus grande source d'incertitude est probablement la capacité même de l'indice à estimer l'énergie de cliquetis. Cette erreur provient du fait que les oscillations sont le résultat indirect du cliquetis au point d'enregistrement dans la chambre de combustion. En ce qui concerne la position moyenne de la pression maximale, l'incertitude est de l'ordre de ± 2 CA, ce qui permet de discerner l'effet de varier des paramètres tels que l'avance à injection. Pour la position moyenne de l'initiation de cliquetis lors d'un cycle, il y a un plus grand écart, mais il s'agit de la variation même du phénomène. Cette grande variance suggère que le coefficient de variation (COV) de θ_{cli} pourrait peut-être servir à étudier le phénomène.

Tableau 3.2 Estimation de l'incertitude de calcul du chapitre 3

Paramètre	$U_p(\pm \%)$	$U_\theta(\pm \%)$	2σ	Incertitude (\pm)
MAPO	1.4	0.0	-	1.4 %
IMPO	1.0	1.7	-	2.0 %
IMPG	1.0	1.7	-	2.0 %
μ_e	0.0	1.7	-	1.7 %
LKI	0.2	0.1	-	0.2 %
$\theta_{P_{max}}$	0.0	1.0	$2.1^\circ CA$	$2.3^\circ CA$
θ_{cli}	0.0	1.0	$5.7^\circ CA$	$5.8^\circ CA$

3.3 Conclusion du chapitre

Le calcul des indices d'intensité de cliquetis basé sur les hautes fréquences du signal de pression cylindre a été effectué. Les indices candidats ont été comparés à l'indice de référence. Une comparaison de leurs densités de probabilité a conclut que l'indice d'énergie moyenne du signal filtré est en très bon accord avec l'indice de référence. Les deux indices ont une distribution typiquement *log-normale*. De plus, une régression linéaire des indices candidats par rapport à l'énergie réallouée a permis de constater que l'indice d'énergie moyenne est effectivement le plus favorable pour la détection de cliquetis en-ligne. Ensuite une étude a justifié le choix des paramètres pour la détection de l'initiation de cliquetis et la qualité des résultats a été discutée. L'indice de cliquetis de l'énergie moyenne servira à la qualification des bandes passantes de vibration pour la détection aux prochain chapitre.

CHAPITRE 4

DÉTECTEUR PAR VIBRATIONS

Le chapitre comporte une étude des vibrations mécaniques du bloc moteur causés par le phénomène de cliquetis. L'indice de cliquetis par pression, μ_e , est utilisé pour corrélérer certaines bandes d'énergie des signaux d'accéléromètres à l'intensité de cliquetis. Cette approche profite du transfert énergétique des oscillations de pression vers le bloc moteur (Böhme et König, 1994).

La première partie sert à présenter une relation cause-effet entre les fréquences observées à la Section 2.2.4, c'est-à-dire que les crêtes de 5 à 10 kHz en pression causent celles de 6 à 8 kHz en vibrations. L'investigation ce fait sur cinq conditions ayant une variation graduée d'intensité de cliquetis.

La deuxième partie du chapitre porte sur la détection du cliquetis par vibrations sur la plage d'opération du moteur. Les distributions de densité spectrale énergétique Welch sont calculées pour les trois axes, puis une régression linéaire calculée pour une multitude de bandes passantes possibles est effectuée. Les meilleures régressions sont ensuite comparées à l'indice par pression, μ_e , puis un indice est défini pour la détection du cliquetis par vibrations, KI_v . Une étude supplémentaire vise à quantifier l'influence des fréquences d'ordres moteur sur l'indice et d'optimiser la bande passante en conséquence. Dans le but de faciliter la détection en-ligne par un système analogue, cette étude ne fenêtre pas le signal sur une plage d'angles vilebrequin cible.

4.1 Méthode

Ce chapitre porte sur une collection de 265 conditions DAS/DAS25 sur une plage d'opération moteur. Le DAS et le DAS25 enregistrent simultanément les variables stationnaires et non-stationnaires, respectivement. Chaque enregistrement est précédé d'une période de stabilisation. Les pressions et les vibrations sont enregistrées à un taux d'échantillonnage de 25 kHz. Ce type d'enregistrement résulte en une condition contenant entre 200 et 375 cycles moteur.

Cinq sont utilisés pour l'identification des fréquences et elles sont tous utilisées pour la détection par vibrations.

4.1.1 Identification des fréquences : 5 conditions cliquetées

Une série de cinq conditions avec une variation du niveau de cliquetis est utilisée pour estimer son influence sur le contenu fréquentiel des signaux de l'accéléromètre. Les conditions à la Figure 4.1 ont été choisies car elles ne varient que par un paramètre de contrôle, permettant de minimiser la variation des autres sources de vibration. Le régime moteur et des conditions étudiés sont identifiés au Tableau 4.1.

Tableau 4.1 Régime d'opération des cinq conditions étudiées

Paramètre	Valeur
N	2500 RPM
$PMEF$	1 080 kPa
ρ_{adm}	2.74 kg/m ³
λ	> 1

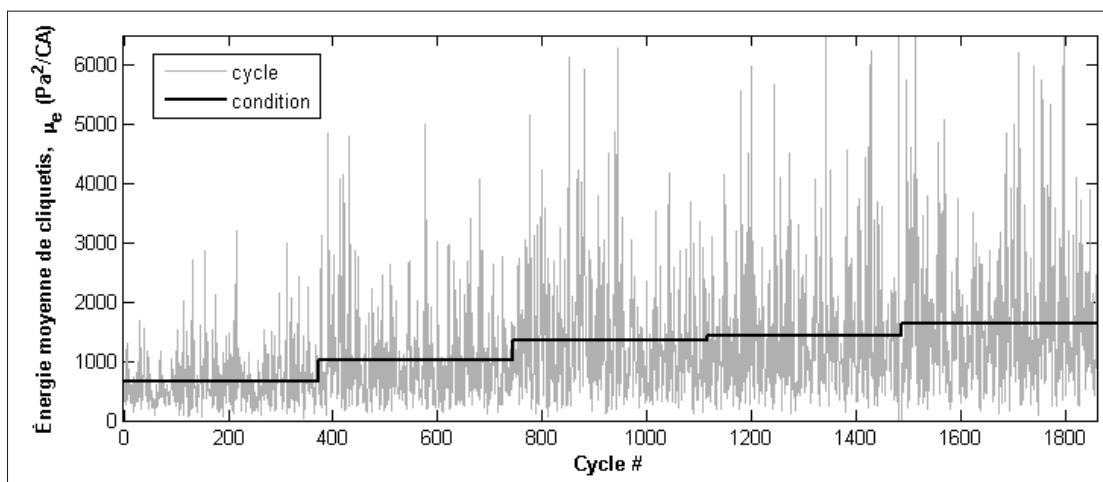


Figure 4.1 Cinq conditions étudiées qui varient en intensité de cliquetis.

Une régression multilinéaire est utilisée pour établir la qualité de la corrélation entre chaque bande fréquentielle, b , et l'indice de cliquetis par pression. La variable dépendante est donc l'indice d'énergie moyenne du contenu haute fréquence de la pression, μ_e , car elle est la plus représentative de E_r (voir chapitre 3). μ_e est calculée pour chacun des n_{cyc} cycles des cinq conditions analysées. La variable indépendante est le contenu fréquentiel des vibrations mécaniques par canal de 48 Hz. Une FFT est appliquée à la section du signal de l'accéléromètre correspondant à chaque cycle moteur, et ce, pour chaque signal (l'axe x , y et z). On obtient alors trois matrices telles que celle montrée à l'Équation 4.1 où i signifie un des 3 axes.

$$X_i = \begin{array}{c} \text{Passe bande :} \\ \begin{array}{cccccc} 1-50 \text{ Hz} & 51-100 \text{ Hz} & \cdots & 12 & 451-12500 \text{ Hz} \end{array} \\ \begin{array}{c} \text{FFT du cycle 1} \\ \text{FFT du cycle 2} \\ \vdots \\ \text{FFT du cycle } n \end{array} \left(\begin{array}{ccccc} 1 & x_{1,1} & x_{1,2} & \cdots & x_{1,n_b} \\ 1 & x_{2,1} & x_{2,2} & \cdots & x_{2,n_b} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{n_{cyc},1} & x_{n_{cyc},2} & \cdots & x_{n_{cyc},n_b} \end{array} \right) \end{array} \quad (4.1)$$

Le vecteur des indices de cliquetis par pression, $M_e = \mu_{e,i}$ où $j = [1 : n_{cyc}]$, est donc représenté comme un combinaison linéaire d'une matrice de contenu fréquentiel, X , de coefficients de détermination β et d'un résidu, ϵ . Ceci est montré par les Équations 4.2 et 4.3, les deux formes étant équivalentes. La méthode de régression multilinéaire par la méthode des moindres carrés est employé et vise à de résoudre $\beta = (X^T X)^{-1} X^T M_e$ en minimisant le carré des résidus, $\epsilon^T \epsilon$. La solution permet d'estimer la contribution fréquentielle du cliquetis aux vibrations mécaniques dans les trois axes. L'Équation 4.2 suppose que les résidus sont normaux et indépendamment distribués (NID) avec une valeur prévue de zéro et que la variance est égale au carré de l'écart type (Devore, 2008). Ces suppositions sont vérifiées dans les résultats. De plus, le nombre d'échantillons dépasse le nombre de paramètres ($n_{cyc} > n_b$).

$$M_e = X \cdot \boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad , \quad \boldsymbol{\varepsilon} \sim NID(0, \sigma^2) \quad (4.2)$$

$$\begin{bmatrix} \mu_{e,1} \\ \mu_{e,2} \\ \vdots \\ \mu_{e,n_{cyc}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_{1,1} & x_{1,2} & \cdots & x_{1,n_b} \\ 1 & x_{2,1} & x_{2,2} & \cdots & x_{2,n_b} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{n_{cyc},1} & x_{n_{cyc},2} & \cdots & x_{n_{cyc},n_b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_{n_b} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_0 \\ \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_{n_{cyc}} \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Chaque coefficient est ensuite évalué par un *t-stat*, pour déterminer sa signification (Devore, 2008). Il est défini comme le ratio du coefficient et de son erreur type (SE), comme présenté dans l'Équation 4.4. Pour une intervalle de confiance de 99.9%, le *t-stat* doit dépasser $t_{0.001,\infty} = 3$ pour être significatif. Au dessus de ce seuil il est presque certain que le coefficient est significatif dans la prédiction de la variable dépendante. Ce critère assure que les grands coefficients avec une grande incertitude ne sont pas accidentellement considérés. Les coefficients les plus significatifs sont retenus et comparés aux fréquences identifiées au chapitre 2 comme étant suspectes d'être issue du cliquetis. L'Équation 4.4 est adaptée de Devore (2008, p. 474).

$$t\text{-stat}_j = \frac{\hat{\beta}_j}{SE(\hat{\beta}_j)} \quad , \quad j = 1, 2, \dots, n_b \quad (4.4)$$

4.1.2 Détection de cliquetis par vibrations

Indépendamment de la section précédente, une simple régression linéaire a été effectuée pour déterminer la corrélation entre l'indice de cliquetis par pression et toutes les bandes passantes possible, sur chacun des trois signaux de vibrations, sur toute la plage d'opération étudiée. L'étude comprend 265 conditions, couvrant la plage d'opération du moteur identifiée au Tableau 4.2. La méthodologie de cette section est illustré dans la Figure 4.2.

Tableau 4.2 Plages d'opération des 265 conditions étudiées

Paramètre	Valeur
N	1330 - 2500 RPM
$PMEF$	690 - 1 400 kPa
ρ_{adm}	1.35 - 3.25 kg/m ³
λ	> 1

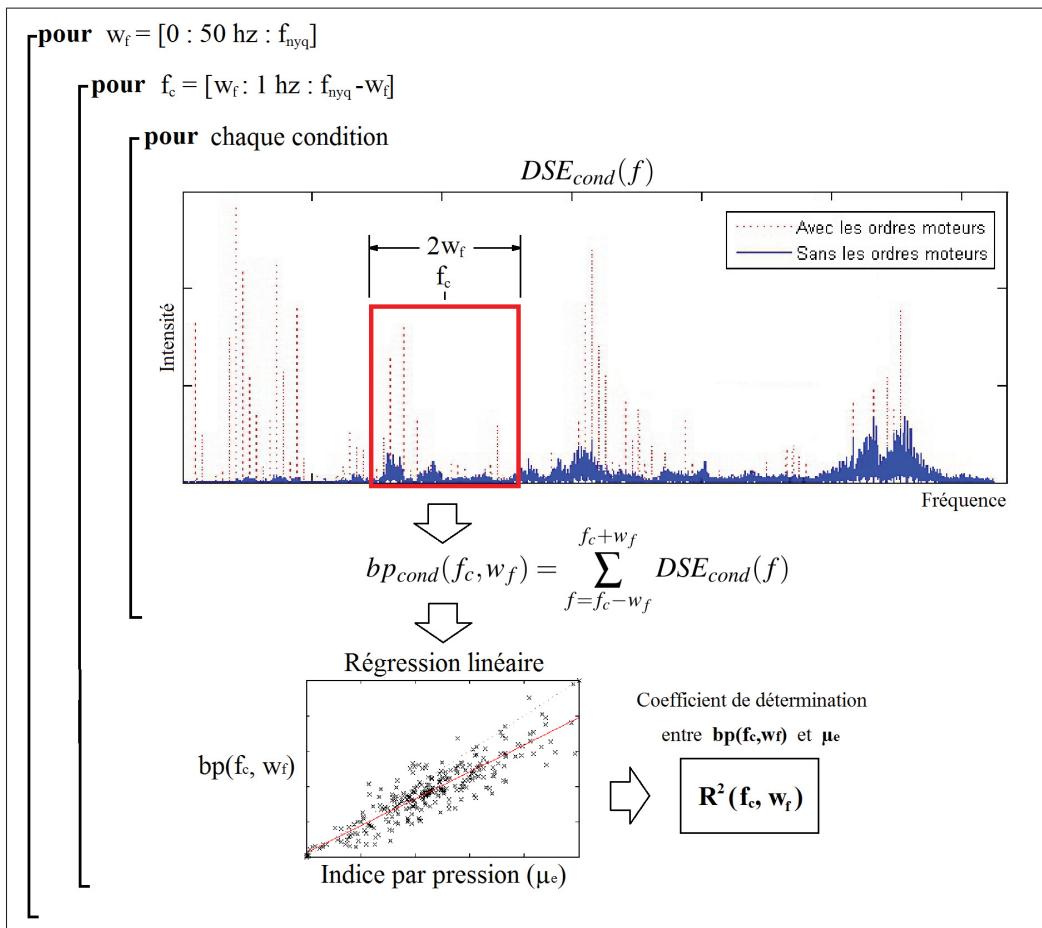


Figure 4.2 Séquence de calcul pour les coefficients de détermination entre l'énergie d'une bande de fréquences et l'indice par pression (répété pour chaque axe, avec et sans les ordres moteur).

La distribution de la densité spectrale énergétique est calculée par la méthode Welch (voir Section 2.1.3). Ensuite une régression linéaire relie l'intensité de chaque fréquence à la moyenne

de l'indice de cliquetis par pression pour chaque condition.

$$bp_{cond}(f_c, w_f) = \sum_{f=f_c-w_f}^{f_c+w_f} DSE_{cond}(f) \quad (4.5)$$

Les régressions sont recalculées pour chacune des fréquences centrales, f_c , de 1 à 12 500 Hz par incrément de 1 Hz, pour chaque largeur de passe bande possible, w_f , par incrément de 50 Hz (donc de 0 à 6 250 Hz). La dernière couvrant la totalité du signal. L'énergie des bandes passantes, bp_{cond} , est calculée pour chaque condition avec l'Équation 4.5. Il s'agit donc de 781 250 régressions linéaires, répétées pour chacun des trois signaux (x, y et z). Chaque régression produit un coefficient de détermination en minimisant le somme des carrés des résidus, $\boldsymbol{\epsilon}$, lors de la solution de l'Équation 4.6. Les calculs sont effectués par la fonction **regress** de MATLAB. La fonction calcule aussi le *F-statistic* de chaque régression. Le *t-stat*, décrite à la section précédente est calculé ainsi que le *p-value*. Comme avant, un *t-stat* > 3 signifie que le coefficient est significatif à une confiance de 99,9%. Le *p-value* représente la probabilité d'obtenir les mêmes résultats de régression sans que les variables soit corrélées, donc plus le *p-value* est petit, plus les résultats sont significatifs.

$$M_e = BP_{f_c, w_f} \cdot \boldsymbol{\beta}_{f_c, w_f} + \boldsymbol{\epsilon}_{f_c, w_f}, \quad \boldsymbol{\epsilon} \sim NID(0, \sigma^2) \quad (4.6)$$

$$\begin{bmatrix} \mu_{e,1} \\ \mu_{e,2} \\ \vdots \\ \mu_{e,n_{cond}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & bp_1(f_c, w_f) \\ 1 & bp_2(f_c, w_f) \\ \vdots & \vdots \\ 1 & bp_{n_{cond}}(f_c, w_f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \vdots \\ \epsilon_{n_{cond}} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

4.1.2.1 Indépendance des fréquences d'ordre moteur

Les ordres moteur (OM) sont les multiples de la fréquence de rotation du vilebrequin. Ils sont causés par les contributions des modes de vibration et des chocs mécaniques qui se répètent à

chaque cycle moteur. L'étude de la section précédente est répétée pour les mêmes distributions fréquentielles après avoir supprimé les fréquences d'ordres moteur des signaux de vibrations. Ces DSE modifiés sont identifiés par DSE_{mod} . Les fréquences OM sont identifiées par les multiples de la fréquence de la vitesse vilebrequin. À l'aide de l'Équation 4.8, l'opération est effectuée en supprimant une bande de 3 Hz centrée sur chaque ordre moteur inférieur à la fréquence Nyquist ($f_{nyq} = 12,5$ kHz). La Figure 4.3 montre le résultat de la suppression des OM. L'effet des ordres moteur est ensuite quantifié par le changement des coefficients de détermination, R^2 , des régressions de l'étude précédente (section 4.1.2).

$$DSE_{mod}(f) = \begin{cases} 0 & , f = n \cdot \frac{N}{60 \frac{s}{min}} \pm 3 \text{ Hz} \\ DSE(f) & , \text{autrement} \end{cases} \quad \text{sur} \quad n = \{1, \lfloor f_{nyq} \cdot \frac{60 \frac{s}{min}}{N} \rfloor\} \quad (4.8)$$

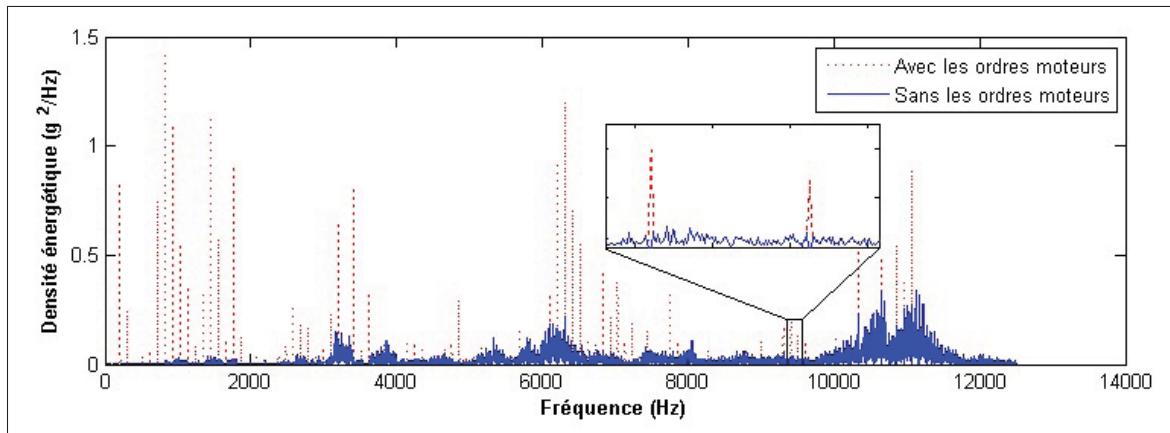


Figure 4.3 La suppression des ordres moteurs du signal de vibrations.

Les meilleures corrélations sont ensuite sélectionnées et évaluées par les mêmes tests statistiques que pour la sélection de l'indice par pression pour déterminer les meilleurs paramètres de détection du cliquetis par vibrations (pour le moteur étudié).

4.2 Résultats et Analyse

Dans cette section, deux études visent à expliquer la variation de l'indice de cliquetis par pression, μ_e , par les vibrations du bloc moteur. La première tente d'identifier les fréquences en vibrations excitées par les oscillations de la pression du cylindre. Les 1860 cycles de cinq conditions cliquetées sont analysées puis discutées. Pour la deuxième partie, la plage d'opération est agrandie à 265 conditions, couvrant une gamme de vitesses vilebrequin, de puissances et de mélanges air-carburant. Pour chaque bloc de bande passante de vibrations possible, l'étude quantifie la capacité des vibrations d'expliquer la variation de l'indice de pression, μ_e . Ensuite, l'effet de la suppression des ordres moteurs des traces de vibrations est étudié. Finalement, la qualité de la détection du cliquetis par vibrations du bloc moteur est discutée.

4.2.1 Identification des fréquences : vibrations mécaniques

La Figure 4.4 présente le résultat de la régression multilinéaire de chaque bande de 48 Hz entre 0 et 12 500 Hz. Il s'agit de la capacité de chaque canal de décrire la variation de l'énergie de cliquetis par la pression, μ_e , à l'aide de vibrations. La valeur du coefficient représente, sur une intervalle de confiance de 99.9%, le niveau auquel sa variation explique celle de l'indice de pression. Les points portant un grand coefficient, ainsi qu'un erreur type assez petit pour donner un *t-stat* significatif ($t\text{-}stat > 3$), sont démarqués par un point noir avec son intervalle de confiance. Ces coefficients ont une probabilité de 99.9% d'être significatifs. Les points non-significatifs sont marqués d'un x rouge. Remarquez que certains coefficients non-significatifs sont aussi grands que certain points significatifs, mais que leur incertitude est trop grande pour être acceptés. Le Tableau 4.3 montre les meilleurs résultats pour chacune des directions de l'accéléromètre. Un tableau plus complet des 30 meilleurs coefficients se trouve dans l'Annexe VII.

Dans les trois axes, il y a un regroupement de coefficients significatifs entre 5,5 et 8 kHz. C'est à dire que la corrélation entre ces fréquences et l'énergie de cliquetis est statistiquement significative. Cette bande correspond à celle identifiée dans la distribution WV de la trace de

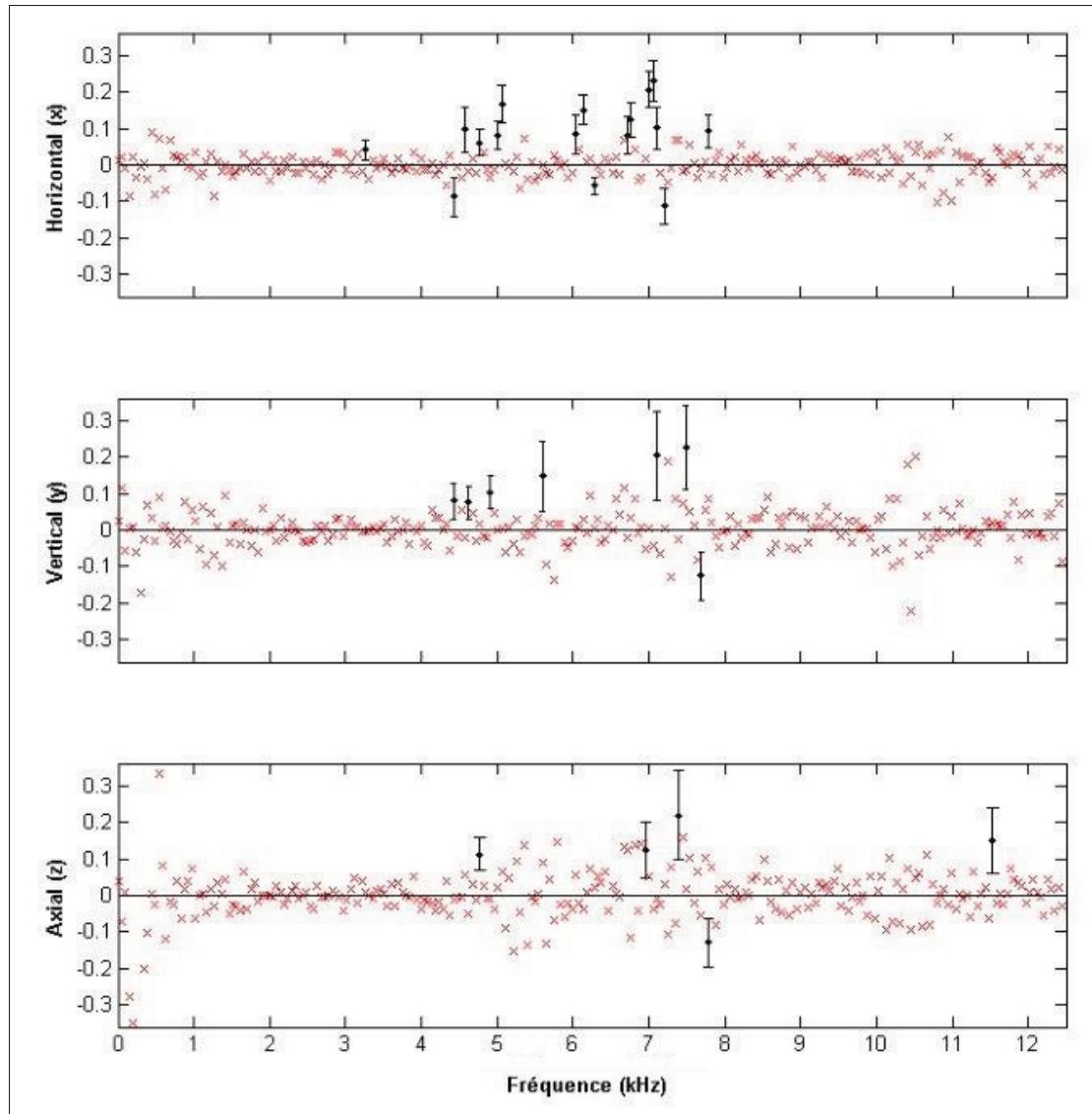


Figure 4.4 Les coefficients (*t-stat* significatifs en noir avec intervalles de confiance de 99.9%) résultant d'une régression multilinéaire des signaux de vibrations à l'énergie de cliquetis, μ_e (5 conditions, 1860 cycles).

pression filtrée de la Figure 2.5. Pour chaque axe, les bandes passantes avec les plus grands coefficients sont entre 7 et 7,5 kHz (Tableau 4.3 : rangs 2, 16 et 19). Ces fréquences sont aussi visibles dans la distribution WV des vibrations dans la Figure 2.7. De plus, la fréquence de 11,6 kHz suspectée d'être un deuxième mode dans la Figure 2.6 (dans la direction *x*), est jugée significative dans la prédiction de μ_e . Même si l'intensité de ce deuxième harmonique est basse, relative au premier harmonique, il y a toutefois moins de bruit parasite à ces hautes fréquences,

Tableau 4.3 Résultat de la régression multilinéaire d'un point d'opération : trois *t-stat* les plus significatifs par axe

Rang	Axe	Passe-bande (Hz)	Coeff.	t-test
1	X	7 077 \pm 24	0,21	8,13
2		7 125 \pm 24	0,23	8,08
3		6 201 \pm 24	0,15	7,17
10	Y	4 985 \pm 24	0,10	4,45
16		7 563 \pm 24	0,23	3,83
26		4 694 \pm 24	0,07	3,35
9	Z	4 839 \pm 24	0,11	4,83
19		7 466 \pm 24	0,22	3,53
27		11 600 \pm 24	0,15	3,25

ce qui aide le rapport signal-bruit. L'ensemble de ces observations supporte l'hypothèse que l'énergie du signal de vibrations entre 5 et 8 kHz, et particulièrement à 7,5 kHz, est causée par la transmission des ondes de pression au bloc moteur issues du phénomène de cliquetis de la chambre de combustion. L'hypothèse d'un lien causal est supporté par un léger déphasage entre l'excitation de la pression et celle des vibrations, tel que visible dans la Figure 2.2.

4.2.2 Corrélation des vibrations au cliquetis sur la plage d'opération

Supporter par les résultats de la section précédente, l'étude tente de trouver la passe-bande optimale pour décrire les variations de l'énergie de cliquetis, μ_e , sur toute la plage d'opération du moteur.

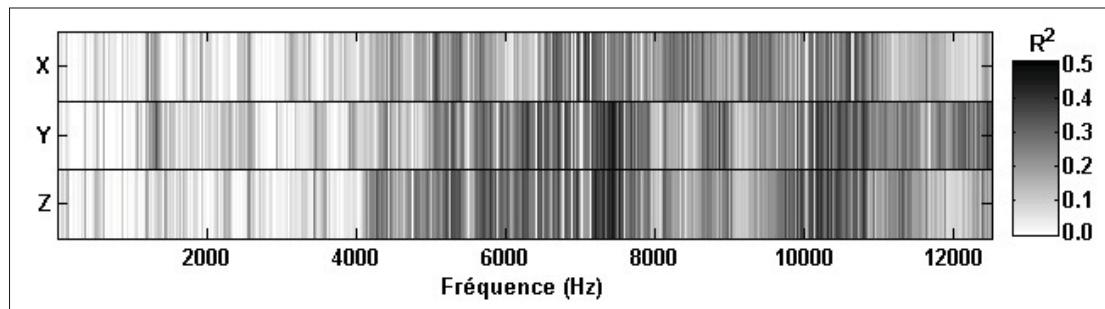


Figure 4.5 Coefficients de détermination par canal de 1 Hz pour l'estimation de l'énergie de cliquetis, μ_e , par vibrations.

La Figure 4.5 montre le résultat de 12 500 régressions linéaires entre chaque fréquence (d'une largeur de 1 Hz) et μ_e . Donc pour chaque bande de 1 Hz (de l'estimation de Welch) entre 1 et 12 500 Hz, le coefficient de détermination, R^2 , montre la capacité de cette bande énergétique d'expliquer les variations de μ_e (entre 0 et 1). Pour les trois axes de l'accéléromètre, l'étude confirme que les mêmes zones d'intérêt qu'à la section précédente représentent le mieux la variation de μ_e sur toute la plage d'opération étudiée. Par contre, les meilleures corrélations n'ont qu'un R^2 d'environ 0,5, c'est à dire qu'ils n'expliquent que 50% de la variation de μ_e . Ce résultat suggère donc qu'il est possible d'identifier les fréquences excitées par le cliquetis par l'analyse de bandes d'une largeur de 1 Hz, mais que cette plage est inadéquate pour quantifier le phénomène. Il faut donc prendre l'énergie d'une plus grande bande de fréquences, et la corréler à μ_e .

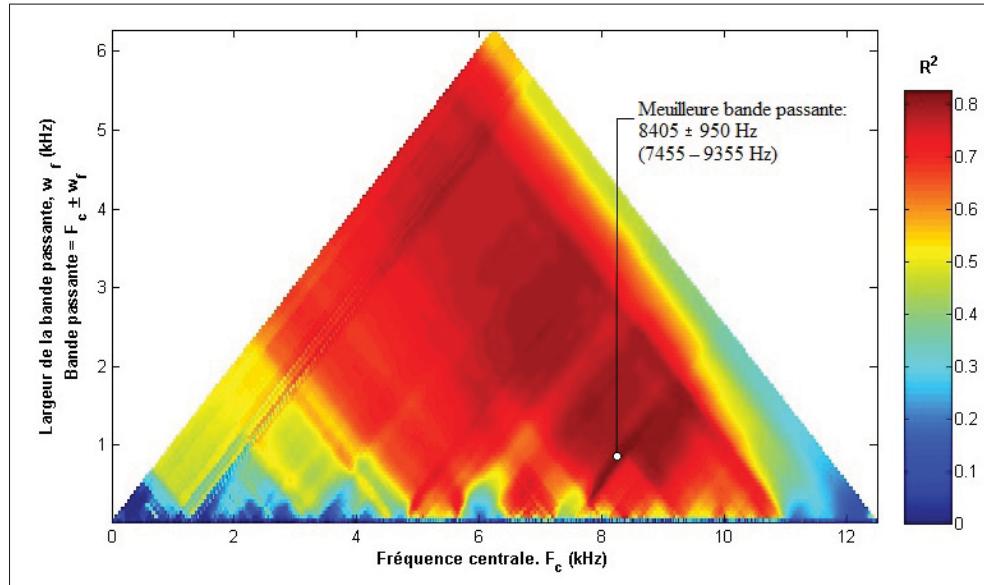


Figure 4.6 Coefficient de détermination par bande passante pour l'estimation de l'énergie de cliquetis : horizontal (x).

Les Figures 4.6 à 4.8 montrent les résultats d'une régression linéaire entre μ_e et la somme de l'énergie sur la plage de combinaisons possibles, $f_c \pm w_f$. Donc, à chaque fréquence centrale (f_c) avec un passe-bande de largeur w_f , les figures indiquent le coefficient de détermination entre le contenu de cette bande du signal d'accéléromètre et l'indice de cliquetis par pression,

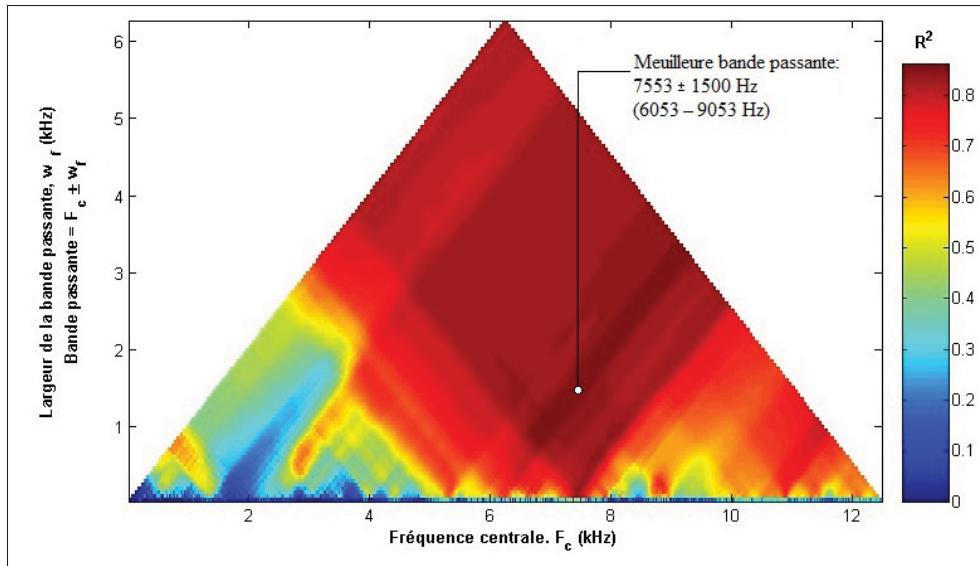


Figure 4.7 Coefficient de détermination par bande passante pour l'estimation l'énergie de cliquetis : vertical (y).

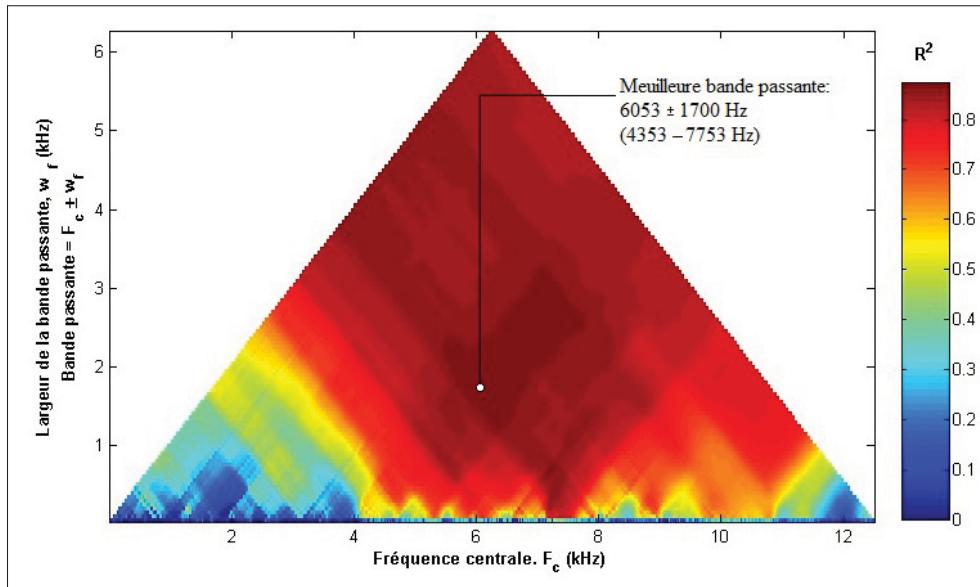


Figure 4.8 Coefficient de détermination par bande passante pour l'estimation de l'énergie de cliquetis : axial (z).

μ_e . Une régression est calculée pour chaque incrément de 1 Hz de f_c à des incrément de w_f de 50 Hz . Il est utile de noter que les premières rangées de ces figures correspondent aux trois rangées de la Figure 4.5, respectivement. Premièrement, il faut noter qu'il y a très peu de

relation entre les basses fréquences (moins que 4 kHz) et l'énergie de cliquetis, un fait bien documenté dans la littérature (Borg, 2006; Oakley, 2001; Hudson *et al.*, 2001). En rouge, on voit les zones d'influences des fréquences porteuses de l'information de cliquetis "rayonner" en augmentant la largeur des bandes, mais en diluant le coefficient. Par contre, lorsque deux zones interagissent cela augmente le coefficient. Pour chaque axe de vibrations, cet entre-jeu permet d'identifier les bandes optimales pour estimer l'énergie de cliquetis (telle qu'elle est mesurée par μ_e). Pour l'axe horizontal (x) la bande optimale est de 7 455 à 9 355 Hz, pour l'axe vertical (y) c'est de 6 053 à 9 053 Hz, et axial (z) c'est de 4 353 à 7 753 Hz. Ces bandes d'énergie réussissent à prédire 83, 86 et 87% des variations de μ_e , respectivement. Lachmann *et al.* (2004) a aussi atteint $R^2 = 0,87$ pour un indice par vibrations non-fenêtré, puis 0,92 avec fenêtrage. C'est résultats sont aussi en accord avec Djurovic *et al.* (2004), qui ont trouvés des corrélations similaires ($R^2 > 0,85$).

4.2.2.1 Suppression des ordres moteurs du le signal de vibrations

Étant donné que les ordres moteur sont souvent la composante dominante d'un signal de vibrations d'un moteur, il est nécessaire d'étudier son effet sur les bandes énergétiques étudiées dans la section précédente. Les calculs pour les Figures 4.6 à 4.8 on été répétés pour des signaux où les ordres moteur on été supprimés. Un exemple de signal avec et sans les ordres moteurs est illustré dans la Figure 4.3. Finalement la différence entre les résultats, donc le changement du coefficient de détermination, est montré à la Figure 4.9 pour l'axe horizontale. Le même résultat, pour les deux autres axes, se trouve dans l'Annexe VIII.

Dans la région de basse fréquence, où les ordres moteurs sont plus importants, ils ont naturellement un effet négatif sur la capacité d'une bande passante à prédire l'énergie de cliquetis. Ceci est acceptable car l'effet des ordres moteurs diminue pour les plus grandes fréquences et lorsque la largeur de la bande passante augmente. La Figure 4.9 montre que pour la majorité des bande-passantes au dessus de 4 kHz, et plus large que 2 kHz, l'effet des ordres moteurs est de l'ordre de $\pm 5\%$ du coefficient de détermination. La légère amélioration de la corrélation sans les ordres moteurs est dû au fait qu'il améliore le rapport signal-bruit. Les ordres moteurs

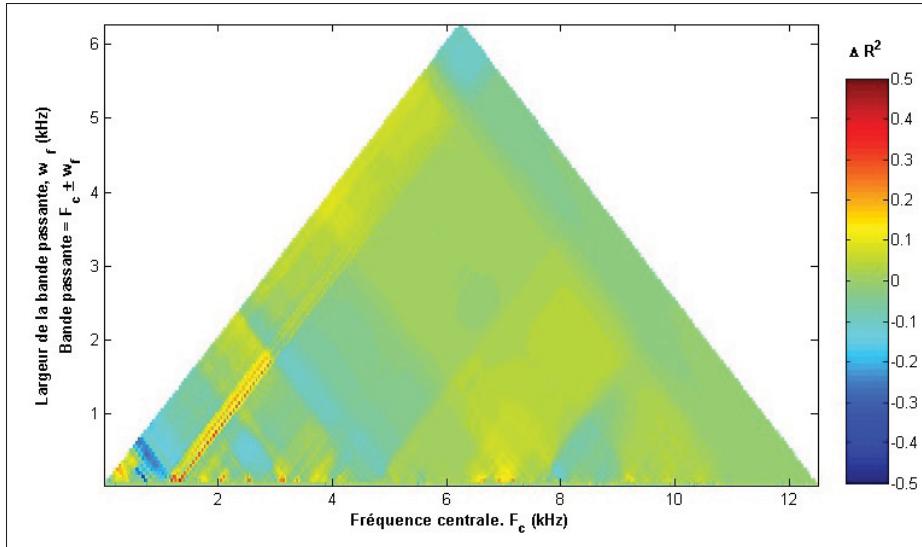


Figure 4.9 Effet de la suppression des ordres moteurs sur la statistique R^2 par bande passante dans l'axe x .

peuvent être considérés comme un bruit pour la détection du cliquetis car la signature fréquentielle recherchée est constante pour un moteur donné et indépendante de la vitesse vilebrequin (Hsu, 2002; Galloni, 2012).

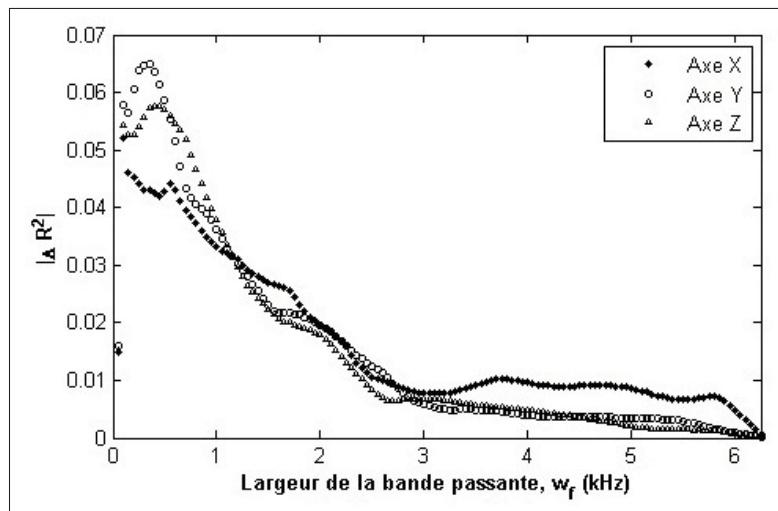


Figure 4.10 Influence moyenne de la suppression des ordres moteurs sur R^2 en fonction de la largeur de la bande passante.

La Figure 4.10 montre l'effet des ordres moteur en fonction de la largeur de la bande énergétique. La figure confirme simplement que lorsque la bande est élargie, la contribution d'une seule fréquence parmi les autres devient moins importante. En moyenne, pour f_c entre 0 et 12 500 Hz, un élargissement de la passe-bande de 1 à 3 000 Hz a comme effet de réduire l'erreur du coefficient de 6 à 1%, pour les trois axes.

Les résultats de cette étude montrent que les ordres moteur, et donc la vitesse vilebrequin, ont une faible influence sur les bandes énergétiques d'intérêt à la détection du cliquetis par vibrations mécaniques.

4.2.2.2 Définition de l'indice de cliquetis par vibrations

Finalement, le Tableau 4.4 montre un sommaire de tous les résultats de la section. Pour chaque axe, le tableau montre la bande énergétique de vibrations qui représente le mieux l'énergie de cliquetis tel que calculée par la trace de pression filtrée. Pour chacun, les coefficients de corrélation avec et sans la suppression des ordres moteur sont montrés, ainsi que la différence entre les deux. Pour chaque régression le $t\text{-stat} \gg 3$ et le $p\text{-value} \ll 0,001$. Ces indices de la qualité d'une régression supportent la validité de chaque cas. Les coefficients sont très significatifs et il y a une faible probabilité que ces résultats soit obtenus par hasard ($< 0,05\%$). De façon générale, sur toute la plage d'opération, la largeur optimale de la bande de fréquences est entre 1,4 et 3,4 kHz pour des valeurs centrales entre 6 et 8,4 kHz.

En pratique, il est souvent préférable d'implémenter un détecteur de cliquetis d'une simplicité technique et avec un minimum de post-traitement. Pour cette raison, il est intéressant de connaître la capacité d'un signal non-filtré de servir comme détecteur. À ces fins, pour chaque axe, la régression de l'énergie des signaux bruts est montrée. L'étude conclut que le signal de l'axe x , avec un coefficient de 0,55 n'est pas suffisant pour la détection de cliquetis. Ce résultat a été prédit lors de la discussion des distributions temps-fréquence à la Section 2.2.3. Par contre, les axes y et z ont un coefficient intéressant (0,81 et 0,83, respectivement) ; une capacité de prédiction utile pour certaines applications. La moyenne de l'énergie de ces bandes du

Tableau 4.4 Sommaire des résultat de l'identification des passe-bandes d'intérêt sur la plage d'opération

Axe	Sélection	Passe bande (hz) $f_{debut} - f_{fin}$	R^2 avec OM (sans OM)	Effet des OM sur R^2	t-stat	p-value
X	Meilleur avec OM	7 455 - 9 355	0,83 (0,81)	-2%	34.0	<0.01%
	Meilleur sans OM	6 360 - 9 460	0,81 (0,84)	4%	31.9	<0.01%
	Non-filtré	0 - 12 500	0,55 (0,46)	-18%	17.3	<0.01%
Y	Meilleur avec OM	6 053 - 9 053	0,86 (0,86)	0%	38.6	<0.01%
	Meilleur sans OM	6 100 - 8 000	0,86 (0,87)	2%	38.0	<0.01%
	Non-filtré	0 - 12 500	0,81 (0,83)	2%	32.2	<0.01%
Z	Meilleur avec OM	4 353 - 7 753	0,87 (0,87)	-1%	41.0	<0.01%
	Meilleur sans OM	6 351 - 7 751	0,85 (0,87)	3%	36.8	<0.01%
	Non-filtré	0 - 12 500	0,83 (0,82)	-2%	34.7	<0.01%

signal résultant prédirait à 83% la variation de l'indice μ_e . Par comparaison, Böhme et Konig (1994) ont atteint un coefficient de corrélation de 0,63 sur toute les bandes de vibrations.

La Figure 4.11 présente les régressions linéaires de six bandes passantes du Tableau 4.4 (avec les ordres moteur et signal total). Pour chacun des axes, la figure montre l'avantage de filtrer les vibrations par une bande passante. On observe aussi que la qualité de la régression est constante sur la plage de μ_e calculée. Les résidus de trouvent à l'Annexe IX-1. L'analyse a été effectuée pour un paramètre existant dans le banc d'essai expérimental, VMAXENG¹, concluant qu'il explique 68% de la variation de μ_e (voir l'Annexe X).

1. La valeur maximale de la racine carrée de la moyenne des carrés des trois axes.

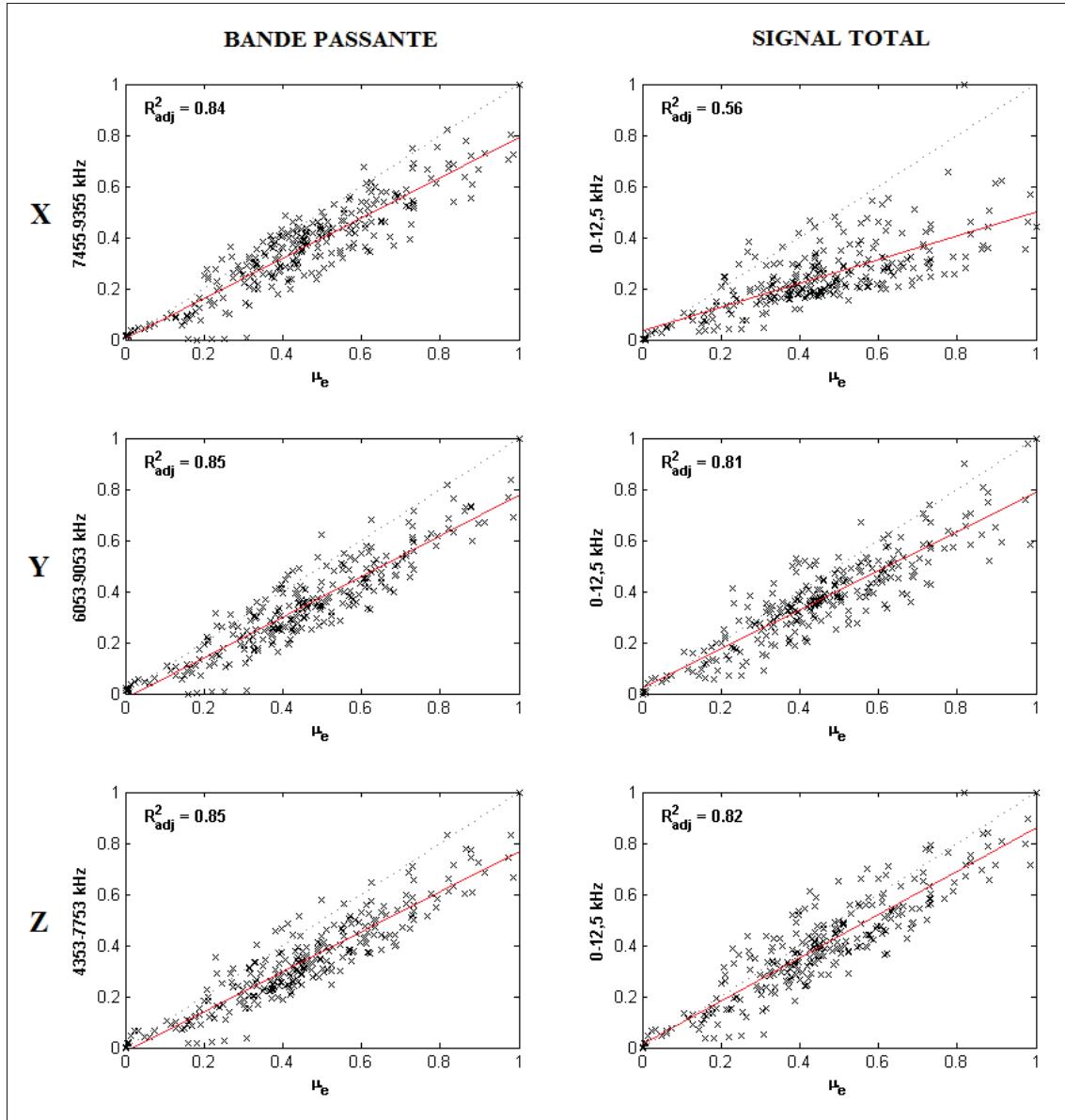


Figure 4.11 Régressions linéaires des indices par vibrations, KI_v , et l'énergie de cliquetis par pression, μ_e (normalisés).

4.2.3 Incertitude expérimentale

Pour la somme d'une plage de fréquences, l'incertitude résultante est la racine de la somme des carrés des incertitudes individuelles. Pour une plage typique, l'incertitude de calcul est donnée au Tableau 4.5. Ces incertitudes deviennent importante, d'où l'importance de bien choisir les paramètres lors du calcul des distributions (au chapitre 2).

Tableau 4.5 Estimation de l'incertitude de calcul du chapitre 4

Paramètre	$U_v(\pm \%)$	Incertainude (\pm)
FFT	1.1	18 %
BP	1.1	21 %

4.3 Conclusion du chapitre

Le lien entre les vibrations et le signal de cliquetis contenu dans la trace de pression est confirmé. De plus, l'étude statistique a démontré la relation entre les fréquences de pression et les vibrations soupçonnées d'être liées au cliquetis lors des analyses du chapitre 2. Une étude complète des combinaisons de bandes passantes des signaux de l'accéléromètre tri-axe a produit les indices de cliquetis par vibrations les plus corrélés, sans fenêtrage par angle vi-lebrequin, à l'indice d'énergie moyenne de la pression haute-fréquence du chapitre 3. Une étude de l'effet des ordres moteur a quantifié son effet peu néfaste sur la détection du cliquetis par vibrations.

CONCLUSION

Le problème du cliquetis dans le moteur à combustion interne persiste à l'ère moderne. Le besoin de le détecter et de le contrôler demeure un jalon incontournable lors du développement de nouvelles machines thermiques. C'est dans le cadre du développement d'un tel moteur que ce travail a été complété. L'étude a atteint son objectif principal de caractériser le phénomène de cliquetis dans un moteur expérimental alimenté de carburant lourd. À l'aide d'analyses temps-fréquence le phénomène fut observé et quantifié. Plusieurs méthodes d'évaluation par pression et par vibrations ont été étudiées et validées. Le résultat est une compréhension de la manifestation du cliquetis dans le moteur étudié et la qualité des méthodes par lesquels il peut être détecté.

Le phénomène a été étudié dans le domaine temporel, fréquentiel et le domaine bilinéaire temps-fréquence en utilisant des estimés de la densité spectrale énergétique et la distribution Wigner-Ville réallouée lissée sur les traces de pression et de vibrations avec un haut taux d'échantillonnage (131 kHz). L'analyse de l'évolution temporelle des fréquences de ces signaux a permis l'identification des contributions énergétiques des sources parasites ainsi que les fréquences soupçonnées de contenir l'information de cliquetis.

Le calcul de l'énergie des traces temps-fréquence identifiées par la méthode Wigner-Ville a été automatisé pour produire un indice de référence par lequel certains indices simples ont été évalués. Les densités de probabilités des indices simples confirment la distribution *log-normale* de l'intensité de cliquetis. Les indices candidats ont été sujets à une comparaison par régression linéaire qui a permis de conclure que l'énergie moyenne du signal de pression filtrée passe-haut est le plus représentatif de l'indice de référence. De plus, une méthode d'identification de la position d'initiation du cliquetis a été suggérée.

À partir des vibrations du bloc moteur, une analyse du contenu fréquentiel des cycles d'un petit nombre de conditions cliquetés a confirmé une corrélation significative à l'intensité de cliquetis par pression. De plus, ils coïncident avec certaines fréquences identifiées lors de l'observation qualitative des distributions temps-fréquence. Ensuite, la quantification complète des indices

par bandes passantes des vibrations fut réalisée par une régression linéaire de leur contenu énergétique avec l'indice de cliquetis par pression. Une étude de la contribution des ordres moteur sur la qualité des indices a conclu que l'effet est petit pour les bandes de fréquences d'intérêt à la détection de cliquetis. Plusieurs indices par vibrations viables sont présentés.

RECOMMANDATIONS

Afin de guider les futurs travaux sur le sujet du cliquetis dans le moteur étudié, l'auteur propose quelques pistes de départ. Les recommandations pour l'avancement de ce travail sont les suivantes :

- Reproduire l'analyse avec d'autre emplacements d'accéléromètres pour améliorer les résultats du chapitre 5, tel que suggéré par Konig et Böhme (1994).
- Étudier les méthodes de détection par transformées de paquets d'ondelettes tel que celle de Borg (2006).
- Maintenant que la capacité de mesurer le cliquetis du moteur est établie, il est temps d'installer un système en-ligne pour la collecte continue d'information de cliquetis.
- Appliquer les méthodes de détection issues de ce travail à une séquence d'essais dédiée à étudier les effets entre le cliquetis et la performance du moteur expérimental ainsi que pour définir le seuil d'intensité et de prévalence acceptable.
- Une fois un seuil de cliquetis défini pour le moteur en question, un système de contrôle devra être développé. Les méthodes probabilistes, tel que Jones *et al.* (2013); Zhu *et al.* (2005) sont supérieures aux méthodes déterministes conventionnels (i.e. avance lente, retour rapide), permettant une meilleure consommation spécifique de carburant en contrôle boucle fermé.

ANNEXE I

CALCULS D'INCERTITUDE

Le Tableau I-1 montre les contributions des source de zéro et premier ordre à l'incertitude des paramètres mesurés.

Tableau-A I-1 Contributions à l'incertitude des paramètres mesurés (intervalle de confiance de 95%)

Mesure	Précision	Biais	Desc. du biais	DAS	2σ	Incertitude totale (\pm)	Unités
P_{adm}	0,3	-		0,5	0,6	0,8	%
P_{cyl}	0,1	0,8	Erreur de P_{adm}	0,5	-	1,0	%
$V_{x,y,z}$	1	-		0,5	-	1,1	%
CA	0,2	0,7	Empirique	0,5	0,6	1,0	CA

ANNEXE II

DESCRIPTION DE LA MÉTHODE WIGNER-VILLE LISSÉE RÉALLOUÉE

Voici une dérivation partielle, tirée de Boubal et Oksman (1998), qui complète la description de la procédure au Chapitre 2. Les bornes d'intégration dépendent du signal, donc ils sont toujours considéré comme étant sur \mathbb{R} .

Pseudo distribution Wigner-Ville :

$$W(t, \omega) = \int \hat{p}(t + \frac{\tau}{2}) \hat{p}^*(t - \frac{\tau}{2}) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{A II-1})$$

$$\tilde{W}(t, \omega) = \int g(u) du \int \mathcal{F}(\Omega) W(t-u, \omega-\Omega) \frac{d\Omega}{2\pi} \quad (\text{A II-2})$$

Donc :

$$\tilde{W}(t, \omega) = \int g(u) du \int x(t-u + \frac{\tau}{2}) x^*(t-u - \frac{\tau}{2}) F(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (\text{A II-3})$$

où $F(t)$ est la transformée de Fourier inverse de $\mathcal{F}(\omega)$. La réallocation bilinéaire du temps et des segments fréquentiels :

$$\hat{t}(x; t, \omega) = t - \frac{\int ug(u) du \int x(t + \frac{\tau}{2}) x^*(t - \frac{\tau}{2}) F(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau}{\tilde{W}(t, \omega)} \quad (\text{A II-4})$$

$$\hat{\omega}(t, \omega) = \omega + j \frac{\int g(u) du \int x(t + \frac{\tau}{2}) x^*(t - \frac{\tau}{2}) \frac{F(\tau)}{d\tau} e^{-i\omega\tau} d\tau}{\tilde{W}(t, \omega)} \quad (\text{A II-5})$$

Et finalement la pseudo distribution Wigner-Ville réaloué s'exprime tel que :

$$\tilde{W}_R(t', \omega') = \iint \delta(t' - \hat{t}(t, \omega)) \delta(\omega' - \hat{\omega}(t, \omega)) \tilde{W}(t, \omega) dt \frac{d\omega}{2\pi} \quad (\text{A II-6})$$

où δ est la distribution de Dirac.

La Figure II-1 illustre la WV lissée réallouée moyennée sur 83 cycles, avec une échelle linéaire.

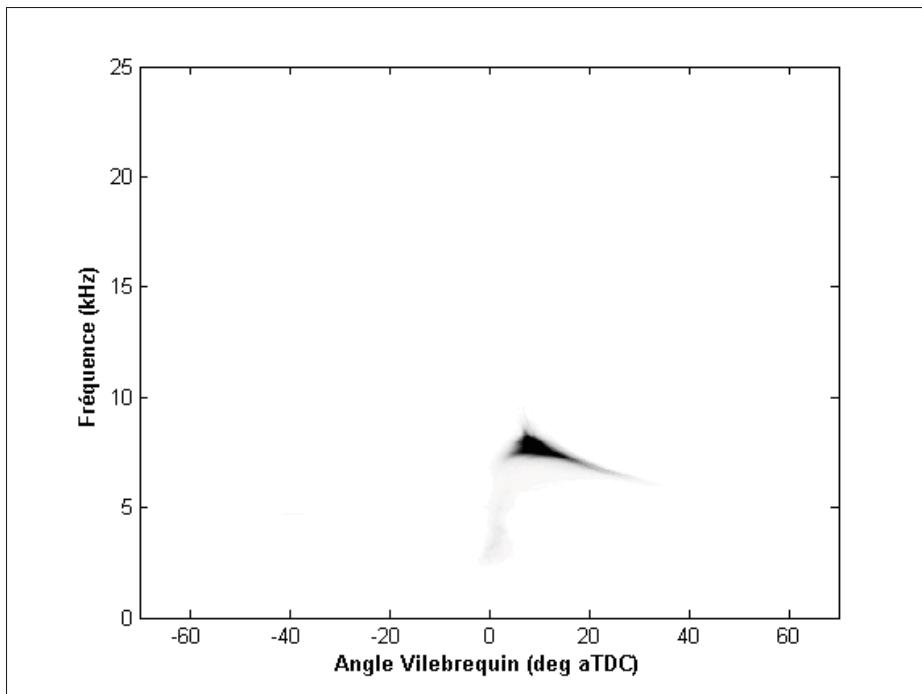


Figure-A II-1 Wigner-Ville normalisé de 83 cycles cliqueté :
pression (linéaire))

ANNEXE III

SÉLECTION DES FENÊTRES DE LISSAGE POUR LA MÉTHODE WIGNER-VILLE

Les Figures III-1 et III-2 montrent les études qui ont servi à choisir les paramètres de la pseudo distribution Wigner-Ville lissée réallouée.

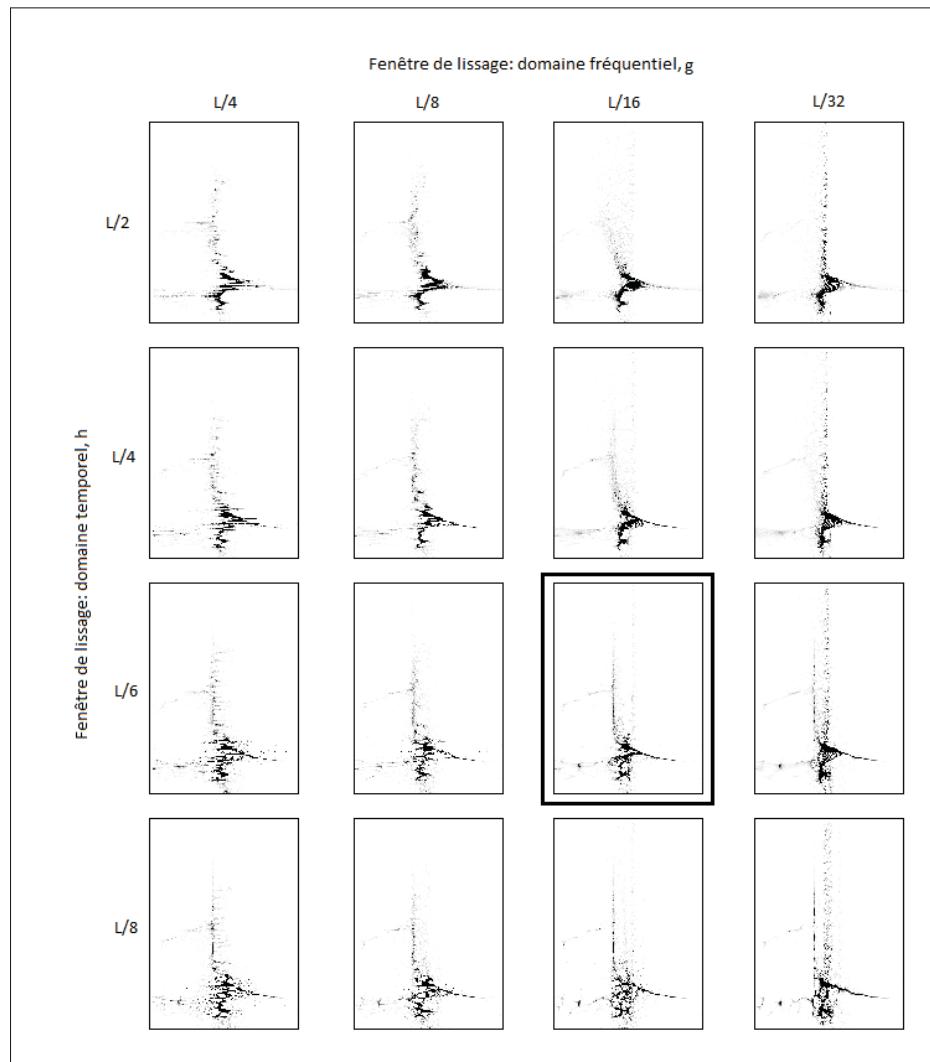


Figure-A III-1 Sélection de paramètres de lissage : signal de pression

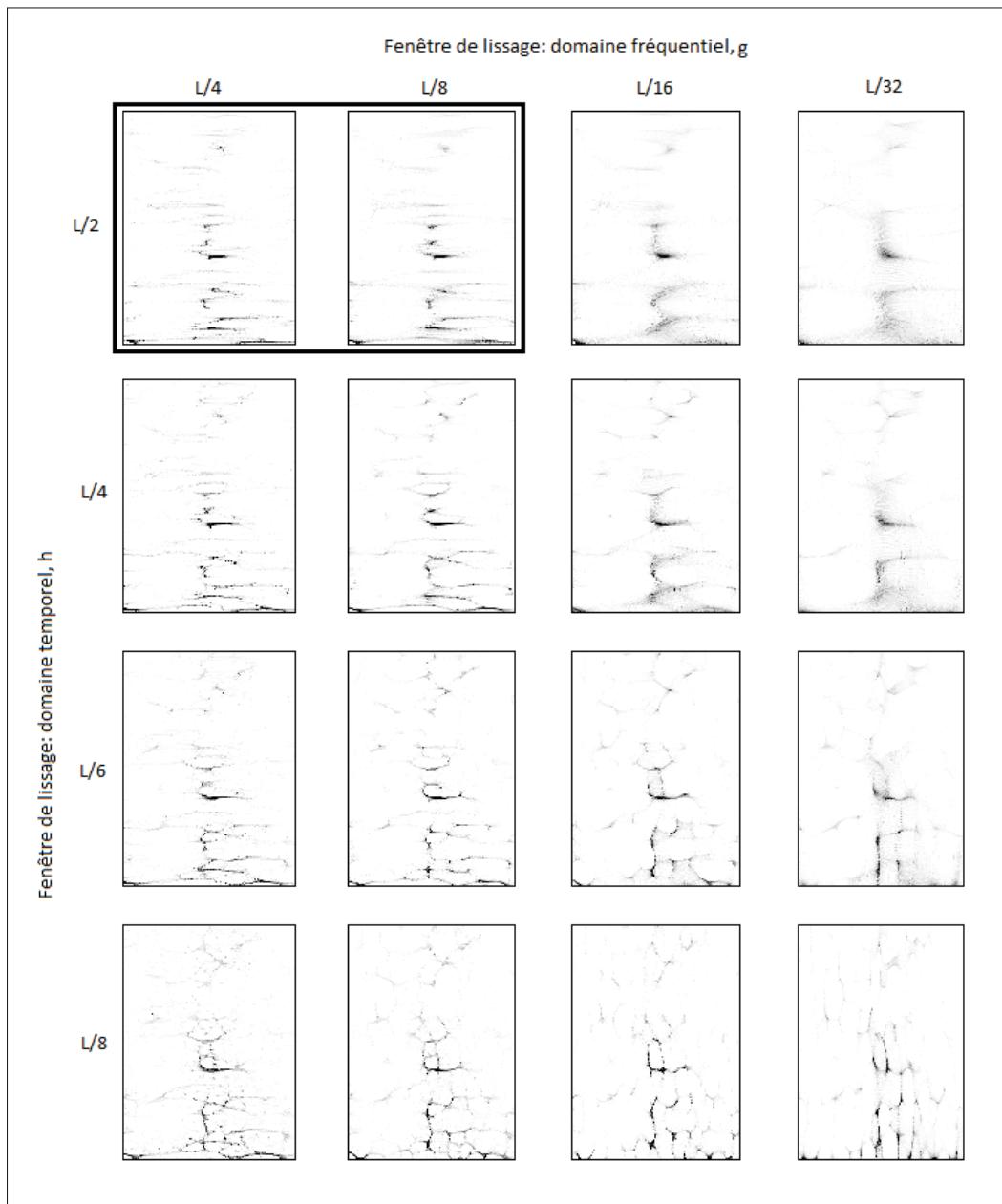


Figure-A III-2 Sélection de paramètres de lissage : signal d'accéléromètre

ANNEXE IV

RÉSIDUS DES RÉGRESSIONS DES INDICES DE CLIQUETIS

La Figure IV-1 montre les résidus des régressions des indices de cliquetis par pression. Les résultats confirment la supposition de NID.

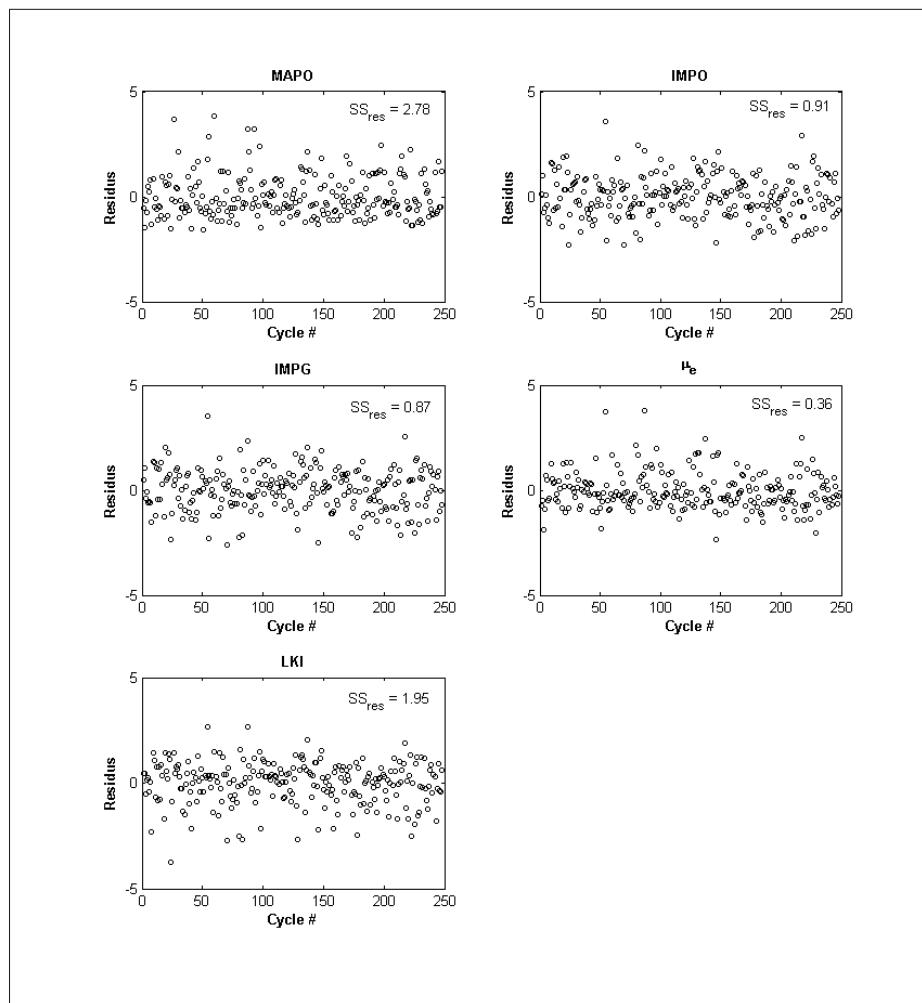


Figure-A IV-1 Les résidus des régressions linéaires des indices évalués (MAPO, IMPO, IMPG, μ_e et LKI) et l'énergie réallouée (E_r) et la somme des carrés des résidus

ANNEXE V

OPTIMISATION DES RÉGRESSIONS DU CHAPITRE 4 : SEUIL DE CLIQUETIS

La Figure V-1 montre le résultat d'une tentative d'identifier un seuil de cliquetis par la qualité des corrélations des indices. L'hypothèse est la suivante : puisque les indices de cliquetis sont plus performants lorsqu'il y en a réellement à détecté, il serait possible de définir un seuil de cliquetis par le niveau auquel ils deviennent performants. Un algorithme répète les régressions du Chapitre 4, mais en ompttant par incrément les cycles les moins cliqué (d'après μ_e). À chaque itération la qualité de la régression s'améliore (pendant qu'il y a assez de points ; pris en compte par le R^2 ajusté). La dérivé des coefficients de corrélations sert donc à identifier une amélioration marqué du coefficient par tous les indices. Le résultat est montré à la Figure V-2. Les points rouges sont considérés "non-cliqueté". L'étude ne fut pas poursuivit à sa conclusion, donc elle ne figure pas dans le cadre de ce travail.

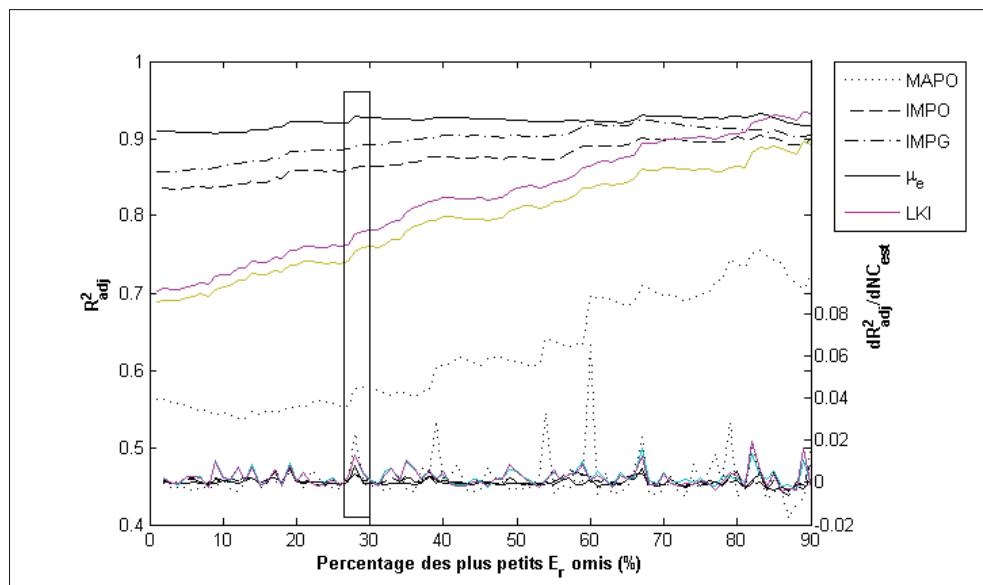


Figure-A V-1 Optimisation des régressions par l'omission des petits E_r (moins cliquetés)

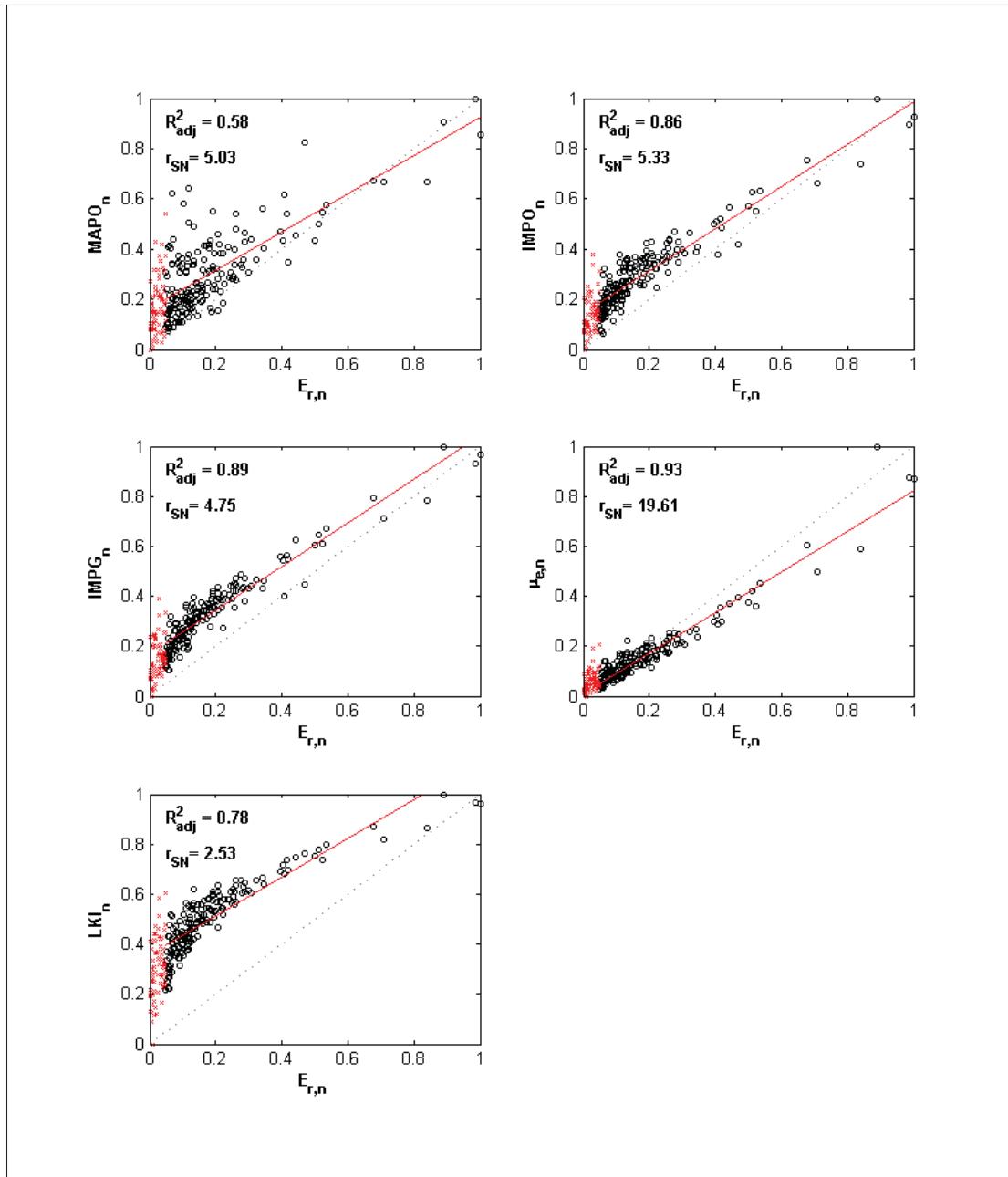


Figure-A V-2 Les régressions optimisées des indices évalués ($MAPO$, $IMPO$, $IMPG$, μ_e et LKI) et l'énergie réallouée (E_r)

ANNEXE VI

PARAMÈTRES D'INITIATION : MATRICE DE CORRÉLATION

Le Tableau VI-1 montre la matrice de corrélation des positions d'initiation de cliquetis et de la pression maximale. Les résultats confirme qu'à un régime stationnaire les deux paramètres agissent indépendamment. La position θ_{cli} et la distance $\theta_{cli} - \theta_{p_{max}}$ sont très corrélées puisque $\theta_{p_{max}}$ ne varie pas beaucoup. C'est donc de l'auto-corrélation.

Tableau-A VI-1 Estimation de l'incertitude des calculs

	$\theta_{p_{max}}$	θ_{cli}	$\theta_{cli} - \theta_{p_{max}}$
$\theta_{p_{max}}$	1	0.23	0.12
θ_{cli}	0.23	1	0.94
$\theta_{cli} - \theta_{p_{max}}$	0.12	0.94	1

ANNEXE VII

RÉSULTATS SUPPLÉMENTAIRES POUR LA COMBINAISON DES TROIS SIGNAUX DE VIBRATIONS

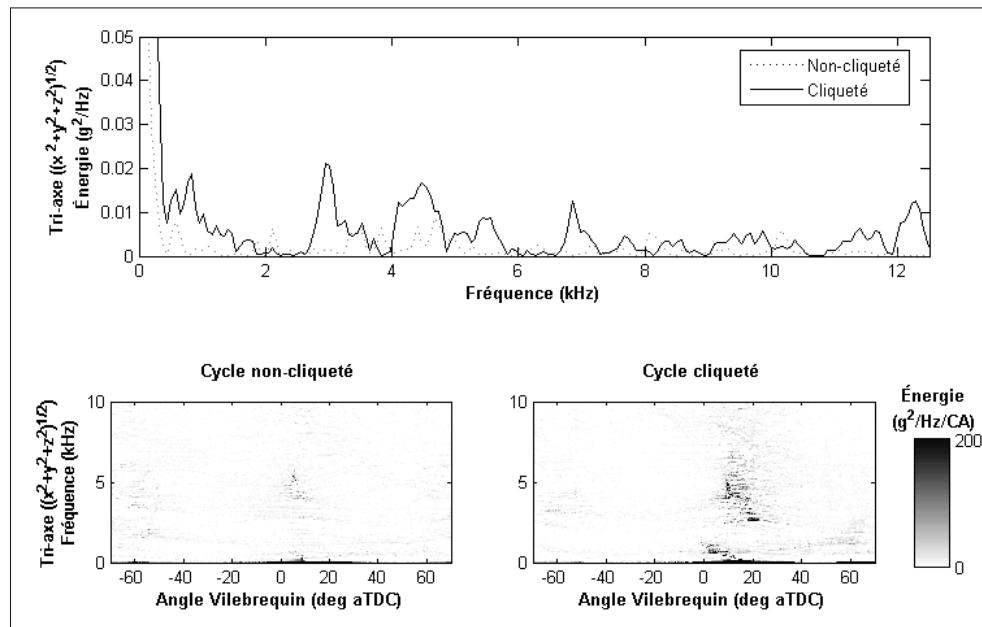


Figure-A VII-1 Distributions PWELCH (haut) et Wigner-Ville (bas) pour la combinaison Euclidienne du signal tri-axe.

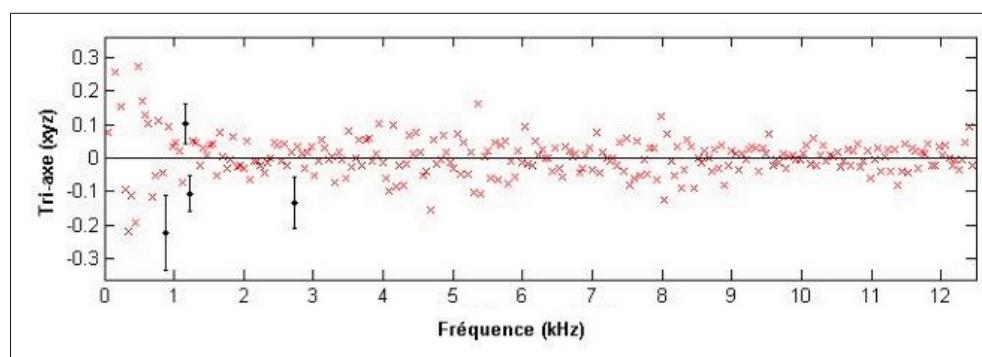


Figure-A VII-2 Coefficients pertinents d'une régrésion linéaire de la combinaison Euclidienne du signal tri-axe à l'indice de cliquetis par pression.

ANNEXE VIII

EFFET DES ORDRES MOTEURS SUR LE COEFFICIENTS DE DÉTERMINATION : RÉSULTATS SUPPLÉMENTAIRES AU CHAPITRE 5

Tableau-A VIII-1 Résultat de la régression
multilinéaire d'un point d'opération : 30 t-test les plus
significatifs.

	Axe	Passe bande (Hz)	Coefficient	t-test
1	X	7077 ± 24	0,21	8,13
2	X	7125 ± 24	0,23	8,08
3	X	6201 ± 24	0,15	7,17
4	X	7125 ± 73	0,18	6,56
5	X	5131 ± 24	0,17	6,27
6	X	7077 ± 73	0,15	5,41
7	X	6834 ± 24	0,12	5,23
8	X	7174 ± 122	0,08	4,85
9	Z	4839 ± 24	0,11	4,83
10	Y	4985 ± 24	0,10	4,45
11	X	5083 ± 24	0,08	4,33
12	X	7855 ± 24	0,09	4,02
13	X	7125 ± 122	0,11	3,94
14	X	7077 ± 122	0,10	3,94
15	X	7174 ± 73	0,10	3,85
16	Y	7563 ± 24	0,23	3,83
17	X	5131 ± 73	0,08	3,53
18	X	5083 ± 73	0,08	3,53
19	Z	7466 ± 24	0,22	3,53
20	X	7174 ± 24	0,10	3,47
21	X	7125 ± 170	0,06	3,46
22	X	7174 ± 170	0,05	3,46
23	X	7223 ± 170	0,05	3,46
24	XYZ	1240 ± 24	0,10	3,43
25	X	6153 ± 73	0,09	3,41
26	Y	4694 ± 24	0,07	3,35
27	Z	11600 ± 24	0,15	3,25
28	X	7028 ± 122	0,08	3,24
29	Y	7174 ± 24	0,20	3,23
30	Z	7028 ± 24	0,13	3,21

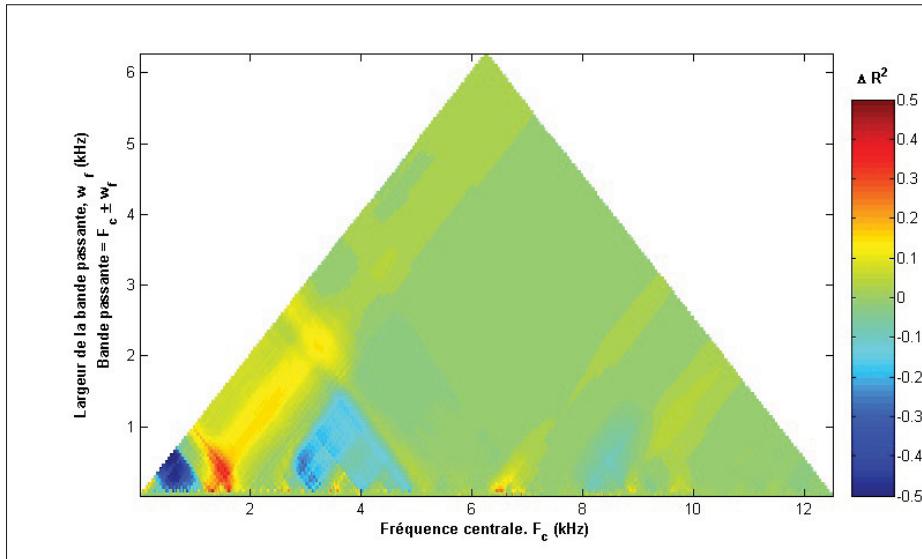


Figure-A VIII-1 Effet de la suppression des ordes moteurs sur la statistique R^2 par passe bande dans l'axe x.

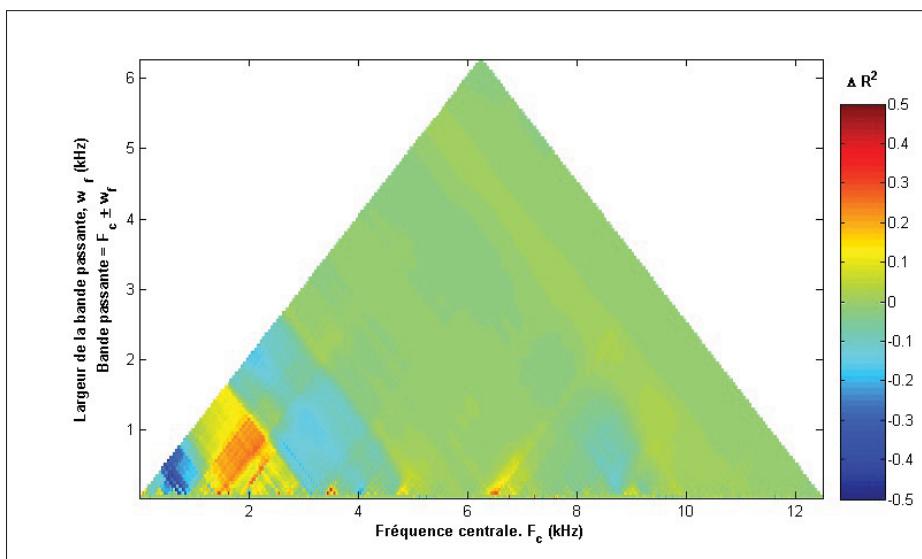


Figure-A VIII-2 Effet de la suppression des ordes moteurs sur la statistique R^2 par passe bande dans l'axe x.

ANNEXE IX

RÉSIDUS DES RÉGRESSIONS DES INDICES DE VIBRATIONS

La Figure IX-1 montre les résidus des régressions des indices de cliquetis par vibrations. Les résultats confirment la supposition de NID.

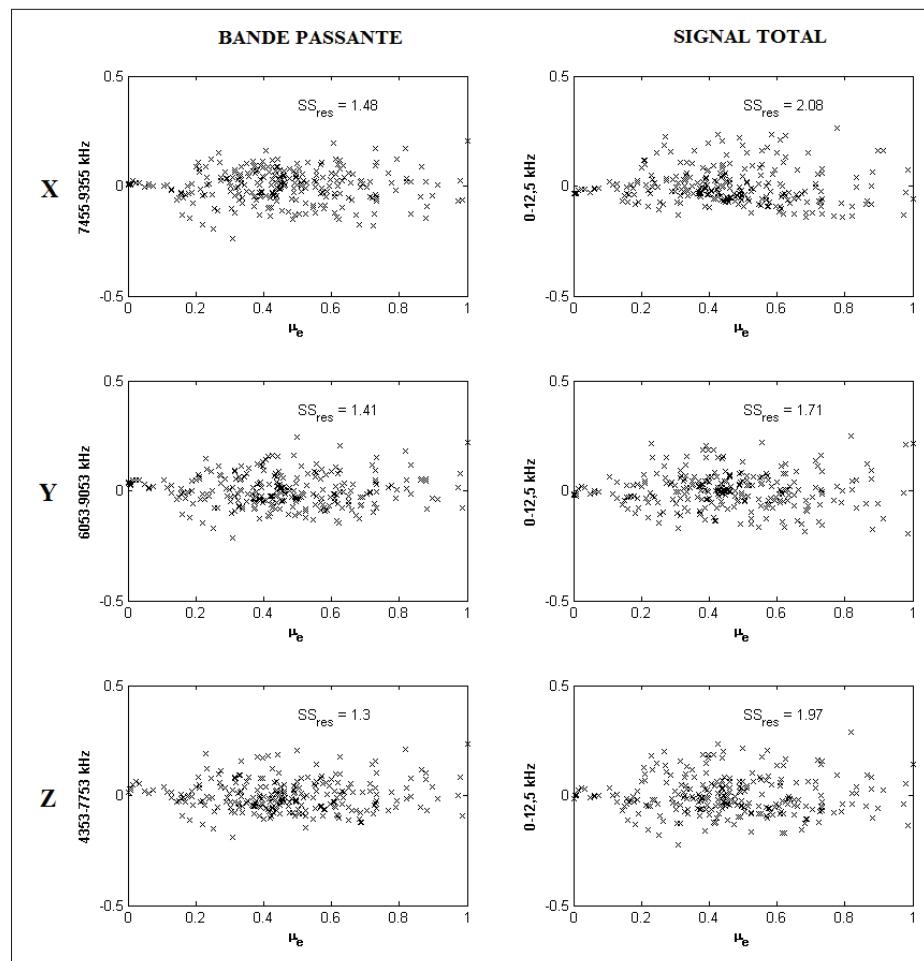


Figure-A IX-1 Résidus des régressions linéaires des indices par vibrations et l'énergie de cliquetis par pression (μ_e).

ANNEXE X

RÉGRESSION ENTRE L'INDICE DE PRESSION ET VMAXENG

Il existe déjà un paramètre de vibrations, la valeur maximale du RMS des trois signaux de vibrations (VMAXENG), qui est mesuré sur le banc d'essais. La régression de la Figure X-1 et les résidus de la Figure X-2 montrent à quel point cette mesure est représentative de l'indice de cliquetis par pression, μ_e .

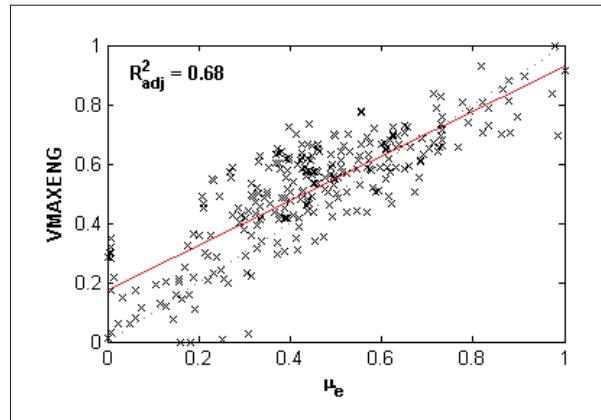


Figure-A X-1 Régression linéaire entre VMAXENG et l'énergie de cliquetis par pression (μ_e).

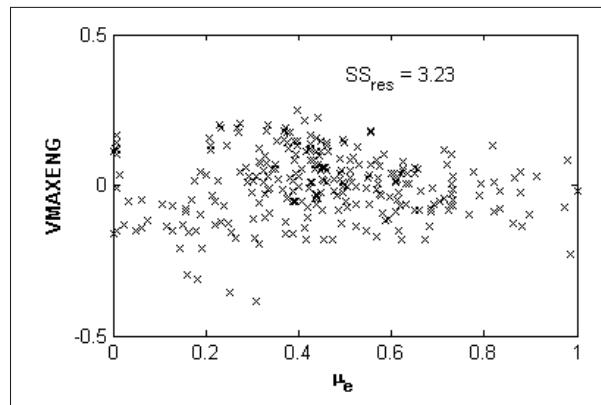


Figure-A X-2 Résidus des régressions entre VMAXENG et l'énergie de cliquetis par pression (μ_e).

BIBLIOGRAPHIE

- Abu-Qudais, Mohamad. 1996. « Exhaust gas temperature for knock detection and control in spark ignition engine ». *Energy conversion and management*, vol. 37, n° 9, p. 1383-1392.
- Auger, François, Patrick Flandrin, Paulo Gonçalvès, et Olivier Lemoine. 1996. « Time-frequency toolbox ». *CNRS France-Rice University*.
- Baumgarten, Carsten, 2006. *Mixture formation in internal combustion engines*. Heat and Mass Transfer. Berlin, Germany : Springer, 294 p.
- Böhme, Johann F et Detlef Konig. 1994. « Statistical processing of car engine signals for combustion diagnosis ». In *IEEE Seventh SP Workshop on Statistical Signal and Array Processing*. p. 369-374. IEEE.
- Borg, JM et AC Alkidas. 2007. « Characterization of Autoignition in a Knocking SI Engine Using Heat Release Analysis ». *SAE Transactions*, vol. 115, n° 3, p. 889.
- Borg, Jonathan M. 2006. « Characterization and measurement of autoignition and knock in a spark ignition engine ». Phd., oakland university, p. 180.
- Borg, Jonathan M, George Saikalis, Shigeru Oho, et Ka C Cheok. 2006. « Knock signal analysis using the discrete wavelet transform ». *Society of Automotive Engineers*.
- Boubal, O et J Oksman. 1998. « Application de la distribution de pseudo Wigner-Ville lissée réallouée à la détection de cliquetis ». *TS. Traitement du signal*, vol. 15, n° 4, p. 337-347.
- Boubal, Olivier. 2000. « Knock detection in automobile engines ». *Instrumentation and Measurement Magazine, IEEE*, vol. 3, n° 3, p. 24-28.
- Brandl, Franz, Jürgen Veit, Randolph Arndt, et Hans-Herwig Priebsch. 2007. « The application of a new software tool for separating engine combustion and mechanical noise excitation ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper*.
- Brecq, Guillaume, Jérôme Bellette, et Mohand Tazerout. 2003. « A new indicator for knock detection in gas SI engines ». *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 42, n° 5, p. 523-532.
- Chengcai, Liu, Gao Qing, Jin Ying-ai, et Yang Wenhong. 2010. « Application of wavelet packet transform in the knock detection of gasoline engines ». In *International Conference on Image Analysis and Signal Processing (IASP)*. p. 686-690. IEEE.
- Dahl, Daniel, Mats Andersson, et Ingemar Denbratt. 2011. « The Origin of Pressure Waves in High Load HCCI Combustion : A High-Speed Video Analysis ». *Combustion Science and Technology*, vol. 183, n° 11, p. 1266-1281.
- Devore, Jay, 2008. *Probability and Statistics for Engineering and the Sciences*. éd. 7th Edition. Belmont, USA : Duxbury Press, 720 p.

- Djurovic, I., M. Urlaub, L. Stankovic, et J. F. Bohme. 2004. « Estimation of multicomponent signals by using time-frequency representations with application to knock signal analysis ». In *Signal Processing Conference, 2004 12th European*. p. 1785-1788.
- Draper, Charles S. 2012. « Pressure waves accompanying detonation in the internal combustion engine ». *Journal of the Aeronautical Sciences (Institute of the Aeronautical Sciences)*, vol. 5, n° 6, p. p. 219-226.
- Ettefagh, M. M., M. H. Sadeghi, V. Pirouzpanah, et H. Arjmandi Tash. 2008. « Knock detection in spark ignition engines by vibration analysis of cylinder block : A parametric modeling approach ». *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 22, n° 6, p. 1495-1514.
- Fitton, JC et RJ Nates. 1992. « Investigation into the relationship between knock intensity and piston seizure ». *Journal of (SA) IMechE*, vol. 8, n° 2, p. p. 2-7.
- Flandrin, P, F Auger, et E Chassande-Mottin. 2003. « Time-frequency reassignment : from principles to algorithms ». *Applications in Time-Frequency Signal Processing*, vol. 5, p. 179-203.
- Galloni, Enzo. 2012. « Dynamic knock detection and quantification in a spark ignition engine by means of a pressure based method ». *Energy Conversion and Management*, vol. 64, n° 0, p. 256-262.
- Heywood, John B, 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, USA : McGraw-Hill, 930 p.
- Hirano, Izuhiko, Masahiko Kondo, Youichi Uraki, et Yasuyuki Asahara. 1999. « Using multiple regression analysis to estimate the contributions of engine-radiated noise components ». *JSAE Review*, vol. 20, n° 3, p. 363-368.
- Hou, Junxing, Xinqi Qiao, Zhen Wang, Wei Liu, et Zhen Huang. 2010. « Characterization of knocking combustion in HCCI DME engine using wavelet packet transform ». *Applied Energy*, vol. 87, n° 4, p. 1239-1246.
- Hountalas, DT et A Anestis. 1998. « Effect of pressure transducer position on measured cylinder pressure diagram of high speed diesel engines ». *Energy conversion and management*, vol. 39, n° 7, p. 589-607.
- Hsu, Bertand D., 2002. *Practical Diesel-engine Combustion Analysis*. Warrendale PA : Society of Automotive Engineers, 147 p.
- Hudson, C., X. Gao, et R. Stone. 2001. « Knock measurement for fuel evaluation in spark ignition engines ». *Fuel*, vol. 80, n° 3, p. 395-407.
- Jones, James C Peyton, Jill M Spelina, et Jesse Frey. 2013. « Likelihood-based control of engine knock ». *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 21, n° 6, p. 2169-2180.

- Karman, Deniz, Greg Rideout, Wendy Bailey, Andrew Green, et Peter Eggleton. 2014. *Transportation Emissions : Sources and Regulation*, book section 10, p. 203-235. Springer Netherlands. ISBN 978-94-007-7556-5. doi : 10.1007/978-94-007-7557-2_10. <http://dx.doi.org/10.1007/978-94-007-7557-2_10>.
- Kawahara, Nobuyuki et Eiji Tomita. 2009. « Visualization of auto-ignition and pressure wave during knocking in a hydrogen spark-ignition engine ». *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 34, n° 7, p. 3156-3163.
- Ker, Stephan, Frédéric Bonnardot, et Laurent Duval. 2007. « Algorithm comparison for real time knock detection ». In *IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing. ICASSP 2007*. (Honolulu, HI 2007), p. II-397-II-400. IEEE.
- Konig, Detlef et Johann F Böhme. 1994. « Application of cyclostationary and time-frequency signal analysis to car engine diagnosis ». In *IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 1994. ICASSP-94*. p. IV/149-IV/152 vol. 4. IEEE.
- Lachmann, Stefan, Clemens Gühmann, et Dieter Filbert. 2004. « Technique to Mitigate the Disturbing Noise in Knock Signals ». In *SURVEILLANCE 5 CETIM*. (Senlis, France 2004).
- Li, Ning et Rui Zhou. 2013. « Engine Knock Detection Based on Time-Frequency Images and Support Vector Machine ». *Advanced Materials Research*, vol. 694, p. 1387-1390.
- Matz, Gerald et Franz Hlawatsch. 1998. « Time-frequency methods for signal detection with application to the detection of knock in car engines ». In *9th IEEE SP Workshop on Statistical Signal and Array Processing Proceedings*. (Portland, Oregon, USA 1998), p. 196-199. IEEE.
- Moffat, Robert J. 1988. « Describing the uncertainties in experimental results ». *Experimental thermal and fluid science*, vol. 1, n° 1, p. 3-17.
- Mohammadpour, Javad, Matthew Franchek, et Karolos Grigoriadis. 2011. « A survey on diagnostics methods for automotive engines ». In *American Control Conference (ACC), 2011*. (San Francisco, CA 2011), p. 985-990. IEEE.
- Oakley, Aaron John. 2001. « Experimental investigations on controlled auto-ignition combustion in a four-stroke gasoline engine ». Brunel university school of engineering and design., p. 205.
- Pan, J, CGW Sheppard, A Tindall, M Berzins, SV Pennington, et JM Ware. 1998. « End gas inhomogeneity, autoignition and knock ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper*.
- Pan, Jiaying, Gequn Shu, et Haiqiao Wei. 2014. « Research on in-cylinder pressure oscillation characteristic during knocking combustion in spark-ignition engine ». *Fuel*, vol. 120, n° 0, p. 150-157.

- Puzinauskas, Paulius V. 1992. « Examination of methods used to characterize engine knock ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper.*
- Revier, Bridget Mary. 2006. « Phenomena that determine knock onset in spark-ignited engines ». Masc. massachusetts institute of technology., p. 78.
- Samimy, Bahman et Giorgio Rizzoni. 1996. « Engine knock analysis and detection using time-frequency analysis ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper.*
- Shi, Lei, Kangyao Deng, Yi Cui, Shuan Qu, et Wei Hu. 2013. « Study on knocking combustion in a diesel HCCI engine with fuel injection in negative valve overlap ». *Fuel*, vol. 106, p. 478-483.
- Stanković, Ljubiša et Johann F Böhme. 1999. « Time–frequency analysis of multiple resonances in combustion engine signals ». *Signal Processing*, vol. 79, n° 1, p. 15-28.
- Urlaub, M. et Johann F. Böhme. 2005. « Evaluation of knock begin in spark ignition engines by least squares ». In *Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2005. Proceedings. (ICASSP '05). IEEE International Conference on.* (Philadelphia, USA 2005), p. v/681-v/684 Vol. 5. IEEE.
- Valtadoros, Tassos H, Victor W Wong, et John B Heywood. 1991. « Engine knock characteristics at the audible level ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper.*
- Vulli, S, JF Dunne, R Potenza, D Richardson, et P King. 2009. « Time-frequency analysis of single-point engine-block vibration measurements for multiple excitation-event identification ». *Journal of Sound and Vibration*, vol. 321, n° 3, p. 1129-1143.
- Welch, Peter D. 1967. « The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra : a method based on time averaging over short, modified periodograms ». *IEEE Transactions on audio and electroacoustics*, vol. 15, n° 2, p. 70-73.
- Xiaofeng, Gao, Richard Stone, Chris Hudson, et Ian Bradbury. 1993. « The detection and quantification of knock in spark ignition engines ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper.*
- Zhen, Xudong, Yang Wang, Shuaiqing Xu, Yongsheng Zhu, Chengjun Tao, Tao Xu, et Mingzhi Song. 2012. « The engine knock analysis – An overview ». *Applied Energy*, vol. 92, n° 0, p. 628-636.
- Zhu, Guoming G, Ibrahim Haskara, et Jim Winkelman. 2005. « Stochastic limit control and its application to knock limit control using ionization feedback ». *Society of Automotive Engineers. SAE Technical Paper.*