



HAL
open science

Contribution à la surveillance et au diagnostic de défauts dans les systèmes de transmission par courroie

Donald Romarick Rotimbo Mbourou

► **To cite this version:**

Donald Romarick Rotimbo Mbourou. Contribution à la surveillance et au diagnostic de défauts dans les systèmes de transmission par courroie. Mécanique [physics]. Université de Lyon; Université des Sciences et Techniques de Masuku (Gabon), 2016. Français. NNT : 2016LYSES052 . tel-02020540

HAL Id: tel-02020540

<https://theses.hal.science/tel-02020540>

Submitted on 19 Oct 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



UNIVERSITÉ JEAN MONNET DE SAINT-ÉTIENNE
EN COTUTELLE
AVEC L'UNIVERSITÉ DES SCIENCES ET TECHNIQUES DE MASUKU

THÈSE DE DOCTORAT

ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES, INGÉNIERIE, SANTÉ

Spécialité : Image, Vision, Signal

Préparée au

Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels à Roanne

Présentée par

Donald Romarick ROTIMBO MBOUROU

le 31 octobre 2016

**Apports des techniques d'analyse vibratoire
à la compréhension et au diagnostic des phénomènes variables
dans les systèmes de transmissions par courroies :
exploitation des signaux de jauges de contraintes
et de la vitesse angulaire instantanée**

Membres du Jury

Président	Mohamed EL BADAOUÏ	Professeur, Université Jean MONNET de Saint-Étienne, FRANCE
Rapporteurs	Jean Paul DRON Koosai RAOOF	Professeur, Université de Reims, FRANCE Professeur, Université du Maine, FRANCE
Examinatrice	Honorine ANGUE MINTSA ÉNI	Maître assistant, Université des Sciences et Techniques de Masuku, GABON
Directeur de thèse	François GUILLET	Professeur, Université Jean MONNET de Saint-Étienne, FRANCE
Co-directeur de thèse	Marius BÉKA	Maître assistant, Université des Sciences et Techniques de Masuku, GABON

*Paul, mon sage et patient père
et Christiane, ma drôle et déterminée mère.*

*Le bonheur est une vie qui a du sens, qui vaut la peine d'être vécue.
Donc c'est une vie où nous sommes en cohérence avec nos valeurs.
Ce qui est important pour nous. Et là, ce serait de dire
que ça ne doit pas être nos pensées et nos sentiments
qui doivent diriger notre vie, mais nos valeurs
qui devraient diriger notre vie.*

*Autrement que d'être toujours obsédé par notre plaisir
ou une vie continûment positive, nous devrions
plus être tournés vers l'intérieur,
ce qui est fondamental pour nous,
et pouvoir incarner nos valeurs en actes.*

Ilios KOTSOU, Éloge de la lucidité.

Remerciements

Je suis très reconnaissant envers le Professeur François GUILLET, mon directeur de thèse et directeur adjoint du Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels (LASPI), qui m'a permis d'effectuer mes travaux de thèse. Tout au long de ces dures années, il m'a patiemment soutenu sur le plan scientifique grâce à son expérience et ses idées ingénieuses. Il m'a sans cesse aidé à trouver des solutions financières en vue de continuer les travaux de recherche. Je n'oublierai jamais sa confiance toujours renouvelée, malgré les nombreux obstacles et mes limites personnelles.

Tous mes remerciements vont en direction de mon co-directeur de thèse, Marius BÉKA, Maître assistant à l'École Polytechnique de Masuku (EPM) au GABON. Il a accepté spontanément de suivre mes travaux de recherche à distance et même si je n'ai pas su l'impliquer autant que je l'aurai souhaité, il est resté vigilant et m'a guidé consciencieusement. Sans sa présence, bien des choses n'auraient pas été réalisables.

Que toute ma gratitude aille également au Professeur Mohamed El BADAOU, Directeur du LASPI, parce qu'il a été présent aux moments cruciaux. Il m'a offert de nombreuses opportunités de vulgariser et diffuser mon travail de recherche. D'autre part, pendant la thèse, en particulier en phase de rédaction, il m'aura mis dans les meilleures conditions me permettant de ficeler ce travail.

Gaston N'TCHAYI MBOUROU, Directeur de l'École Polytechnique de Masuku (rattaché à l'Université des Sciences et Techniques de Masuku - USTM) et Maître assistant, a énormément valorisé ce travail. D'une part, il a été l'un des tous premiers à croire en mes capacités et s'est réellement impliqué dans sa réalisation. Dans le but de développer une collaboration à long terme entre le LASPI, l'EPM et notre partenaire industriel la COmpagnie MInière de l'OGOoué - COMILOG (succursale gabonaise du groupe français ERAMET), il a grandement contribué sur un plan financier. A travers de récurrentes missions de collaboration, j'ai pu débiter mes premiers enseignements en tant que vacataire au Gabon, au sein de son établissement.

Je ne pourrai jamais oublier Macaire LÉYAMA, Responsable du Département Maintenance Usine, du Bureau des Mines à COMILOG au GABON. Il m'a permis d'accéder à toutes les installations de l'entreprise, aussi bien au CIM qu'aux Mines. J'ai ainsi pu recueillir une importante base de données de signaux vibratoires acquis sur les différentes machines cruciales (cribles, concasseurs, laverie, ventilateurs, ...) de COMILOG et en extraire les signatures d'état qui ont aidé à une meilleure compréhension de ma problématique de thèse. Malgré un planning très chargé, à chacune de mes missions au sein de l'entreprise, il m'a toujours accueilli en se rendant disponible.

Je remercie sincèrement Jérôme ANTONI, Professeur au Laboratoire Vibrations Acoustique (LVA) de Lyon, pour les conseils avisés, les explications détaillées et tout le temps accordé.

Je remercie également Lionel MANIN, Maître de conférences au Laboratoire de Mécanique des COntacts et des Structures (LAMCOS) de Lyon, parce qu'il m'a ouvert les portes de son laboratoire, en m'autorisant à exploiter leur matériel. Merci pour toutes ses orientations et explications désintéressées.

Lucien PÉRISSE, technicien au LASPI, a travaillé avec moi pour la création et le développement du banc d'essai conçu pour les différentes simulations. Il a été la pierre angulaire de tout ce travail. Grâce à son esprit d'ouverture et sa bonne humeur, nous avons toujours su nous relever dans le creux de la vague. C'est à lui principalement que dépend l'ensemble de ce travail. J'aurai pour lui une reconnaissance éternelle.

J'exprime ma gratitude à l'égard de Nabih NEJJAR, Directeur de l'Institut Universitaire Technologique (IUT) de Roanne et Maître de conférences. Au début de la thèse, il m'a accueilli de la meilleure des manières. Lucien PÉRISSE et moi-même avons régulièrement utilisé le matériel de l'IUT, sans restriction, en vue de faire évoluer le banc d'essai. J'ai pu assurer les missions d'Attaché Temporaire d'Enseignement et Recherche aussi de son établissement.

Salah KENNOUF, Directeur du Centre Universitaire Roannais (CUR), a tout mon respect et toute mon estime. Il m'a offert un cadre de travail paisible, mais fût le premier à m'accorder sa confiance, me permettant de dispenser des Cours, Travaux Dirigés et Pratiques dans sa structure. Merci infiniment.

Que tous mes collègues du LASPI, de l'IUT, du CUR, de l'EPM et de l'USTM ainsi que ma famille et mes amis proches soient remerciés du fond du cœur. Vous m'avez accompagné de près ou de loin, en me donnant le courage de ne jamais baisser les bras, à travers votre considération, votre comportement attentionné et votre joie de vivre. Merci pour tous ces moments agréables passés ensemble et votre présence indéfectible.

Je remercie l'Agence Universitaire de la Francophonie (AUF) car elle a financé mes travaux de thèse de 2011 à 2012 et j'ai été épaulé tout au long de ces 2 années par la gestionnaire de projet basé au Gabon, Madame Jeanne OGANDAGA. Qu'elle reçoive toute ma gratitude pour sa sollicitude.

Enfin, mes remerciements ne seraient pas complets si je ne mettais pas à l'honneur deux personnes qui m'ont relevé à une période extrêmement difficile de ma vie : Clency PERRINE et Anne-Marie POUSSARD, Maîtres de conférences au laboratoire Signal Image Communications de Poitiers (rattaché à XLIM de Limoges). Je n'oublierai jamais votre humanité et garderai de vous l'exemple type de ce que doit être un véritable enseignant-chercheur.

Résumé

Dans cette thèse, nous nous proposons d'investiguer les signaux expérimentaux provenant des transmissions par courroie, afin d'envisager par exemple le diagnostic de la tension.

N'étant pas issu du domaine de la Mécanique, nous présentons donc une bibliographie exhaustive et thématique sur la théorie et l'expérimentation dans les systèmes transmissions par courroie. Le résumé de ce travail a permis de choisir une approche de modélisation mécanique correspondant au mieux aux conditions réelles de fonctionnement de notre système. Elle inclut les variations temporelles dans la vitesse de rotation du moteur qui entraîne la transmission entière et des changements dans la tension de la courroie. Malheureusement, nous n'avons pas réussi à implémenter numériquement les équations de simulation. Néanmoins, les conclusions que nous en tirons nous aident par la suite à mieux comprendre et interpréter les résultats expérimentaux obtenus, après application de l'ensemble des procédures de Traitement du signal.

Notre panoplie d'outils de traitements numériques est tirée d'une longue analyse comparative des différents algorithmes de Traitement du Signal existants, dédiés à la surveillance, au diagnostic et au pronostic des défaillances observées sur les roulements et les engrenages. Nous les avons réadaptés pour convenir à l'étude des paramètres variables (tension, charge et/ou vitesse) qui peuvent apparaître dans les transmissions par courroie. Le principal intérêt de notre travail est le développement d'une procédure automatisée et efficace, permettant un suivi fiable des défaillances, dans les domaines d'analyses : modale, traditionnelle (temporelle, fréquentielle, cepstrale), synchrone, temps-fréquence et surtout « cyclostationnaire ». Dans ce dernier domaine, avec des méthodes d'extraction de sources à partir d'un signal préalablement re-échantillonné, nous étudions spécifiquement les composantes périodique et aléatoire. Chaque type de défaut (variations au niveau de la tension, la charge et/ou la vitesse) a une signature que nous cherchons à distinguer avec des indicateurs de condition (temporels, fréquentsiels et cepstraux). Nous essayons de comparer les résultats expérimentaux à la théorie sur les transmissions par courroie.

Grâce aux méthodes et algorithmes développés dans ce travail de thèse, nous apportons une contribution permettant de traiter un certain nombre de problèmes inhérents aux transmissions par courroies, à partir de leurs signaux expérimentaux acquis sur des accéléromètres, des jauges de contraintes et des codeurs optiques.

Mots clés : Surveillance, diagnostic et pronostic vibratoire, défaillances des transmissions par courroie, modélisation mécanique et simulation, analyse modale, analyse traditionnelle, analyse synchrone, analyse temps-fréquence, analyse cyclostationnaire.

Abstract

In this PHD, we investigate experimental signals recorded from belt drives with a diagnosis aim of belt tension..

Our research works present an exhaustive and thematic bibliography on theory and experimentation in belt drive to complete our insufficient knowledges in mechanical domain. We choosed a theoretical approach nearest real conditions of our belt drives bench. We included time fluctuaction in drive shaft speed and blet changes. Unfortunately, we could not resolve motion equations because existence of numerical limits. All conclusions will be used to understand and interprate experimetal results after our signal processing numerical procedures.

Our tools panel od numerical process comes from a comparative analysis extracted in several scientifics documents and differents algorithms. They dedicate to surveillance, diagnosis and pronostic oriented toward bear and gear defaults. A adaptation in our belt case is necessary with variables parameters (tension, load and/or speed) affecting our case. In our automatic approach, we study several faults in analysis domains : modal, traditionnal (time, frequency, cepstrum), synchronous, time-frequency and « cyclostationary » . In this last domain, we extract both comopnent (discret and random), after an previous resmapling operation applying to raw collected signal. Each falut type ha a specific signature to discriminate with pertinent condition indications (time, fréquency and cepstrum domains). All results are discussed at the end of this PHD document.

Our developped methods and algorithms are a contribution to process belt drives problems, from exprerimental signals recording with acceleromertes, constraint gauges and optical coders.

Keywords : Surveillance, vibration diagnosis and pronostic, belt drives defaults, mechanical model and simulation, modal analysis, traditionnal analysis, synchronous analysis, time-frequency analysis, cyclostationary analysis.

Table des matières

Résumé	5
Abstract	6
1	17
Introduction générale	17
1.1 Problématique générale	17
1.2 Maintenance : de la surveillance au diagnostic des machines tournantes	17
1.2.1 Types de maintenance et indicateurs adaptés	17
1.2.2 Paramètres de mesures et techniques conventionnelles de diagnostic	19
1.3 Contexte industriel de notre étude et perspectives de diagnostic	20
1.3.1 Collaboration	20
1.3.2 Idée principale	20
1.4 Contribution de la thèse à la maintenance des transmissions par courroies	21
1.4.1 Apport expérimental par l'instrumentation et la conception de banc d'essai	21
1.4.2 Résultat principal : estimation de l'état réel d'une transmission par courroie	21
1.5 Plan de la thèse	22
1.6 Contribution scientifique	23
2	24
Intérêts, défaillances, surveillance et diagnostic « statiques » des transmissions par courroies	24
2.1 Genèse de la puissance de transmission des courroies	24
2.2 Champs d'applications, intérêts et limites	25
2.2.1 Domaines d'usage	25
2.2.2 Forces et faiblesses	25
2.3 Éléments présents dans un système de transmission	27
2.4 Conceptions des éléments de transmission	29
2.4.1 Courroie dentée	29
2.4.2 Courroie plate	29
2.4.3 Courroie trapézoïdale	29
2.4.4 Courroie striée	31
2.4.5 Poulies adaptées	31
2.5 Défauts structurels touchant les éléments de transmission	31
2.5.1 Défauts sur les constituants de la courroie	32
2.5.2 Défauts de structure et d'alignement de la poulie	32
2.6 Surveillance et diagnostic « statiques » des transmissions par courroie	34
2.6.1 Inspection visuelle et contrôle tactile	34
2.6.2 Estimation de la tension de pose	35

Modélisation et simulation des transmissions par courroies pour la surveillance et le diagnostic « dynamiques »	37
3.1 Introduction sur les approches de modélisation des transmissions par courroies	37
3.2 Mécanisme de frottement expliquant les variations de tension	37
3.3 Mécanisme d'excitations causant les vibrations	40
3.4 Rigidité de flexion de la courroie engendrant les variations de tension et les vibrations	45
3.5 Méthodes expérimentales de surveillance et diagnostic « dynamiques »	49
3.6 Présentation du modèle mathématique correspondant à l'étude expérimentale	56
3.6.1 Introduction	56
3.6.2 Modèle approprié	56

Techniques d'analyse vibratoire et proposition d'une méthodologie adaptée à l'étude des transmissions par courroies	63
4.1 Introduction	63
4.2 État de l'art des techniques d'extraction des composantes des signaux vibratoires	64
4.3 Extraction des statistiques synchrones déterministes et aléatoires (CS1, CS2)	69
4.3.1 Moyenne, Variance et Kurtosis Synchrones Temporelles (<i>TSA, TSV, TSK</i>)	69
4.3.2 Moyenne Synchrone Fréquentielle (<i>FSA</i>)	72
4.4 Extraction des composantes aléatoires (CS2)	74
4.4.1 Blanchiment Cepstral (<i>CPW</i>)	74
4.4.2 Soustraction Itérative de la Composante Continue (<i>DCOLS</i>)	80
4.5 Différents domaines d'analyses pour l'exploitation des signaux vibratoires séparés	86
4.5.1 Analyse Modale Opérationnelle pour l'extraction des fréquences de résonances et l'excitation impulsionnelle (OMA)	86
4.5.2 Approches traditionnelles (TRAD)	90
4.5.2.1 Introduction	90
4.5.3 Approche temps-fréquence (TIFR)	93
4.5.3.1 Introduction	93
4.5.3.2 Transformée en Ondelettes Continue (<i>TOC</i>)	93
4.5.3.3 Transformée de Fourier à Court-Terme (<i>TFCT</i>)	95
4.5.4 Approche cyclostationnaire (CS)	97
4.5.4.1 Introduction	97
4.5.4.2 Processus aléatoire	97
4.5.4.3 Cyclostationnarité à l'ordre 1 (CS1)	98
4.5.4.4 Cyclostationnarité à l'ordre 2 (CS2)	98
4.5.5 Techniques complémentaires à l'extraction des composantes des signaux vibratoires	99
4.5.5.1 Des échantillonnages temporel et angulaire au re-échantillonnage angulaire <i>a posteriori</i> (<i>ANGRESAMP</i>)	99
4.5.5.2 Méthode de démodulation (<i>RCC</i>)	104
4.5.6 Indicateurs de condition (<i>CI</i>)	110
4.6 Méthodologie proposée pour le diagnostic des transmissions par courroies	114

Application de l'outil de diagnostic aux signaux de transmissions par courroie striée en conditions expérimentales	115
5.1 Campagnes de mesures	115
5.2 Analyse modale pour l'estimation des fréquences naturelles de la courroie striée (OMA)	118

5.2.1	Fréquences naturelles de la courroie striée obtenues à partir des mesures de capteurs . . .	118
5.3	Analyse modale pour l'estimation des fréquences naturelles du système (OMA)	120
5.4	Étude des signaux bruts (TRAD)	125
5.5	Exploitation des coefficients des cartes temps-fréquence (TIFR)	128
5.6	Exploitation des composantes aléatoires (CS2)	131
5.7	Bilan général	134
Conclusion générale		136
Annexe		139
5.8	Détermination de l'inertie des brins de courroie	139
5.9	Informations sur le matériel expérimental	139
5.10	Informations sur la cinématique	142
5.11	Informations sur les fréquences naturelles	153
5.12	Figures annexes de la section « Analyse modale pour l'estimation des fréquences naturelles du système (OMA) »	153
5.13	Figures annexes de la section « Étude des signaux bruts (TRAD) »	155
5.14	Figures annexes de la section « Exploitation des coefficients des cartes temps-fréquence (TIFR) »	159
5.15	Figures annexes de la section « Exploitation des composantes aléatoires (CS2) »	162
Bibliographie		165

Table des figures

1.1	A : définition de la signature traduisant un état sain, B : seuil de détection d'un changement anormal, C : seuil impliquant la localisation de l'élément défectueux et la programmation d'une intervention, D : seuil limite à partir duquel un arrêt total de la machine tournante est de rigueur, avant une panne très probable. Chaque dépassement de seuil peut nécessiter d'augmenter les périodes de visites de la machine, afin de s'enquérir de son état réel.	18
1.2	Principales techniques de surveillance et de diagnostic dans le domaine des transmissions par courroie [source internet].	20
2.1	Secteurs d'usage des transmissions par courroies (1 ^{re} et 2 ^e lignes) et causes générales de défaillance (3 ^e ligne) : carrières d'extraction (a), nouvelles technologies d'impression (b), industries automobile (c) et produits grands publics (d) [1 ^{re} et 2 ^e lignes source internet, 3 ^e ligne [Gat10]].	26
2.2	Systèmes de transmission par courroie impliquant 2 poulies, en service (a), en hors-service (b) et définition des paramètres associés (c) [MM09].	28
2.3	Courroies (1 ^{re} ligne), poulies associées (2 ^e ligne) et contact poulie/courroie (3 ^e ligne) : courroie trapézoïdale (a), courroie striée (b), courroie plate (c), courroie dentée (d), poulie à gorge (e), poulie striée (f), poulie plate (g) et poulie dentée (h) [1 ^{re} et 2 ^e lignes source interne].	30
2.4	Exemple de constitution (a) et désignation (b) de la courroie : cas particulier de la courroie trapézoïdale.	32
2.5	Défauts structurelles sur la courroie (1 ^{re} ligne) et la poulie (2 ^e et 3 ^e lignes) : rupture des cordes (a), dos usé (b), arrachement des dents (c) [Gat10], flancs de gorge usés (d), poulie oscillante (e), poulie endommagée (f) et défauts d'alignement des poulies [Eme10].	33
2.6	Contrôle tactile (a) [Gat10], estimation de la tension de pose par la déviation transversale de la courroie (b) et appareil de mesures de la tension par excitation transversale de la courroie (c) [Eme10].	35
3.1	Régions de la courroie siège de différentes pertes de puissances (a-c) et arc de contact poulie/courroie divisé en arcs d'adhésion et de glissement (b-d).	39
3.2	Système de transmission FEAD à six poulies (a) et cartes de distribution des pertes de puissance.	41
3.3	Modélisation d'un système de transmission à trois poulies (a) et définition des paramètres associés (b), selon les travaux de Beikman, Perkins et Ulsoy [BPU96b].	42
3.4	Modélisation d'un système de transmission à trois poulies (a) et définition des paramètres associés (b), selon les travaux de Kong et Parker [KP03, Kon03].	44
3.5	Modélisation d'un système de transmission par courroie à deux poulies avec inclusion de la rigidité de flexion de la courroie (a) et définition des paramètres associés (b), d'après les travaux de de Kong et Parker [Kon03, KP05].	46
3.6	Représentation schématique d'un système dynamique de transmission par courroie à deux poulies couplé à un embrayage unidirectionnel (a) et définition des paramètres associés (b), d'après les travaux de de J. Ding et Hu [DH14].	47

3.7	Structure du banc d'essai de transmission par courroie (a), méthodes de mesure du mouvement de la courroie accessoire en utilisant une caméra à haute-vitesse et un capteur laser (b), méthodes de mesure de la fluctuation au niveau de la courroie accessoire (c) et modes vibratoires de la courroie (d) [FYM+02].	51
3.8	Bancs d'essai de mesure d'identification de l'amortissement dans la direction transversale (a), de la rigidité et de l'amortissement(b) et détermination de la tension à partir de la transformée de Fourier des signaux temporels du laser résultant de l'excitation du brin de courroie (c) [CMB09].	53
3.9	Banc d'essai expérimental de Neudorf [Neu13] (a), schéma du prototype (b), codeurs aluminium (c à gauche) et autocollant (c à droite) pour la mesure de la vitesse de rotation, capteur de déplacement (d). Banc d'essai expérimental de Balta [BSC15] et instruments de mesure (e).	55
3.10	Représentation schématique d'un système dynamique de transmission par courroie à deux poulies couplé à un embrayage unidirectionnel (a) et définition des paramètres associés (b), d'après les travaux de de H. Ding et Zu [DZ13a].	57
4.1	Extraction de la Moyenne Synchrone Temporelle (TSA) calculée sur 5 cycles ($N=5$) de période P , d'un signal d'une transmission par courroie mesurée avec une jauge de contraintes.	65
4.2	Banc d'essai expérimental de transmission par courroie et schéma détaillé.	68
4.3	Informations diverses sur la cinématique.	70
4.4	Exemple d'extraction de la TSA^{1024} , TSV^{1024} et TSK^{1024}	71
4.5	Gabarit de la traditionnelle FSA pour des moyennages sur 5 (a) et 10 (b) périodes [Orf96].	72
4.6	Comparaison de la TSA , $FSA^{1,400}$ et $FSA^{1,800}$	73
4.7	Exemple de cepstre [BARS13].	75
4.8	Diagramme schématique de la méthode cepstrale de suppression des familles d'harmoniques spécifiques et/ou des bandes latérales (a) et gabarit du filtre en peigne $ \mathcal{H}(\omega) $ (b).	76
4.9	Informations diverses sur la cinématique.	77
4.10	Étude des effets de la vitesse sur les composantes aléatoires, à partir des résultats expérimentaux de la \mathcal{SES}_{CPW}	78
4.11	Étude des effets de la vitesse sur les composantes aléatoires, à partir des résultats expérimentaux de la \mathcal{SES}_{CPW}	79
4.12	Principe de calcul des techniques $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{disc num \cap env}$ (CS1) et $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand num \cap env}$ (CS2), en régime stationnaire, la différence étant faite à l'étape ④.	80
4.13	Informations diverses sur la cinématique.	83
4.14	Analyse de l'influence de la charge à travers l'application pratique de la $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand num \cap env}$	84
4.15	Analyse de l'influence de la charge à travers l'application pratique de la $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand num \cap env}$	85
4.16	Diagrammes de Campbell dans les domaines temporel et angulaire.	87
4.17	Diagrammes de Campbell dans les domaines temporel et angulaire pour le signal accélérométrique.	88
4.18	Diagrammes de Campbell dans les domaines temporel et angulaire pour le signal de jauge de contraintes.	89
4.19	Signaux temporels : accéléromètre en 1 ^{re} colonne et jauge de contraintes en 2 ^e colonne.	91
4.20	Signaux spectraux : accéléromètre en 1 ^{re} colonne et jauge de contraintes en 2 ^e colonne.	92
4.21	Principe de calcul de la TOC	94
4.22	TOC (a) et $TFCT$ (b) d'un signal de transmission par courroie à 3 poulies (présence d'un tendeur), acquis pendant 30s.	95
4.23	Principe de calcul de la $TFCT$ [Exemple tiré de la théorie temps-fréquence sur Matlab].	96
4.24	Caractérisation d'un processus cyclostationnaire.	97
4.25	Informations diverses sur la cinématique.	99
4.26	Étude des cohérences spectrales ($ SPECCOHE _{negme \cap jb}$).	100
4.27	Étude des cohérences spectrales ($ SPECCOHE _{negme \cap jb}$).	101
4.28	Echantillonnages à pas angulaire constant (a) [Bon04] et à pas temporel constant (b) [Deb10].	102
4.29	Apports du re-échantillonnage angulaire ($ANGRESAMP$) pour la limitation des fluctuations de vitesse.	104

4.30 Apports du re-échantillonnage angulaire (<i>ANGRESAMP</i>) pour la limitation des fluctuations de vitesse.	105
4.31 Apports du re-échantillonnage angulaire (<i>ANGRESAMP</i>) pour la limitation des fluctuations de vitesse.	106
4.32 Apports du re-échantillonnage angulaire (<i>ANGRESAMP</i>) pour la limitation des fluctuations de vitesse.	107
4.33 Scan des différentes bandes fréquentielles d'un signal vibratoire de courroie, par la méthode du <i>PROTRUGRAM</i>	110
4.34 Extraction du signal filtré le plus impulsionnel par la méthode $RCC_{negmer \cap negmer}$	111
4.35 Extraction du signal filtré le plus impulsionnel par la méthode $RCC_{negmer \cap negmer}$	112
4.36 Démarche de diagnostic.	114
5.1 Évolution dans la conception du banc d'essai de transmission par courroie de (a) à (d), banc d'essai final avec courroie striée (e), positionnement des accéléromètres triaxiaux et jauges de contraintes piézoélectriques sur la poulie accessoire (f), le bâti (g), le support du microphone (h) et la poulie vilebrequin (i).	116
5.2 Schéma caractéristique du banc d'essai expérimental et chaîne d'acquisition des signaux.	117
5.3 Extraction des réponses impulsionnelles, après excitation de la courroie striée.	119
5.4 Vues 2D des diagrammes de Campbell (partie 1/2).	121
5.5 Vues 2D des diagrammes de Campbell (partie 2/2).	122
5.6 Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 1/2).	123
5.7 Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 2/2).	124
5.8 Signaux temporels.	127
5.9 Spectres des signaux temporels et de leur enveloppe respective.	127
5.10 Signaux temporels.	128
5.11 Spectres des signaux temporels et de leur enveloppe respective.	128
5.12 Somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.	129
5.13 Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.	130
5.14 Somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.	130
5.15 Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.	131
5.16 Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.	132
5.17 Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.	133
5.18 Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.	133
5.19 Spectre d'enveloppe des signaux pré-traités.	134
5.20 Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 1/2).	154
5.21 Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 2/2).	155
5.22 Signaux temporels.	156
5.23 Signaux temporels.	156
5.24 Signaux temporels.	157
5.25 Signaux temporels.	157
5.26 Signaux temporels.	158
5.27 Signaux temporels.	158
5.28 Somme des coefficients le long des fréquences.	159
5.29 Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences.	159
5.30 Somme des coefficients le long des fréquences.	160
5.31 Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences.	160
5.32 Somme des coefficients le long des fréquences.	161

5.33 Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences.	161
5.34 Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.	162
5.35 Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.	162
5.36 \mathcal{SES} des signaux pré-traités.	163
5.37 \mathcal{SES} des signaux pré-traités.	163
5.38 \mathcal{SES} des signaux pré-traités.	164
5.39 \mathcal{SES} des signaux pré-traités.	164

Liste des tableaux

1	Liste des symboles 1/2.	15
2	Liste des symboles 2/2.	16
5.1	Liste des critères statistiques.	125
5.2	Désignations et autres détails sur le matériel.	140
5.3	Détails sur les capteurs utilisés dans la chaîne d'acquisition.	141
5.4	Formules.	143
5.5	Mesures à partir des poulies et de la courroie striée.	144
5.6	Ensemble des indicateurs de condition (partie 1/3).	145
5.7	Ensemble des indicateurs de condition (partie 2/3).	146
5.8	Ensemble des indicateurs de condition (partie 3/3).	147
5.9	Procédures de traitements appliqués (partie 1/2).	147
5.10	Procédures de traitements appliqués (partie 2/2).	148
5.11	Périodes et vitesses (domaine temporel).	149
5.12	Fréquences et vitesses (domaine temporel).	150
5.13	Périodes et vitesses (domaine angulaire).	151
5.14	Fréquences et vitesses (domaine angulaire).	152
5.15	5 ^{re} fréquences naturelles de la courroie striée et tension de pose associée.	153
5.16	8 principales fréquences naturelles du système.	153

TABLE 1 – Liste des symboles 1/2.

Nomenclature	
Symbole	Définition
<i>disc</i>	Partie déterministe
<i>rand</i>	Partie aléatoire
<i>stat</i>	Fonctionnement en régime stationnaire
<i>nstat</i>	Fonctionnement en régime non-stationnaire
<i>resamp</i>	Re-échantillonnage
<i>unresamp</i>	Pas de re-échantillonnage
<i>TSA</i>	Moyenne Synchrones Temporelle
<i>TSV</i>	Variance Synchrones Temporelle
<i>TSK</i>	Kurtosis Synchrones Temporelle
<i>FSa</i>	Moyenne Synchrones Fréquentielle
<i>FSV</i>	Variance Synchrones Fréquentielle
<i>FSK</i>	Kurtosis Synchrones Fréquentielle
<i>ISA</i>	Moyenne Synchrones Améliorée
<i>GSA</i>	Moyenne Synchrones Généralisée
<i>SANC</i>	Annulation du Bruit Auto-Adaptatif
<i>DRS</i>	Séparation Déterministe/Aléatoire
<i>OFDRS</i>	<i>DRS</i> avec une Fonction Objective
<i>AR</i>	modèle Auto-Regréssif
<i>MED</i>	Déconvolution par Minimum d'Entropie
<i>ARMED</i>	Déconvolution par Minimum d'Entropie Auto-Régressive
<i>CEP</i>	Procédure d'Edition du Cepstre
<i>CPW</i>	Blanchiment Cepstral
<i>DCOIS</i>	Soustraction Itérative de la Composante Continue
\mathcal{H}_1 , <i>FRF</i>	Fonction de Réponse en Fréquence
\mathcal{F}_a	Spectre du signal d'entrée
\mathcal{F}_b	Spectre du signal de sortie
\mathcal{F}_{ab}	Spectre croisé
\mathcal{F}_{aa}	Autospectre du signal d'entrée
\mathbf{F}_e	Fréquence d'échantillonnage
$Crit^{min}$	Minimisation de critère
$Crit^{max}$	Maximisation de critère
<i>cn</i>	Changement normalisé
<i>tcn</i>	Taux de changement normalisé
D_i	i° décalage temporel
L_j	j° longueur de filtre
\otimes	Produit de convolution
\otimes	Filtrage
<i>raw</i>	Signal brut
<i>env</i>	Signal d'enveloppe
P	Période du signal

TABLE 2 – Liste des symboles 2/2.

Nomenclature	
Symbole	Définition
\mathcal{CS}	Cyclostationnarité
$\mathcal{CS1}$	Cyclostationnarité à l'ordre 1
$\mathcal{CS2}$	Cyclostationnarité à l'ordre 2
\mathcal{SES}	Spectre d'Enveloppe Carrée
\mathcal{SESCPW}	Spectre d'Enveloppe Carrée après Blanchiment Cepstral
\mathcal{H}	Transformée de Hilbert
$\mathcal{H}^k[x(t)]$	Transformée de Hilbert de $x(t)$ à l'itération k
$z_{\otimes}(t)$	Version filtré de $z(t)$
$\mathcal{H}_{low}^{\mathbf{F}_{cut}}$	Filtrage passe-bas à la fréquence de coupure \mathbf{F}_{cut}
$\mathcal{H}_{bandpass}^{\mathbf{band}_{h_i-1,i}}$	Filtrage passe-bande dans la plage définie par $\mathbf{band}_{h_i-1,i}$
\mathcal{OMA}	Domaine d'Analyse Modale Opérationnelle
\mathcal{CD}	Diagramme de Campbell
$\mathcal{OMA}_{cdcw \cap whiten}$	\mathcal{FRF} extraite par \mathcal{OMA} (Blanchiment Cepstral)
$\mathcal{OMA}_{cdcw \cap impres}$	Réponse impulsionnelle extraite par \mathcal{OMA} (Blanchiment Cepstral)
\mathcal{TRAD}	Domaine d'Analyse par approches traditionnelles
\mathcal{CI}	Indicateur de Condition
\mathcal{SBS}	Sélection du \mathcal{CI} optimal parmi une liste de \mathcal{CI}
\mathcal{TIFR}	Domaine d'Analyse temps-fréquence
\mathcal{TOC}	Transformée en Ondelettes Continue
\mathcal{FD}	Transformée de Fourier Discrète
den	Débruitage préalable
$nden$	Pas de débruitage préalable
\mathcal{TFCT}	Transformée de Fourier à Court-Terme
$\mathcal{M}_1, \mathcal{M}_2$	Moments d'ordre 1 et 2
$\mathcal{R}_{x,x}$	Fonction d'autocorrélation
$\mathcal{SPECCOHE}$	Fonction de Cohérence Spectrale Cyclique
$\mathcal{ANGRESAMP}$	Re-échantillonnage angulaire <i>a posteriori</i>
Nbr_{ppt}	Nombre de point par tour
\mathcal{SK}	Kurtosis Spectral
\mathcal{RCC}	Rapport du Contenu Cyclique
$\mathcal{RAWSIG}_{stat}^{bench\ data}$	Signal brut mesuré sur le banc d'essai en régime stationnaire
$\mathcal{RAWSIG}_{nstat}^{bench\ data}$	Signal brut mesuré sur le banc d'essai en régime non-stationnaire

Chapitre 1

Introduction générale

1.1 Problématique générale

Ce document de thèse porte sur les systèmes de transmissions par courroies. Nous cherchons à surveiller et diagnostiquer ces transmissions, dans un environnement complexe, en vue d'en améliorer la fiabilité et le rendement. Dans cet objectif, nous avons fait l'état de l'art des mécanismes en présence ainsi que celui des techniques d'analyse vibratoire. Ces investigations ont permis de développer différents indicateurs efficaces.

De nombreux avantages (amortissement de la courroie, puissance de transmission, coût, etc...) poussent les entreprises du domaine industriel à utiliser les transmissions par courroies pour entraîner leurs machines tournantes. Nous retrouvons ce genre de transmissions dans divers secteurs tels que les industries automobile, agroalimentaire ou d'extraction, mais aussi au niveau des produits grands publics (imprimante, machine à laver, appareil photo). Ces systèmes de transmissions permettent, entre autres, le positionnement et/ou le transport des objets.

Un système de transmission par courroie est généralement composé d'au moins 3 éléments tournants : une poulie menante (« poulie vilebrequin »), une poulie menée (« poulie accessoire ») et une courroie. Suivant les attentes des utilisateurs, relatives aux domaines d'applications, à la puissance à transmettre ou encore aux conditions de fonctionnement, plusieurs configurations de systèmes sont possibles, étant donné la diversité qui existe dans la conception et la fabrication des courroies (plate, dentée, trapézoïdale et striée) et poulies. Malgré les atouts qu'on leur reconnaît, les transmissions par courroie souffrent des défaillances naturelles telles que les défauts structurels, mais beaucoup plus des phénomènes non-linéaires qui se manifestent sous la forme de vibrations et de fluctuations de la tension de courroie. D'où la nécessité primordiale d'assurer leur maintenance.

1.2 Maintenance : de la surveillance au diagnostic des machines tournantes

1.2.1 Types de maintenance et indicateurs adaptés

Les entreprises de production cherchent à maîtriser les coûts et la rentabilité, à veiller à la qualité des produits finis et à entretenir le parc industriel. Ces objectifs économiques permettent de garantir leur pérennité

et leur expansion. Dans de nombreuses situations, la croissance est conditionnée par la capacité à limiter les pertes. Comment obtenir un produit fini de valeur, en fin de chaîne de production, lorsque cette même chaîne est minée par divers problèmes fonctionnels récurrents? En ce qui concerne les problèmes mécaniques, ils peuvent être relatifs à une mésestimation de l'état fonctionnel réel des machines, à la mauvaise programmation des arrêts (machines primordiales, secondaires...) et aux pannes répétées (à cause des réparations « de surface »). Les conséquences à long terme pour les entreprises vont des pertes financières importantes au manque de compétitivité vis-à-vis de la concurrence.

Le choix d'une maintenance adaptée permet de garantir une certaine qualité de service. Alors que les machines doivent assurer une productivité régulière, la maintenance, quant à elle, a pour but de veiller à leur bon fonctionnement. Il existe 2 différentes catégories de maintenance. La maintenance « corrective » intervient après un arrêt, une casse ou un accident. Elle est limitée par la nécessité d'avoir une équipe conséquente, pour une disponibilité non garantie des équipements. Quant à la maintenance préventive, elle se subdivise en 2 sous-catégories : systématique et conditionnelle. La maintenance préventive « systématique » se fait à intervalles réguliers, d'après un échéancier préétabli. La plupart du temps, elle impose de changer précocement les composants des équipements et il n'y a pas de suivi évolutif de leur état de fonctionnement. La maintenance préventive « conditionnelle » sera préférée aux deux précédentes pour les raisons suivantes. La détection du problème se fait bien avant la défaillance totale. Ce type de maintenance autorise la planification des réparations ainsi que la localisation plus précise des pannes, rendant les procédures d'entretien efficaces. Le ravitaillement en pièces de rechange se fait selon des besoins effectifs et non superflus (meilleure gestion de stock). La mise en place de la maintenance préventive « conditionnelle » a un coût parfois élevé car les techniciens de maintenance doivent être formés à surveiller, détecter, démonter, réviser et/ou réparer les équipements matériels. Ils veilleront principalement à garantir la bonne disponibilité des machines jugées cruciales (élément central d'une chaîne de production).

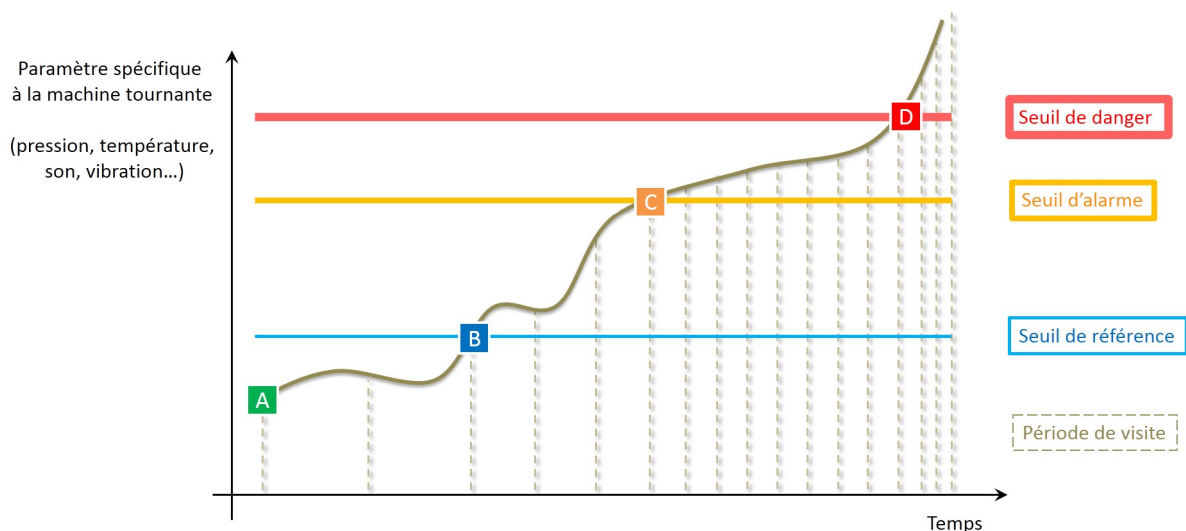


FIGURE 1.1 – A : définition de la signature traduisant un état sain, B : seuil de détection d'un changement anormal, C : seuil impliquant la localisation de l'élément défectueux et la programmation d'une intervention, D : seuil limite à partir duquel un arrêt total de la machine tournante est de rigueur, avant une panne très probable. Chaque dépassement de seuil peut nécessiter d'augmenter les périodes de visites de la machine, afin de s'enquérir de son état réel.

Tout arrêt d'une chaîne de production, pour des réparations, doit se faire de manière contrôlée, parce que cela impacte directement la productivité globale. Les opérateurs de production vont alors se baser sur des indicateurs de condition *CI* qui les préviendront d'un quelconque défaut naissant (figure 1.1). Des alarmes, pro-

portionnelles à la progression de celui-ci, seront utilisées comme outil de décision en vue de réaliser les opérations de maintenance sur un ou plusieurs équipements matériels. Très souvent, les indicateurs « globaux » ne sont pas adaptés (historique de fonctionnement, descripteurs statistiques, ...) car ne permettant pas d'identifier quel équipement matériel a généré une alarme et où se situe, avec une certaine précision, l'élément interne endommagé. Ceci nous amène donc à devoir définir des indicateurs assez spécifiques aux types de défauts à identifier.

1.2.2 Paramètres de mesures et techniques conventionnelles de diagnostic

Surveiller un parc industriel nous permet de détecter précocement tout changement qui pourrait être anormal (un défaut). Diagnostiquer est le fait de trouver quel équipement (son élément interne) a créé ce changement. Dès lors, plusieurs cas de figure sont possibles. Pour un défaut apparaissant, l'équipement peut continuer à fonctionner jusqu'au prochain entretien. Un défaut grave peut impliquer un arrêt immédiat, en vue de réduire un coût en réparation encore plus onéreux. Quoi qu'il en soit, les équipements matériels (y compris les pièces détachées qui les constituent) ont une durée de vie limitée. Ils peuvent fonctionner en préservant un rendement élevé malgré la présence d'une défaillance. Il s'agit donc de faire un compromis astucieux entre la rentabilité de l'équipement (fonctionnant avec ou sans défaut) et les attentes toujours croissantes en production.

La surveillance et le diagnostic de toute machine requièrent d'avoir des paramètres fiables relatifs à ses conditions de bon fonctionnement. Ces paramètres peuvent être issus de capteurs de pression, de grandeur électrique, de température, acoustique ou encore vibratoire (figure 1.2). Caractériser tout changement anormal dans une transmission par courroie demande donc de sélectionner, parmi une liste de paramètres, les plus fidèles de son état réel de fonctionnement, ceux qui exhibent le mieux l'existence d'un défaut tout en traduisant une tendance (croissante ou décroissante) au fil des dégradations ou encore les paramètres ne nécessitant pas un investissement financier trop important en termes de matériel de mesures et de temps de calcul. Toute machine en fonctionnement est soumise à des efforts internes. Cela induit des déformations de structure appelées vibrations. Les forces en présences peuvent être : impulsives (chocs), transitoires (charge), périodiques (balourd) ou aléatoires (frottements). A travers l'analyse vibratoire, nous avons à notre disposition une panoplie de techniques et d'outils pouvant répondre à une bonne partie de nos attentes.

Les roulements, les engrenages et les courroies sont les éléments en rotation les plus critiques dans les machines tournantes, car soumis à l'usure. De ce fait, ils sont l'objet de la surveillance et du diagnostic de leurs conditions de fonctionnement, qui ont conduit au développement de méthodes de traitement adaptées. En général, nous cherchons à discriminer les éléments tournants dans un état sain par rapport à ceux présentant un défaut. Avoir une information sur le comportement global d'un signal est souvent plus simple et révélateur pour la détection d'un défaut. Cela dépend fortement de(s) indicateur(s) pertinent(s) défini(s). Les analyses temporelle (calcul des indicateurs statistiques), fréquentielle (étude des raies spectrales ou des résonances), cepstrale (suivi des amplitudes des harmoniques) et temps-fréquence (localisation d'une bande de fréquence informative) forment l'ensemble des techniques de diagnostic pour étudier les multiples défaillances dont peuvent être sujet les roulements, les engrenages et les courroies. La conception des transmissions par courroies fait appel à l'usage d'éléments tournants de petites dimensions tels que les roulements et/ou les engrenages. Diagnostiquer les défaillances touchant les éléments entrant en jeu dans les transmissions par courroies doit donc se faire minutieusement.

En environnement industriel, les vibrations de la machine elle-même, les interactions entre celle-ci et les autres machines (accouplement, proximité, ...) ou tout simplement dans un milieu complexe (soumis aux poussières, à la chaleur intense, à l'humidité, aux vibrations de structure), le bruit aura tendance à masquer l'information véritablement pertinente. Cela rend encore plus ardu un diagnostic précis. Dans cette optique, il est indispensable de trouver un moyen d'extraire l'information désirée. Ceci est possible avec les dernières tech-

niques d'extraction de source, parmi lesquelles nous pouvons compter les Moyennes Synchrones calculées dans les domaines temporel et fréquentiel (*TSA, FSA*), la Séparation Déterministe/Aléatoire (*DRS*), le Blanchiment Cepstral (*CPW*) et la Soustraction de la Composante Continue (*DCOIS*).

Technique	Principe	Applications	Coût matériel
Thermographie infrarouge [Notini et al, 2003]	Mesurer l'intensité de chaleur émise par une caméra infrarouge	<ul style="list-style-type: none"> Détection de points chauds sur équipements électriques ou mécaniques Contrôle de la qualité d'usure des isolants 	8 à 70 K€
Contrôle ultrasonore [Sante et Rossi, 2001; Fazenda, 2008]	Ecouter les ultrasons émis par un équipement avec un collecteur	<ul style="list-style-type: none"> Détection de défauts électriques Contrôle d'équipements hydrauliques et pneumatiques 	1,5 à 15 K€
Analyse vibratoire [Childs, 1980; Abrate, 1992; Michon, 2006]	Acquérir via un capteur les vibrations générées par un équipement	<ul style="list-style-type: none"> Discriminer les images vibratoires d'un désalignement, d'un balourd Déterminer les phénomènes d'usure ou de fatigue 	3 à 100 K€

FIGURE 1.2 – Principales techniques de surveillance et de diagnostic dans le domaine des transmissions par courroie [source internet].

1.3 Contexte industriel de notre étude et perspectives de diagnostic

1.3.1 Collaboration

Le sujet de recherche, initié en 2011, est né de la collaboration entre le Laboratoire d'Analyse des Signaux et des Processus Industriels (LASPI) à Roanne en FRANCE, l'Ecole Polytechnique de Masuku (EPM) à Franceville au GABON et un partenaire industriel gabonais, la COMpagnie MInière de L'OGuooé (COMILOG), 2^e producteur de manganèse dans le monde à travers sa maison-mère ERAMET. Le sujet de thèse est donc issu d'une problématique industrielle particulière relative à la société COMILOG mais qui concerne un besoin général de compréhension et d'interprétation des phénomènes vibratoires affectant les transmissions par courroies. Dans les carrières d'extraction de minerai, ce mode de transmissions est très fréquent. Dans un environnement difficile (humidité, poussières, vibrations des structures et rendement maximal), la courroie subit de fortes sollicitations. De ce fait, elle peut être sujette à une usure prématurée voire même accélérée, pouvant aboutir à sa rupture. Cela implique à son tour généralement un arrêt des machines et des pertes de production très conséquentes. L'idée générale était donc de développer une série d'outils de diagnostic qui nous aiderait à prendre des décisions fiables, suivant l'état du système de transmissions par courroies.

1.3.2 Idée principale

Dans le domaine du diagnostic par analyse vibratoire, le Traitement du Signal est utilisé pour surveiller l'évolution des conditions de fonctionnement des machines tournantes et alternatives. En général, les outils traditionnels de traitement sont basés sur l'hypothèse classique de stationnarité : la vitesse de la machine tournante ne varie pas en cours de fonctionnement. Cependant, en pratique, les processus physiques réels sont non-stationnaires. L'analyse de l'évolution temporelle de ces processus peut révéler la présence d'un motif répétitif. Ce motif suppose l'existence d'un cycle de base rencontré couramment dans les machines tournantes. Si les paramètres de fonctionnement sont constants (température, vitesse, etc...), les processus considérés seront dits cyclostationnaires. Dans la plupart des cas, les processus vibratoires provenant des machines tournantes vérifient ces propriétés de cyclostationnarité, propriétés qui apportent de nouvelles issues quant à la résolution de problèmes réputés complexes ou insolubles, dans le cadre stationnaire.

Cette analyse nous a amenés à étudier d’une part la composante périodique, correspondant aux imperfections géométriques et d’autre part la composante aléatoire, liée aux phénomènes impulsions cycliques. Suivant la tension de la courroie, la charge imposée sur la poulie accessoire, et considérant la vitesse de rotation des éléments tournants présents dans les transmissions, des phénomènes normalement périodiques (cas sain ou défectueux) peuvent changer de comportement et devenir aléatoire. La réciproque de cette assertion est possible.

1.4 Contribution de la thèse à la maintenance des transmissions par courroies

Le travail de thèse effectué explore de nombreux champs d’applications. Les résultats obtenus peuvent aussi bien intéresser les intervenants en surveillance et diagnostic, les concepteurs des transmissions au tant que les fabricants des courroies.

1.4.1 Apport expérimental par l’instrumentation et la conception de banc d’essai

Sur le plan de la conception de bancs d’essai, nous avons développé au cours de ces années de thèse plusieurs prototypes offrant la possibilité de réaliser des simulations des systèmes de transmissions par courroies. Le principal banc d’essai a été conçu en vue d’optimiser les scénarios des différents états de fonctionnement : variation de la tension de la courroie par allongement de celle-ci assurée par le déplacement de la poulie vilebrequin montée sur une glissière à pivot, création d’une charge grâce à un moteur asynchrone triphasé et changement de la vitesse rotation de la poulie vilebrequin par le biais d’un variateur de fréquence.

D’un point de vue instrumentation, de nouveaux capteurs ont apporté une approche nouvelle dans la caractérisation des divers phénomènes auxquels est assujetti le banc d’essai. Ainsi, la jauge de contraintes piézoélectrique par exemple a montré sa capacité à davantage distinguer les phénomènes basses-fréquences liés aux déformations de structure, par rapport aux traditionnels accéléromètres. L’accéléromètre piézoélectrique triaxial a quant à lui fourni des informations déterminantes sur les directions privilégiées à utiliser, en vue du diagnostic approprié d’une défaillance particulière. Les signaux du codeur optique ont permis de re-échantillonner pour la première fois ceux de la jauge de contraintes, sachant qu’habituellement cette procédure était appliquée aux signaux accélérométriques. Nous avons pu également estimer la vitesse instantanée avec ledit capteur. Comme mesure alternative au codeur optique, nous avons expérimenté l’usage du tachymètre optique avec une roue codeuse pour atteindre des résultats cohérents. Le tachymètre optique, dont le coût est nettement moins élevé qu’un codeur, offre la possibilité d’effectuer une mesure sans contact, la précision dépendant de la résolution choisie pour la roue codeuse complétant ce système de mesure.

1.4.2 Résultat principal : estimation de l’état réel d’une transmission par courroie

L’efficacité d’une transmission par courroie est généralement estimée à partir de son taux de rendement en termes de puissance transmise. En effet, le rôle principal d’une courroie est de transmettre de la puissance sous la forme d’un mouvement de rotation à d’autres éléments tournants. Concevoir un système de transmission par courroie demande de définir différents paramètres fonctionnels. Une courroie sous-tendue ne transmettra pas suffisamment de puissance aux poulies accessoires. Si la tension de courroie est trop élevée, cela peut provoquer son usure prématurée. Il a été démontré que la proximité des fréquences de rotations des poulies avec les fréquences naturelles de la courroie diminue grandement l’efficacité de la transmission, en générant un bruit désagréable et des vibrations nuisibles au système. Il est conseillé de veiller scrupuleusement à ce que ces fréquences caractéristiques ne soient pas voisines, pour éviter le couplage et l’entrée en résonance. A long terme, la présence

de vibrations anormales peut avoir des effets néfastes : pertes de vitesses des éléments tournants, rupture brutale ou sortie de la courroie du creux des poulies. D'où l'importance particulière accordée à la connaissance de l'état réel de la tension de courroie, c'est-à-dire aux fréquences naturelles qui la caractérisent, sachant ces fréquences peuvent évoluer si la tension de la courroie, la charge au niveau des poulies et les vitesses de rotation des éléments tournants changent.

Notre travail de thèse a pour vocation de mieux comprendre ces phénomènes. L'étude menée donne principalement une méthode innovante pour estimer le comportement déterministe/aléatoire observé dans la rotation des éléments de la transmission. A partir d'indicateurs adaptés, il est possible de faire un suivi évolutif des variations. Nous pouvons ainsi avoir une idée du taux de perte de puissance transmise de chaque élément tournant (courroie et poulies). C'est un paramètre indispensable pour éviter les conditions critiques de fonctionnement autant qu'un usage non-optimal de la transmission. Suivant le défaut, le capteur et les possibilités financières d'une entreprise, des techniques adaptées pour la surveillance et le diagnostic sont recommandées au lecteur.

1.5 Plan de la thèse

La thèse est articulée autour de quatre parties.

Dans le chapitre 2, nous revenons sur les notions fondamentales relatives aux systèmes de transmissions par courroies. Ce sont les conditions préalables à la compréhension et à l'étude de leur état de fonctionnement. Nous parlons des défaillances générales connues sur ce genre de transmission ainsi que les diverses techniques usuelles pour leur diagnostic.

Nous présentons dans le chapitre 3 un état de l'art des modèles théoriques et expérimentaux existant pour la simulation des transmissions par courroies. Notre choix de modélisation, simulation et diagnostic des signaux de transmissions par courroies est explicité dans la dernière partie dudit chapitre. Nous avons ajouté à un modèle théorique récent des variations de vitesse ainsi que les principaux facteurs d'influence considérés dans notre travail (tension, charge et vitesse de rotation), afin qu'il traduise au mieux les conditions de fonctionnement de notre système. Malheureusement, à cause de nos limites dans la l'implémentation numérique (MATLAB), nous n'avons pas réussi à en faire la simulation. Cependant, les nombreuses conclusions du chapitre sont une base pour les interprétations des résultats dans les chapitres suivants.

Le chapitre 4, quant à lui, est un état de l'art comparatif des dernières techniques de Traitement du Signal appliquées à l'analyse vibratoire. Des méthodes adaptées permettent d'extraire l'information véritablement utile, dans un signal vibratoire que l'on qualifierait de « très bruité ». Grâce à l'extraction de source, nous pouvons exploiter distinctement et efficacement les composantes périodique (*TSA*, *FSA*) et aléatoire (*DRS*, *ARMED*, *CPW*, *DCOIS*), suivant les domaines d'analyses spécifiques : modale, traditionnelle (temporelle, fréquentielle, cepstrale), synchrone, temps-fréquence et cyclostationnaire. Quelques indicateurs de conditions (*CI*) de fonctionnement sont détaillés. Nous y présentons en conclusion notre méthodologie de diagnostic.

Le dernier chapitre est consacré la mise en œuvre expérimentale, au contexte de travail en laboratoire, à la description l'environnement (expérimentation), à l'instrumentation et le mesurage (capteurs utilisés), avant de faire une étude comparative des dernières techniques de Traitement du Signal (présentées dans le chapitre 4) appliquées à la surveillance et au diagnostic des transmissions par courroies.

La conclusion générale résume le travail de recherche, en revenant sur les tenants et les aboutissants, tout en donnant une idée des perspectives à venir.

1.6 Contribution scientifique

De nouvelles approches, méthodes et algorithmes ont pour la première fois été exploités pour surveiller, diagnostiquer et optimiser le rendement des systèmes de transmission par courroie. Nous avons obtenu des résultats, qui ont pu être vulgarisés dans 2 conférences internationales (Surveillance 7 et VISHNO). Des articles ont été soumis dans des journaux scientifiques (MSSP) et sont en cours de rédaction.

Chapitre 2

Intérêts, défaillances, surveillance et diagnostic « statiques » des transmissions par courroies

2.1 Genèse de la puissance de transmission des courroies

Depuis leurs premières utilisations par les Romains et les Grecs à l'antiquité, pour faire fonctionner leurs machines de guerres, les courroies ont beaucoup évolué du point de vue de leurs usages et procédés de fabrication. Au 18^e siècle, pendant la course à l'industrialisation, ayant vu l'invention du moteur, la courroie plate est devenue l'élément de base de transmission de puissance dans les machines de production. Elle pouvait s'enrouler sur de petits diamètres de poulies, tout en permettant une transmission à vitesse linéaire élevée. A l'ère de la Révolution industrielle apparut la courroie trapézoïdale, liée au besoin de transmettre davantage de la puissance. Les poulies et les courroies servaient alors à transmettre l'énergie produite par une machine à vapeur jusqu'aux machines situées dans des ateliers éloignés. En 1913, Henry Ford a introduit la première ligne d'assemblage de pièces automobiles utilisant une courroie sous la forme d'une bande de convoyeur. Au cours de la Seconde Guerre mondiale, l'invention du polyamide a permis à Fernand Habegger de concevoir une courroie plate « améliorée », ayant des caractéristiques plus stables et élastiques. Ces évolutions dans les méthodes de production industrielle des matériaux synthétiques, fibres et élastomères a également conduit à l'élaboration de la courroie dentée. Richard Case fût son inventeur en 1946. A cette époque, l'objectif était de synchroniser les mouvements de l'aiguille et de la bobine d'une machine à coudre. On souhaitait alors disposer d'un type de transmission qui soit entre la chaîne et la courroie plate. La chaîne était jugée trop lourde et bruyante ; elle nécessitait un mécanisme de lubrification. Les limites dans l'utilisation de la courroie plate étaient relatives à l'encombrement important, les charges élevées sur les paliers, le très faible rendement et surtout les irrégularités de transmission. Après la seconde moitié du 20^e siècle, la démocratisation du marché de l'automobile a poussé les constructeurs dans leurs retranchements, en les obligeant à améliorer toujours plus la qualité et le confort des voitures destinées à la population, énormes consommatrices de carburant, bruyantes et dont la conduite était peu souple. L'arrivée de la courroie striée a servi à entraîner en douceur de nombreux éléments uniquement à partir d'un arbre vilebrequin, dans un environnement restreint.

2.2 Champs d’applications, intérêts et limites

2.2.1 Domaines d’usage

Aujourd’hui, de nouveaux champs d’applications requièrent des transmissions par courroies, comme le montre la figure 2.1. Elles sont très présentes dans le domaine du tri et du convoyage des matériaux, comme par exemple dans les carrières d’extraction [SZS⁺15, SWBH15] et les usines de traitement des déchets [OOJI⁺11]. Dans d’autres secteurs industriels, elles jouent un rôle déterminant pour transmettre de la puissance dans les ventilateurs, les souffleries et le matériel de pompage. Dans l’industrie automobile [FYM⁺02, MP13], nous connaissons la courroie de distribution entraînant les différents accessoires (alternateur, pompe à eau, air conditionné) qui constituent la face-avant des moteurs automobiles. Parce qu’elles permettent le transport et le positionnement précis des objets, les transmissions par courroies se retrouvent aussi bien dans la robotique [OHWC05, FHL11], les chaînes de production des usines de fabrications des circuits électroniques et semiconducteurs [TZMY06, AH06] que les appareils destinés au grand public tels que les imprimantes et scanners. Les machines-outils (tour, meuleuse, fraiseuse) rencontrées dans les ateliers d’usinages sont elles aussi généralement mises en rotation par un entraînement par courroie. Même nos maisons sont « envahies » par les courroies, aussi bien dans les machines à laver que les appareils photos.

2.2.2 Forces et faiblesses

La polyvalence dans les usages des entraînements par courroie cités précédemment vient principalement des avantages reconnus de la courroie. Contrairement aux problèmes générés par les transmissions par chaînes ou engrenages (lubrification et graissage constants, difficultés mécaniques, coûts élevés [Faw81]), les entraînements par courroie permettent une transmission de puissance d’un excellent rapport qualité/prix ainsi qu’une fiabilité exceptionnelle [Gat10]. Son procédé de fabrication [Pla06b] est peu complexe garantissant pourtant une longévité de fonctionnement sans accroc. Son rendement est en moyenne supérieur à 90%. Grâce à la courroie, il est possible de réaliser les scénarios de démarrage/arrêt en douceur. Elle est légère et très peu bruyante lorsque les conditions d’installation sont optimales. Elle peut transmettre de la puissance de la poulie menante (poulie vilebrequin) vers la poulie menée (poulie accessoire). Ses mises en service et hors-service sont réalisées facilement et rapidement [CB09, CMB11]. A l’instar d’un fusible, la courroie est très appréciée parce qu’elle amortit les chocs et vibrations, absorbe les à-coups [Far88, CDDM98] et évite la transmission des surcharges extrêmes au niveau des roulements des poulies vilebrequin et accessoire [Faw81]. Sans être infaillible, elle a aussi des limites.

La courroie est très sensible à sa tension et aux vibrations des brins. Les fluctuations de tension de la courroie peuvent réduire grandement sa durée de vie. La perte de tension entraîne souvent du glissement, qui lui-même engendre une usure prématurée de la courroie et des pertes de vitesse angulaire entre les poulies vilebrequin et accessoire [MLL14, BSC15]. La courroie est également sujette à de nombreux phénomènes non-linéaires et aux vibrations [Abr92, Mic06]. Lorsque ces phénomènes ne sont pas maîtrisés, ils deviennent rapidement nuisibles à la transmission [Far88]. Ils génèrent un bruit désagréable et participent à la fatigue accélérée de la courroie [MM09] [MV05]. Un environnement extérieur défavorable, siège de températures élevées [NAhZ⁺03], de hautes humidités, d’atmosphères polluées chimiquement, contribue considérablement à endommager la courroie, ce qui se répercute dans sa capacité à transmettre correctement de la puissance. La durée de vie de certaines courroies peut être réduite de moitié lorsque la température ambiante dépasse 60 ° [Eme10, Gat10]. Dans tous les cas, une courroie usée ou rompue ne peut être réparée, d’où l’importance revêtue par sa surveillance et son diagnostic réguliers.

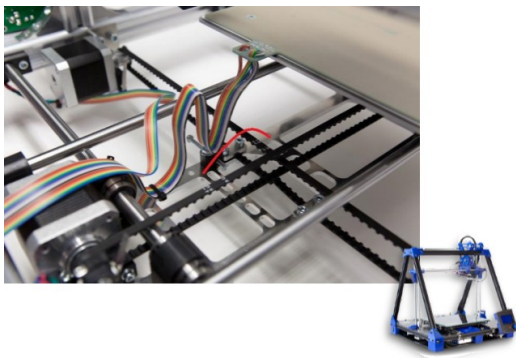
Dans la figure 2.1(e), nous présentons les causes générales de défaillance des transmissions par courroie. De plus des faiblesses développées ci-dessus, telles que la mauvaise installation et l’influence de l’environnement, la fiabilité de ce type de transmission dépend fortement de la conception de chacun des éléments qui la constitue et de leur maintenance, aspects qui doivent attirer la plus grande attention.



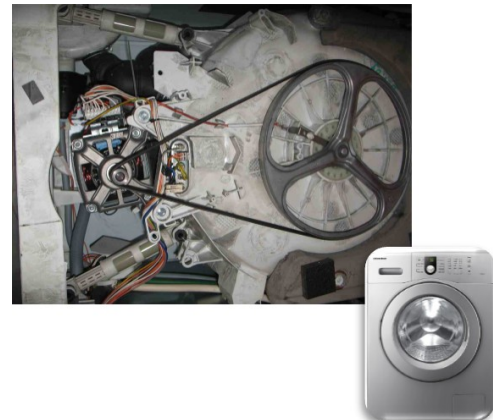
(a)



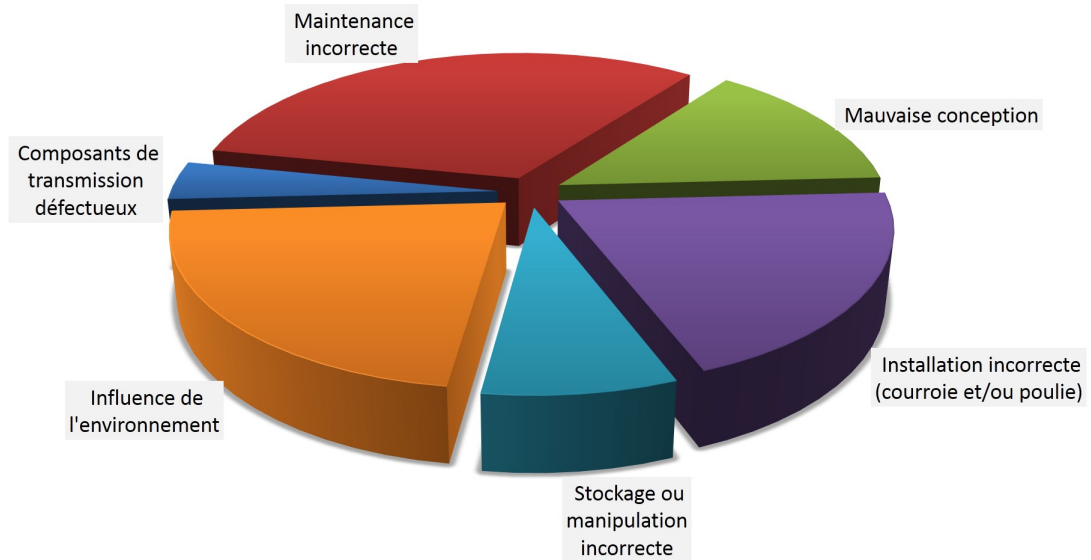
(b)



(c)



(d)



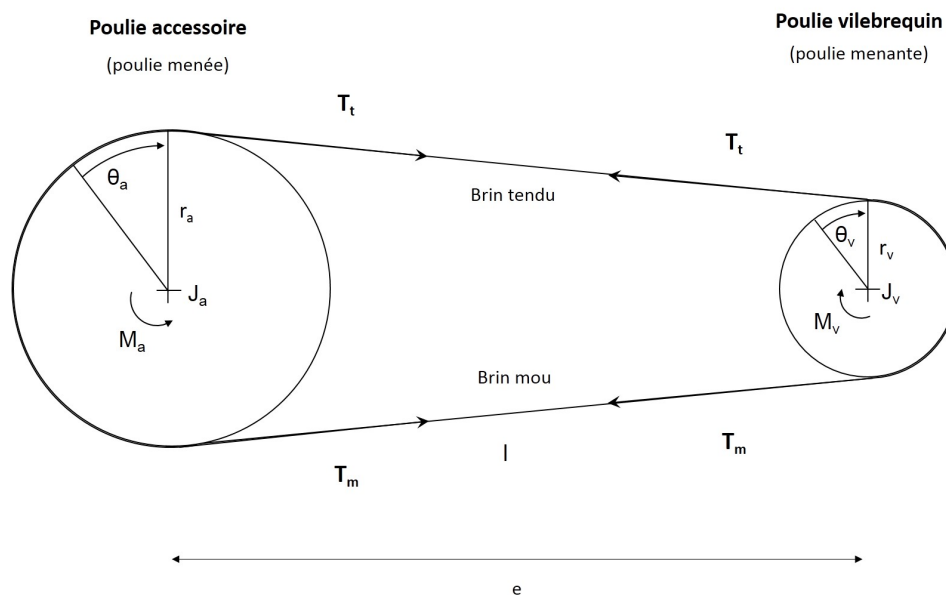
(e)

FIGURE 2.1 – Secteurs d’usage des transmissions par courroies (1^{re} et 2^e lignes) et causes générales de défaillance (3^e ligne) : carrières d’extraction (a), nouvelles technologies d’impression (b), industries automobile (c) et produits grands publics (d) [1^{re} et 2^e lignes source internet, 3^e ligne [Gat10]].

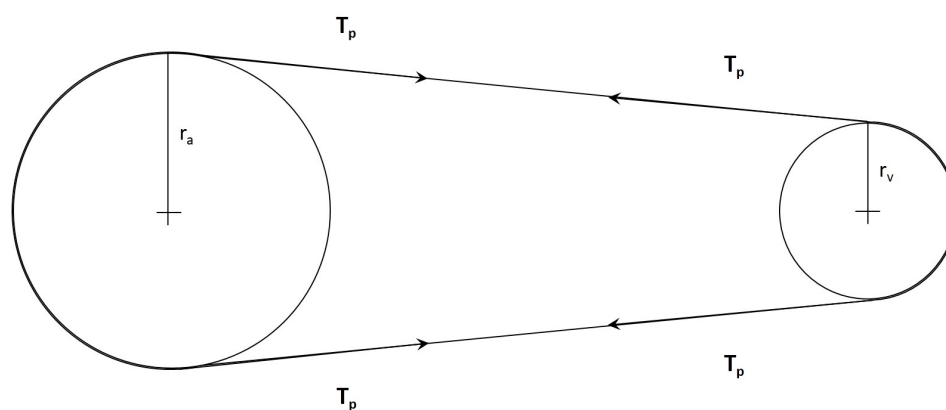
2.3 Éléments présents dans un système de transmission

Un système de transmission par courroie est généralement composé d'une poulie menante (poulie vilebrequin) qui transmet de la puissance à une ou plusieurs poulies menées (poulies accessoires) grâce à une courroie. Les figures 2.2 (a) et 2.2 (b) représentent respectivement des entraînements par courroie avec 2 poulies, hors-service (à l'arrêt) et en service (en cours de fonctionnement) [MLL14]. Les différents paramètres sont définis dans le tableau associé 2.2 (c). Les brins, portion de la courroie non en contact avec les poulies, sont dits « mou » ou « tendu », suivant le sens de rotation de la poulie vilebrequin. L'entraxe est la distance entre les centres des poulies. Dans certains cas de figure, des tendeurs (fixe ou mobile) peuvent être présents dans le système de transmission et joue le rôle de limiteur des battements des brins de courroie.

En service, le couple moteur met en rotation l'arbre vilebrequin de la poulie menante (poulie vilebrequin). A partir de son armature, la courroie peut transmettre ce couple à la poulie accessoire, en transformant l'effort tangentiel prélevé en un effort longitudinal de traction. Lorsqu'il y a absence de glissement au niveau de la surface de contact et que l'armature est suffisamment résistante à la traction, nous obtenons l'effort transmissible, indispensable pour le bon fonctionnement d'une transmission [Far88].



(a)



(b)

Symbole	Unité	Définition	Symbole	Unité	Définition
M_v	N.m	Couple de la poulie vilebrequin	T_p	N	Tension de pose
M_a	N.m	Couple de la poulie accessoire	T_t	N	Tension dans le brin tendu
J_v	kg.m ²	Moment d'inertie de rotation de la poulie vilebrequin	T_m	N	Tension dans le brin mou
J_a	kg.m ²	Moment d'inertie de rotation de poulie accessoire	l	m	Longueur des brins
θ_v	rad	Vitesse angulaire de la poulie vilebrequin	e	m	Entraxe
θ_a	rad	Vitesse angulaire de la poulie accessoire			
r_v	m	Rayon de la poulie vilebrequin			
r_a	m	Rayon de la poulie accessoire			

(c)

FIGURE 2.2 – Systèmes de transmission par courroie impliquant 2 poulies, en service (a), en hors-service (b) et définition des paramètres associés (c) [MM09].

2.4 Conceptions des éléments de transmission

Avec les normes environnementales actuelles, de plus en plus drastiques, les utilisateurs des transmissions par courroie, notamment les représentants des secteurs d'extraction de minerai et de l'industrie automobile, doivent continuellement chercher à améliorer les transmissions par courroies et leur rendement. Cela part de la consommation de carburant et d'énergie à la pollution atmosphérique, en passant par les nuisances sonores. « Respecter et préserver les ressources naturelles » est le crédo d'aujourd'hui, ce qui implique obligatoirement d'agir avec économie.

Comme nous l'avons vu à la fin de la section 2.1, la conception des systèmes de transmissions par courroie est la 4^e cause déterminante de défaillance. A chaque attente spécifique de l'utilisateur doit correspondre à un type de transmission optimale (géométrie des courroies et poulies) et répondant à son cahier des charges. Ainsi, les transmissions par courroie doivent s'adapter aux différentes conditions de fonctionnement, sans défaillir. Il est donc essentiel de maîtriser les composants majeurs qui les constituent, surtout que les entraînements par courroies sont très répandus [Far88, DAG95, Spr00]. La figure 2.3 montre différentes conceptions de courroies et les poulies correspondantes, et ci-après nous explicitons les forces et les faiblesses de chacun des cas de figure.

2.4.1 Courroie dentée

Les entraînements par courroie dentée (figures 2.3 (a) et (e)), aussi appelés « entraînements synchrones » [Far90], se retrouvent dans la micromécanique, les produits de consommation (tondeuses à gazon, imprimantes) mais aussi dans le secteur aérien (tapis roulants et élévateurs de bagages). Les points forts de la courroie dentée sont la précision dans les mouvements et l'inexistence de glissement. Ce type de courroie nous pose néanmoins quelques problèmes. Les entraînements par courroie dentée nécessitent généralement d'ajuster la tension de la courroie avec un tendeur. D'autre part, ils produisent un bruit indésirable qui correspond à l'engagement répété entre les dents de la courroie et celle de la poulie (figure 2.3 (i)). Il existe aussi un phénomène de saut de dents lorsque certaines conditions de fonctionnement sont réunies.

2.4.2 Courroie plate

La courroie plate (figure 2.3 (b)), la plus anciennement créé, se rencontre davantage dans la face-avant des moteurs (industrie automobile). Elle permet d'entraîner différents accessoires tels que la pompe à eau ou l'alternateur. Cette courroie est grandement appréciée pour sa flexibilité, sa légèreté et son élasticité. Sa faible masse permet justement son utilisation pour atteindre des vitesses linéaires importantes ; c'est pour cette raison qu'elle est majoritaire dans les applications à haute vitesse. Bon marché par rapport aux autres, la courroie plate résiste fortement à un environnement de fonctionnement nuisible (présence de graisse, d'acides ou de vapeurs diverses). Parce qu'elle est d'épaisseur négligeable, elle peut se loger dans des espaces restreints. Cette particularité est également un avantage indéniable dans les transmissions utilisant des petits diamètres de poulies. Alors que son ancêtre était limitée (faible rendement, encombrante, irrégulière dans la transmission) et transmettait des charges élevées aux paliers, la courroie plate moderne a néanmoins gardé quelques-unes de ses faiblesses. Elle a tendance à glisser sur le creux des poulies lorsque les charges à appliquer deviennent très importantes (voir figures 2.3 (b), (f) et (j)).

2.4.3 Courroie trapézoïdale

Les systèmes de transmissions par courroie trapézoïdale (figure 2.3 (c)) sont prépondérants dans les secteurs industriels [JA03] comme les carrières d'extraction, mais aussi dans les usages de la mécanique générale tels que les appareils électroménagers. Son grand intérêt vient de sa capacité à épouser le creux des poulies avec la charge croissante [Bei92]. Par conséquent, elle transmettra mieux la puissance quand la charge augmentera à l'opposé de ses homologues, qui ont tendance à glisser (cas des courroies plate ou striée) ou à sauter (cas de la

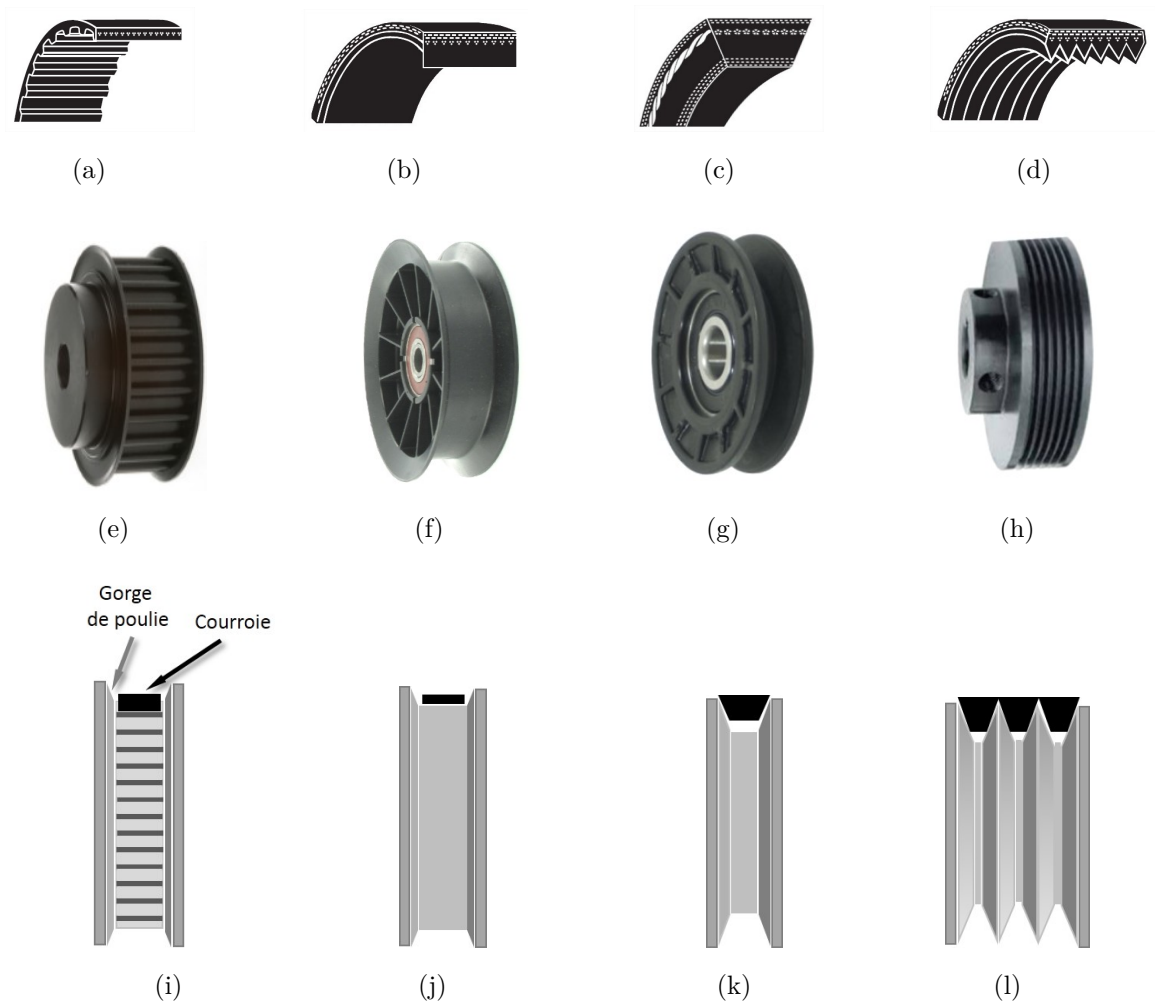


FIGURE 2.3 – Courroies (1^{re} ligne), poulies associées (2^e ligne) et contact poulie/courroie (3^e ligne) : courroie trapézoïdale (a), courroie striée (b), courroie plate (c), courroie dentée (d), poulie à gorge (e), poulie striée (f), poulie plate (g) et poulie dentée (h) [1^{re} et 2^e lignes source interne].

courroie dentée). Sa rigidité de flexion et son amortissement structurel sont plus considérables que les autres. Ce type de courroie s'use graduellement, ce qui facilite et simplifie davantage la maintenance corrective.

2.4.4 Courroie striée

Dans la figure 2.3 (d), nous présentons la courroie striée. C'est une hybride des deux précédentes car elle allie la grande souplesse de la courroie plate ainsi que la puissance de transmission de la courroie trapézoïdale. Ses nervures coïncident aisément avec les gorges des poulies (figure 2.3 (l)). Nous la retrouvons dans le domaine du transport comme les ascenseurs. Dans l'industrie automobile, la courroie « serpentine », cas particulier de la courroie striée, permet d'entraîner la multitude d'accessoires de la face-avant des moteurs, dans un sens ou un autre, selon de très faibles angles d'enroulement. La flexibilité de cette courroie convient parfaitement aux environnements étroits et complexes. La courroie striée est la plus appréciée de toutes parce qu'elle est compacte, facile à remplacer et a une durée de vie plus grande. Sa capacité à assurer un bon niveau de tension, par le biais d'un mécanisme de tendeur unique, la rend indispensable pour la réalisation effective des différents scénarios dans le cas du fonctionnement d'un moteur par exemple : démarrage, accélération, changement de vitesse.

2.4.5 Poulies adaptées

Les dimensions des poulies contribuent aussi à la qualité de puissance à transmettre. La poulie vilebrequin et les poulies accessoires n'ont généralement pas les mêmes diamètres. De ce fait, il est possible de multiplier ou réduire le mouvement, comme dans le cas des engrenages. La puissance transmise peut être augmentée en utilisant des poulies à axes parallèles.

Le contact poulie-courroie joue un rôle indispensable dans la puissance à transmettre. Si nous considérons le cas particulier de la courroie trapézoïdale, son angle de section est plus grand que l'angle de gorge de la poulie. Dans ces conditions, la courroie peut se coincer dans la rainure, entre les parois de la poulie, par compression élastique [Sor96, Ger99, GS02]. Cela augmente de ce fait le frottement (voir figures 2.3 (c), (g) et (k)). Pendant le fonctionnement de la transmission, la courroie trapézoïdale est portée vers l'avant par les poulies vilebrequin et accessoires, par le biais du frottement interfacial entre la courroie et les poulies [Sun88]. Plus le mécanisme de frottement développé sera maximal entre ces éléments, plus on gagnera en efficacité dans la puissance transmise [WCZ10].

Si l'on désire optimiser la puissance de transmission, il faut à la fois une bonne conception et un meilleur choix des paramètres relatifs à la vitesse, aux rayons, à l'entraxe et à l'angle de gorge des poulies. Le but est d'éviter une traction excessive de la courroie pouvant engendrer une usure prématurée et des vibrations indésirables.

Dans tous les cas et quels que soient les types de conception choisis, les transmissions par courroie souffrent de l'usure naturelle de la courroie et surtout des vibrations qu'elles génèrent.

2.5 Défauts structurels touchant les éléments de transmission

La durée de vie et le rendement des transmissions par courroies sont inhérents au bon état de chaque élément en rotation. Tout système en mouvement subit une dégradation naturelle et progressive à cause du fonctionnement. Il en est de même pour les systèmes de transmissions par courroies, qui sont sujets à des dégradations structurelles [Pla06a]. Bien que la courroie soit l'élément le plus touché, les poulies, elles aussi,

peuvent être le siège de défauts. Les dégradations naissent parce que des paramètres spécifiques n'ont pas été pris en compte initialement, par négligence ou oubli des conditions réelles de fonctionnement.

2.5.1 Défauts sur les constituants de la courroie

Alors que la courroie est appréciée pour ses nombreux points forts tels que sa capacité à absorber les chocs ou le faible bruit généré, il existe néanmoins des limites à son utilisation. De par sa constitution (figure 2.4), des défauts structurels peuvent apparaître sur les parties de la courroie. Ces défauts naissent progressivement avec l'usure normale. Ils sont la conséquence des fortes contraintes de déformations qui y sont appliquées. Les contraintes extérieures, qui se traduisent par un environnement défavorable, composé de poussières, siège de températures intenses ou humides, contribuent grandement à l'état de la courroie.

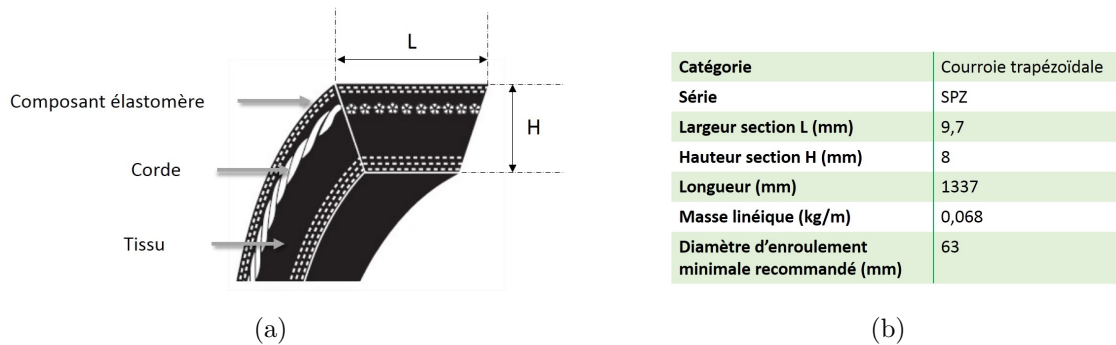


FIGURE 2.4 – Exemple de constitution (a) et désignation (b) de la courroie : cas particulier de la courroie trapézoïdale.

La courroie est un lien souple parce que régulièrement faite d'élastomère et de fibres synthétiques. Les fabricants cherchent sans cesse à améliorer son rendement en termes de puissance transmise. Ils modifient la structure pour équilibrer la répartition de charge et réfléchissent sur de nouveaux matériaux de fabrication susceptibles d'augmenter sa durée de vie. Les dégradations touchent généralement le composant élastomère, le tissu et les cordes. Des défauts peuvent survenir sur le dos la courroie (figure 2.5 (b)). La bakélisation apparaît lorsque le composant élastomère durcit avec les températures élevées. Au fur et à mesure du fonctionnement, des fissures transversales finissent par apparaître (figure 2.5 (c)), conséquence des flexions successives imposées à la courroie. A force des efforts transmis, le tissu va se désolidariser du composant élastomère. Dans des situations particulières, c'est la surface du tissu qui est touchée, en raison du glissement de la courroie sur les poulies. Les contraintes de flexion régulières subies, dues aux enroulements répétés, vont fatiguer les cordes (figure 2.5 (a)), participer à leur dégradation progressive jusqu'à conduire inévitablement à leur rupture. Au fil des heures d'utilisation, retenons aussi que la courroie va peu à peu perdre naturellement de sa rigidité de flexion.

2.5.2 Défauts de structure et d'alignement de la poulie

A l'instar de la courroie, la poulie peut également être l'objet de défaillances multiples. Elles touchent sa structure physique, à travers le flanc ou le fond des gorges. Quand l'environnement est austère, la présence de poussières entre les côtés de la courroie et les parois de la poulie, associée au mécanisme de frottement normal poulie/courroie (nécessaire à produire un entraînement), conduisent inexorablement à un effet d'usure par abrasion des flancs de gorge de la poulie et des parois de la courroie (figure 2.5 (d)). Le fond de gorge, quant à lui, subit principalement des déformations lorsque les conditions d'installation n'ont pas été respectées. C'est par exemple le cas lorsque l'angle de section de la courroie choisie est plus petit que celui de la gorge de poulie. Le contact répété entre le tissu de la courroie et le fond de gorge de la poulie va aboutir à l'usure prématurée des deux surfaces (figure 2.5 (e)).

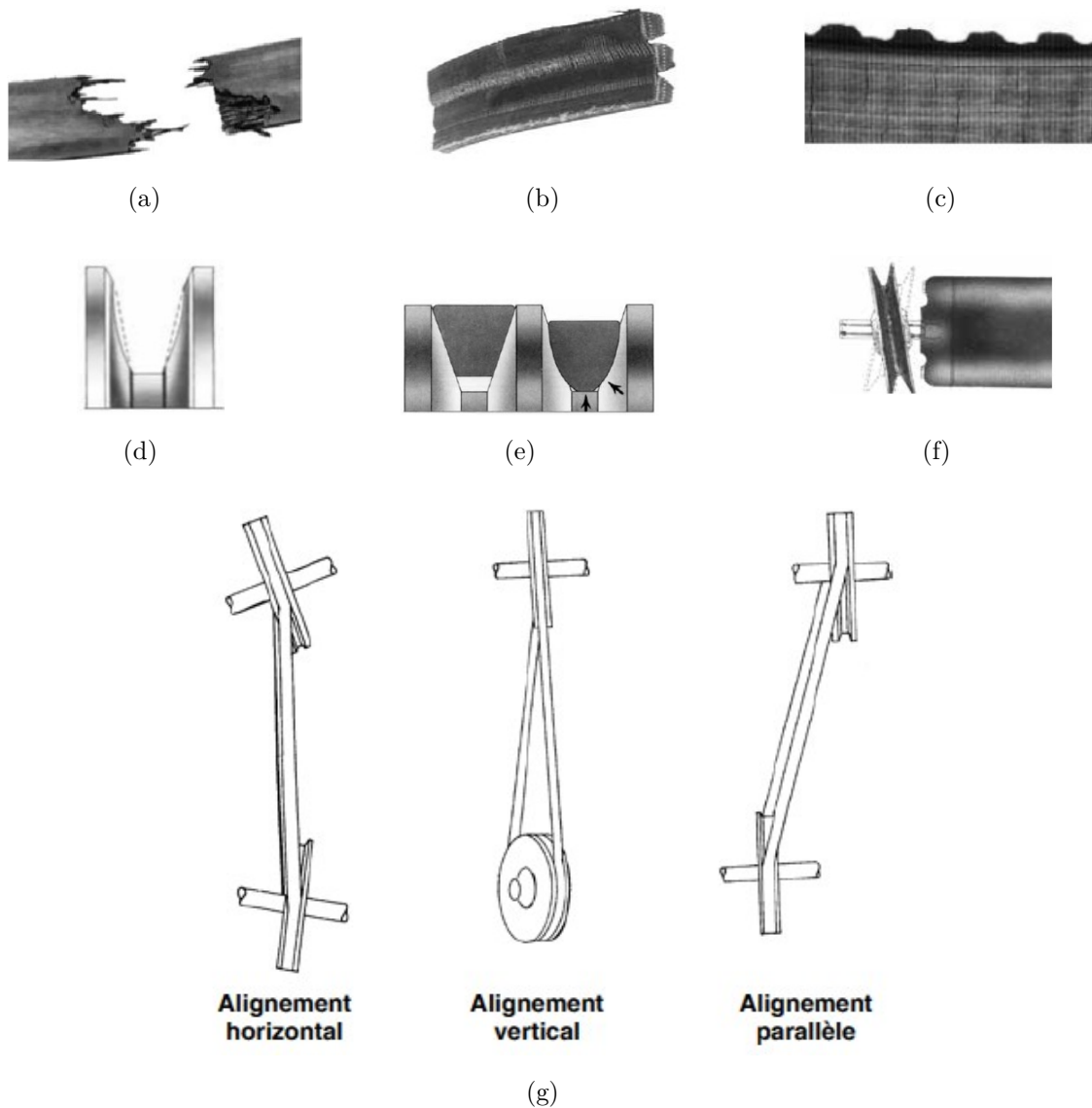


FIGURE 2.5 – Défauts structurels sur la courroie (1^{re} ligne) et la poulie (2^e et 3^e lignes) : rupture des cordes (a), dos usé (b), arrachement des dents (c) [Gat10], flancs de gorge usés (d), poulie oscillante (e), poulie endommagée (f) et défauts d'alignement des poulies [Eme10].

Le rendement dépend fortement des paramètres de conception, de l'usage et de l'entretien. Une installation des poulies, non conforme aux tolérances définies par les constructeurs, engendre des oscillations de celles-ci (figure 2.5 (c)) ou des défauts d'alignement. L'erreur d'alignement des poulies diminue la durée de vie de la courroie. Le désalignement, dont les trois principales manifestations sont illustrées à la figure 2.5 (g), apparaît lorsque les poulies sont mal positionnées sur les axes, si les arbres moteur et accessoire ne sont pas parallèles et quand les poulies sont inclinées par un mauvais montage. Un alignement incorrect a pour conséquence une usure accélérée des flancs de la courroie, un mauvais appariement (ou jumelage anormal) des courroies rendant inégal l'entraînement ainsi qu'une surchauffe des paliers et des arbres. Quoiqu'il en soit l'un des nombreux points forts des entraînements par courroie provient du fait qu'il n'est pas indispensable que l'alignement des poulies soit parfait [Eme10], bien qu'un alignement optimal maximise la qualité de transmission de puissance.

2.6 Surveillance et diagnostic « statiques » des transmissions par courroie

Les systèmes de transmissions par courroie sont soumis à d'énormes contraintes, en cours de fonctionnement. Dans la section précédente, nous avons pris connaissance des défauts touchant la courroie et la poulie. Certains sont naturels, engendrés par les heures d'utilisation, tandis que d'autres sont la conséquence d'une mauvaise installation ou du non-respect des indications de conception. Que ce soit pour la première catégorie ou la seconde, la maintenance régulière, qui implique une étape de surveillance puis de diagnostic si nécessaire, est la meilleure solution pour préserver les systèmes de transmissions, et donc de la machine tournante.

Il existe deux principales méthodes pour surveiller et diagnostiquer les entraînements par courroie. La surveillance et le diagnostic « statiques » nécessitent de mettre hors-service le système de transmission, qui est équivalent à un arrêt obligatoire de la machine tournante. Nous en parlerons dans les dernières sections de ce chapitre. La surveillance et le diagnostic « dynamiques », exposés dans le chapitre suivant, permet d'étudier l'état du système de transmission, alors que ce dernier est en service (en cours de fonctionnement).

2.6.1 Inspection visuelle et contrôle tactile

L'inspection visuelle (figure 2.6(a)) des éléments de l'entraînement par courroie est un moyen simple pour s'enquérir de leur état réel. Grâce à une analyse minutieuse, nous pouvons détecter des signes d'usure et de dégradations de toutes sortes. C'est une aide essentielle qui peut permettre d'identifier rapidement les causes réelles des problèmes.

Le contrôle tactile de la courroie se résume par son inspection sur toute sa longueur, en faisant attention à la présence de craquelures, de zones luisantes, de coupures, de dents cassées ou autres traces inhabituelles. La mesure de la température de courroie est un autre paramètre important, même s'il est tout à fait normal qu'elle chauffe en service. Elle ne doit cependant pas dépasser certaines limites. C'est l'une des raisons qui expliquent pourquoi il est recommandé d'installer un système de transmissions par courroie dans des endroits bien aérer et ventiler. En début de ce chapitre, nous avons vu que la température avait un impact négatif sur les performances et la longévité de la courroie. L'aspect physique et le contrôle au toucher des poulies peuvent être symptomatiques. Ces deux procédures font état, par exemple, de rouille éventuelle, de débris ou même de saleté fixés sur celles-ci. En cas de présence d'usure sur le flanc ou le fond de gorge de la poulie, il est préférable de la remplacée de suite.

Une transmission ayant bénéficié d'une bonne conception, d'une excellente installation et d'un entretien récurrent fonctionnera de façon souple et peu bruyante, pendant de nombreuses années. Ce sont en particulier les travaux de maintenance qui auront pour effet la réduction de la probabilité d'avoir des problèmes mécaniques, tout en tirant la quintessence maximale du système de transmission. Cette probabilité est largement conditionnée

par l'état de la tension de pose de la courroie.

2.6.2 Estimation de la tension de pose

Des facteurs initiaux conditionnent la durée de vie des systèmes de transmissions par courroie. La tension de pose impacte directement sur la longévité de la courroie, qui est grandement réduite si elle a été mal installée à l'origine. En cas de sous-tension, la courroie aura tendance à glisser, alors que la sur-tension va engendrer un bruit excessif (couinement). Même si la tension assure le frottement entre la courroie et les poulies et rend possible l'entraînement, la sur-tension génère une transmission de couple avec excès sur les roulements, au niveau de l'arbre vilebrequin [KP05]. Dans l'industrie automobile par exemple, il est recommandé une pré-tension de la courroie aussi petite que possible, dans le but de réduire la fatigue de celle-ci tout en prolongeant la durée de vie des roulements. Dans le même temps, une pré-tension faible peut entraîner une perte de puissance et conduire au glissement de la courroie. Trouver l'équilibre parfait entre la maximisation de la puissance à transmettre et la minimisation du glissement est l'objectif cornélien à atteindre.

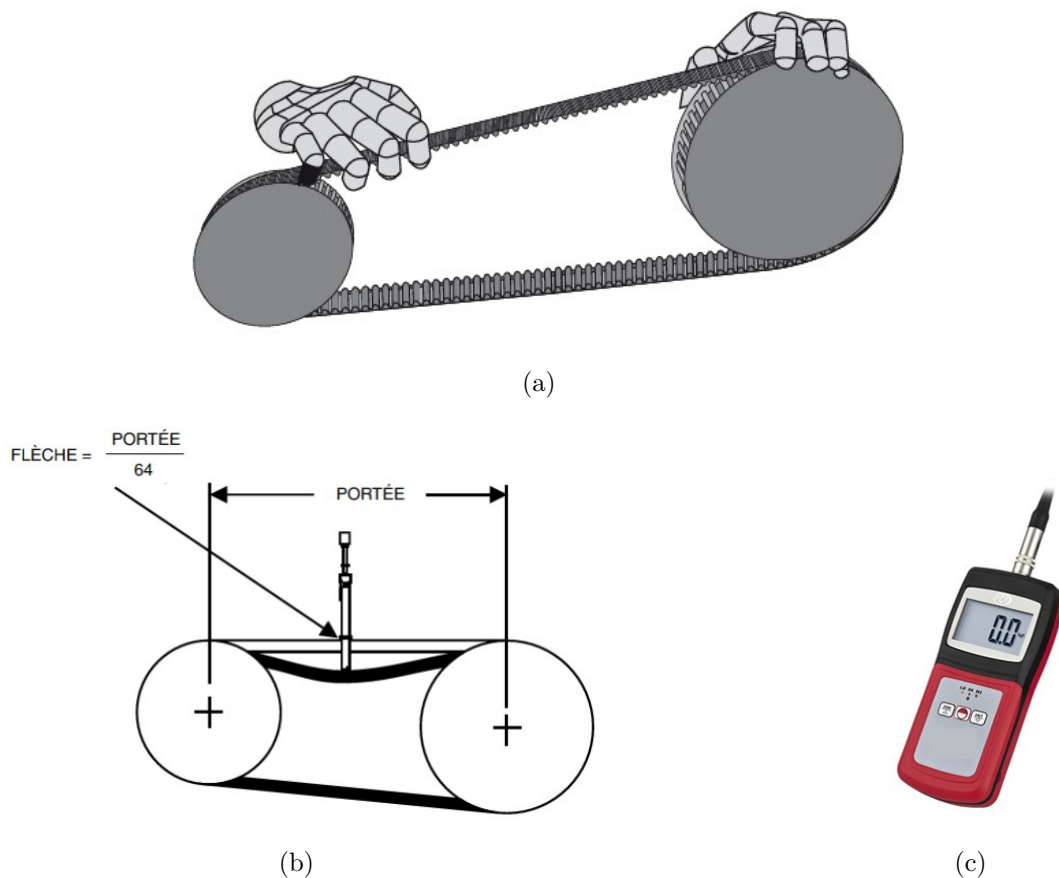


FIGURE 2.6 – Contrôle tactile (a) [Gat10], estimation de la tension de pose par la déviation transversale de la courroie (b) et appareil de mesures de la tension par excitation transversale de la courroie (c) [Eme10].

Comme nous l'avons vu précédemment, la tension initiale est un paramètre essentiel les transmissions par courroie, qui doit être bien réglé. La surveillance de la tension se fait généralement lors de la mise hors service de la courroie. Dans le secteur industriel, cela requiert un arrêt de la machine concernée. Si cette dernière est cruciale dans la chaîne de production, cela pourrait engendrer de grosses pertes financières imprévues. Plusieurs méthodologies peuvent permettre de déterminer et de choisir la meilleure tension possible. Deux méthodologies

sont généralement employées : la déviation transversale et l'excitation des vibrations transversales.

Dans la déviation transversale, les propriétés d'élasticité et de linéarité des matériaux constituant de la courroie sont la base pour l'estimation de la tension. Il s'agit de mesurer, depuis le milieu du brin de la courroie, la force de déviation nécessaire pour obtenir une flèche de 2 mm par 100 mm de longueur de brin en moyenne. Lorsque la force de déviation obtenue est inférieure à la force maximale recommandée par les constructeurs, la courroie neuve (respectivement courroie déjà en usage) doit être retendue. La force de déviation requise se situe entre la tension induite par la déviation et la tension initiale [BJD02], connaissant les caractéristiques des matériaux de la courroie. Grâce à un tensiomètre traditionnel (figure 2.6 (a)) placé perpendiculairement au centre du brin de courroie, les techniciens de maintenance exercent une pression sur cet appareil de manière à fléchir la courroie de la valeur indiquée par l'anneau inférieur. Une règle, posée sur les deux poulies, permet une lecture plus précise [BJD02]. Cependant, cette méthodologie, par déviation, a plusieurs limites. Elle est trop sensible à la région (position de mesure) où l'on applique la déviation et son résultat est perturbé par le manque de linéarité élastique des constituants majeurs de la courroie. D'autre part, elle ne prend pas compte de la rigidité de flexion de la courroie, qui n'est pas toujours négligeable (cas de la courroie trapézoïdale).

L'excitation des vibrations transversales, méthodologie plus complexe, utilise des équations mathématiques. Elles permettent d'estimer la tension de pose de la courroie à partir de la fréquence fondamentale de la vibration libre [FBH88, FBH89]. Avec différents appareils comme un tensiomètre sonore (ou inductif), il est possible d'analyser les ondes sonores produites par une courroie qui vibre, après avoir été excitée volontairement. Une courroie vibre naturellement à une fréquence particulière f_n (Hz), qui dépend de sa tension T (N), sa masse linéique m (kg/m) et sa longueur de brin l (m). L'équation 2.1 traduit le lien existant entre ces différents termes. Le calculateur incorporé dans le tensiomètre sonore (figure 2.6 (b)) mesure la fréquence au moyen des variations de pressions sonores produites par la courroie et calcule la tension correspondante. La valeur de tension est affichée en Newton ou en Hertz.

$$T = m \left(f_n \frac{2l}{n} \right)^2 \iff f_n = \frac{n}{2l} \sqrt{\frac{T}{m}} \quad (2.1)$$

Dans cette section, il s'avère évident que tous les systèmes de transmissions par courroies doivent être exploités à la tension de pose adaptée, dans le but d'assurer le meilleur frottement possible de la courroie contre les flancs de gorge des poulies. La tension idéale est la tension la plus faible à laquelle la courroie ne patine pas, lorsque la charge maximale est appliquée.

En observant la transmission mise hors-service, nous pouvons détecter les défaillances structurelles. Il est beaucoup plus difficile de voir des phénomènes inhabituels (bruits importants ou vibrations anormales) visibles uniquement en cours de fonctionnement. De ce fait, d'autres méthodes telles que la mesure avec des capteurs de vibration, de contraintes, sonores ou même vidéo doivent être choisies suivant le phénomène à suivre.

Chapitre 3

Modélisation et simulation des transmissions par courroies pour la surveillance et le diagnostic « dynamiques »

3.1 Introduction sur les approches de modélisation des transmissions par courroies

Ces cinquante dernières années, 3 différentes approches de résolution ont été employées dans de nombreuses investigations scientifiques, pour traiter la problématique relative aux transmissions par courroies. Dans la première, des auteurs ont cherché à déterminer la cause de la différence de tension dans les brins de la courroie. Pour cela, deux théories (de frottement et de cisaillement) ont été exploitées pour tenter d'expliquer le comportement dans la zone de contact poulie/courroie. Dans la seconde approche, il s'agissait de résoudre différentes équations du mouvement traduisant les mécanismes d'excitations des vibrations transversales de la courroie, en négligeant la rigidité de flexion. Enfin, la dernière approche porte sur les caractéristiques physiques de la courroie. Plusieurs paramètres (modes d'amortissement et surtout rigidité de flexion) sont pris en compte dans les modèles des auteurs.

Dans la suite, nous présentons une synthèse bibliographique de ces trois approches de résolution.

3.2 Mécanisme de frottement expliquant les variations de tension

L'étude du mécanisme de frottement dans les systèmes à entraînements par courroie se résume généralement au glissement qui peut exister dans la zone de contact poulie/courroie. En 1762, Euler [Eul62] a été le premier auteur à démontrer ce phénomène. Presqu'un siècle plus tard, Reynolds [Rey74b] a été parmi les pionniers dans l'étude des transmissions de couple entre plusieurs poulies. Il a inventé la théorie classique du frottement [Rey74a]. Cette théorie suppose qu'un contact de type Coulomb est présent entre la poulie et la courroie. Le frottement dépend de la différence de tension dans les brins de courroie entrant et sortant de la poulie. Le

résultat de son travail montre que ce type de transmission crée des pertes de tension et de vitesse à cause du phénomène de frottement élastique de la courroie d'une part. D'autre part, la courroie s'étire dans la direction axiale, lorsqu'elle est enroulée autour de l'arc de la poulie et cet allongement augmente avec la différence de tension dans les brins. Si l'on imagine l'arc de la poulie qui est en contact avec la courroie, il est caractérisé par une partie où la courroie est en adhérence avec la poulie (au début de l'arc) et une autre partie dans laquelle la courroie glisse sur les gorges de celle-ci. Lors de ce mécanisme, les pertes de tension et de vitesse en présence sont engendrées par le frottement.

Il y a une cinquantaine d'années, Firbank [Fir70] a développé les précédents travaux d'Euler [Eul62]. Sa nouvelle approche, la théorie de cisaillement, appliquée aux courroies inextensibles, permet de calculer le glissement de la courroie. L'examen de la contrainte de cisaillement dans la courroie a situé la région où cette dernière entre en contact avec la poulie, démontrant l'existence d'une zone d'adhésion. Dans cette zone, la courroie ne glisse pas et un coefficient de frottement statique est applicable. Ces observations indiquent que lorsque les contraintes de cisaillement sont plus importantes que les forces de frottement, le glissement de la courroie sur les gorges de la poulie apparaît. Dès lors, il faut considérer le coefficient de frottement cinétique. Un point de transition divise alors l'arc de contact : un arc d'adhérence et un arc de glissement. Firbank a pu définir une équation traduisant le changement de tension des brins (en entrée et en sortie de poulie), en faisant l'hypothèse de faible inertie, d'absence de forces de frottement tangentielles, d'adhérence de la courroie à la surface de la poulie et de la constance dans les valeurs des coefficients de frottement statique et cinétique. L'étude expérimentale démontre que le coefficient de frottement cinétique n'est pas constant et est fonction de la vitesse, de la présence d'humidité et de poussière, de la température de surface, etc. De même, le coefficient de frottement statique est fonction de la quantité de vibrations présente dans la transmission. En vue de faciliter le calcul, Firbank suppose négligeable ces facteurs d'influences. Ces analyses théorique et expérimentale révèlent que davantage de puissance est transmise par frottement statique plutôt que frottement cinétique.

Des hypothèses originales issues des résultats théoriques ont été proposées par Johnson [Joh85, Joh87]. D'après son travail, il n'existe pas de glissement entre les zones d'entrée et de sortie de la courroie du creux des poulies. Alors que la traditionnelle théorie de frottement nous dit que le glissement est généralement acceptable, dans les cas réels, il n'en est rien. Notamment, on peut constater que les courroies plates et trapézoïdales ont tendance à glisser, ce qui a pour conséquence des pertes de puissance. Les investigations détaillées de Gerbert [Ger91] l'ont mené à considérer la courroie comme une corde et à étudier le phénomène de frottement. Sa conclusion est qu'il y a glissement uniquement dans la zone où la courroie sort de la poulie. Les auteurs De Almeida et Greenberg [DAG95] ont démontré que la puissance transmise par les entraînements par courroie dépend des variations existant dans la vitesse et la charge. Si la vitesse de la poulie accessoire diminue, cela engendre un glissement de la courroie dans les gorges de cette dernière. Ainsi donc, leur travail stipule que les entraînements par courroie sont régulièrement le siège de phénomènes de glissement qui ont un impact considérable.

Alciatore et Traver [AT95] ont étudié à la fois la théorie de frottement proposé par Reynolds [Rey74a] et celle de cisaillement introduite par Firbank [Fir70], mais appliqué aux entraînements par courroie multi-poulies. Dans leur approche, il est d'abord supposé que la courroie est inextensible et que sa longueur totale reste constante, puis que la somme algébrique des contraintes de cisaillement est nulle, en cours de fonctionnement. Dans d'autres travaux, Gerbert [Ger96, Ger99, GS02] a aussi tenté de présenter une théorie unifiée mais suivant le frottement et le glissement, dans le cas des courroies striée et trapézoïdale. Il stipule que l'extensibilité de la courroie ne peut seule expliquer le comportement de glissement. Gerbert note dans un second temps que les différences de vitesse de la courroie (en entrée et sortie de la poulie) peuvent être influencées par son rayon de courbure (cas des courroies épaisses), au niveau des poulies. Il montre clairement que la zone où la courroie est en contact avec la poulie est celle qui transmet véritablement la puissance.

Dans l'objectif de déterminer les caractéristiques de frottement entre une poulie et une courroie, en conditions humides et sèches, Meckstroth [Mec98] a réalisé des essais dynamiques. Les résultats de son expérimentation n'a

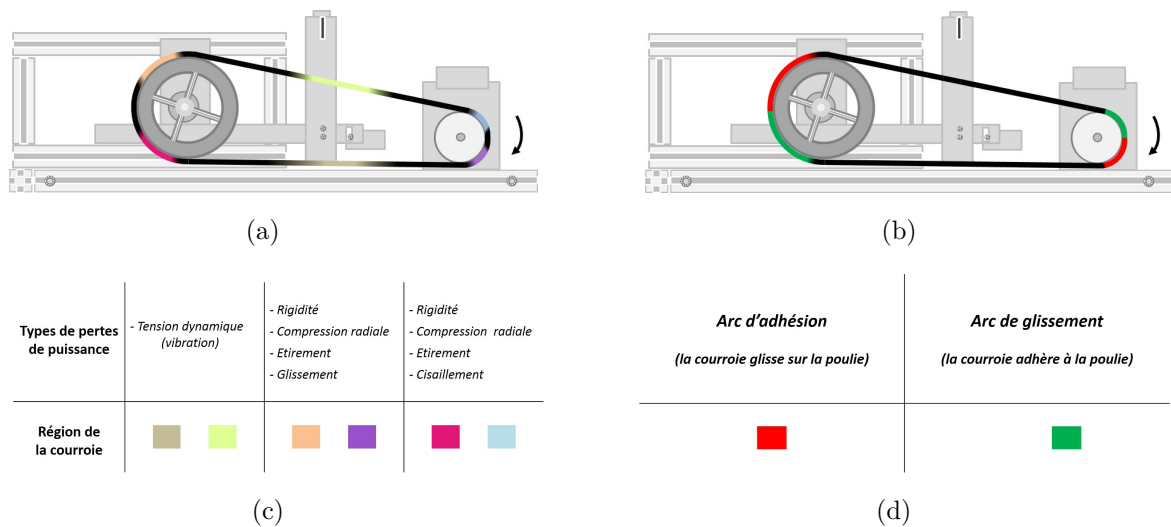


FIGURE 3.1 – Régions de la courroie siège de différentes pertes de puissances (a-c) et arc de contact poulie/courroie divisé en arcs d’adhésion et de glissement (b-d).

fait que valider la théorie de cisaillement. D’après cet auteur, on peut considérer, après une bonne répétabilité des résultats de tests, que le coefficient de frottement dynamique diminue sensiblement en conditions humides. A l’état d’équilibre (régime stationnaire), Rubin [Rub00] a généré une solution exacte pour une courroie extensible (courroie assimilable à une corde), à partir des équations non-linéaires, en intégrant notamment l’effet du frottement de Coulomb, des accélérations radiale et tangentielle ainsi que la perte de puissance engendrée par le frottement entre la courroie et les poulies. Une autre modélisation du frottement, pour les transmissions par courroies trapézoïdales, a été proposée par Nishizawa et al. [NS05]. Ce modèle prédit la puissance de transmission pour la courroie, en incorporant la macro-influence du glissement de la courroie.

Très récemment, Manin [MLL14] a apporté une nouvelle vision sur les deux grandes théories précédentes. Le but principal de son travail a été d’estimer une carte des pertes de puissance pour un système à transmission par multi-poulie simulé dynamiquement. Il a développé un modèle d’après la théorie de Gerbert [Ger99], pour les courroies plate et trapézoïdale, néanmoins réadapté uniquement à la courroie striée. Il a d’abord identifié puis modélisé les pertes de puissance dans une simple transmission par courroie striée, avec deux poulies, en conditions stables (régime stationnaire). L’auteur a défini deux sortes de pertes, internes et externes. Les régions sièges de pertes internes sont observables sur les figures 3.1 (a-c). Ces pertes de puissance, causées par le comportement hystérétique du caoutchouc, se situent là où la courroie subit des contraintes de flexion, de compression, d’étirement et de cisaillement. Généralement, cinq régions de la courroie sont concernées et une supplémentaire existe spécifiquement pour la courroie striée : la zone de compression (zone de contact entre les stries de la courroie et les gorges de la poulie). Dans son travail, Manin n’a pas tenu compte des pertes hystérétiques de cisaillement et d’étirement de la courroie, parce que les contraintes sur les courroies striées sont assez faibles. Les figures 3.1 (b-d) montrent les régions où se situent uniquement les pertes externes. Ce type de pertes de puissance, engendré par la glissement poulie/courroie, apparaît à l’endroit où la courroie et les poulies sont en contact, dès que le glissement relatif poulie/courroie intervient. Ceci se reflète sur les moments du glissement poulie/courroie et les moments de frottements des roulements des poulies. L’arc de contact de la poulie peut être divisé en deux parties : l’arc d’adhésion (■) et l’arc de glissement (■). Dans l’arc de glissement, un certain frottement se produit et il y a un mouvement relatif entre la courroie et la poulie. Manin a étendu son modèle simplifié à un système typique FEAD à six poulies. Sur la figure 3.2 (a), la poulie vilebrequin (1) transmet de la puissance aux cinq autres poulies à centre fixe (pas de tendeur). Toutes les poulies ont le même type de roulements tandis que les poulies (1, 2 et 4) sont le siège d’un couple résistant. Les conclusions générales sont présentées sur les figures 3.2. Les pertes de puissance dominantes sont dues, par ordre d’importance, aux roulements (■), à la rigidité hystérétique de la courroie (■), au glissement poulie/courroie (■) et à l’hystérésis

de compression des flancs (■). Les pertes de puissance dues aux roulements sont visibles sur toutes les poulies mais moins marquées sur celles tournant à faible vitesse. L'observation est la même pour les pertes par rigidité hystérétique de la courroie : elles sont plus grandes pour des rayons de poulies plus petits et inversement proportionnelles au rayon des poulies. Les pertes par glissement de la courroie n'apparaissent qu'au niveau des poulies avec couple résistant (1, 2 et 4). Ces mêmes poulies représentent la majeure partie des pertes de puissance totales dans le système de transmission FEAD (■). Dans la zone de contact poulie/courroie, les pertes de compression proviennent de la compression des flancs (■) alors que la compression radiale est considérée comme négligeable (■).

3.3 Mécanisme d'excitations causant les vibrations

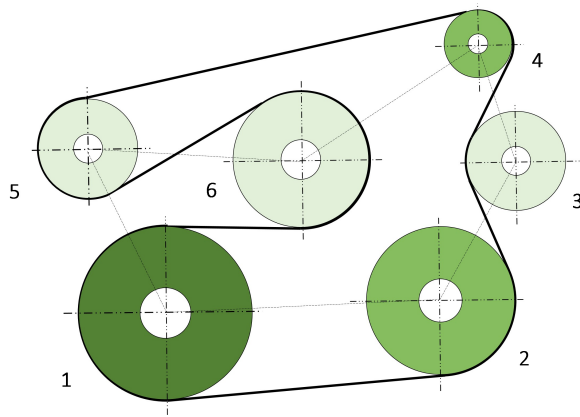
Les premiers travaux marquants en littérature, sur les vibrations dans les systèmes de transmissions, datent des années 1950. Une équation fondamentale du mouvement, dans laquelle la courroie est assimilable à une corde mobile, avec une vitesse axiale constante (régime stationnaire) sur des supports lisses, incluant des oscillations forcées et un amortissement linéaire, a été proposée par Sack [Sac54]. Il a ainsi utilisé une méthode de dérivation d'une équation d'onde qui lui a permis de déterminer celle du mouvement. D'après Sack, lorsque la vitesse axiale croît en continue, on observe une diminution des fréquences de vibrations naturelles. Il conclut que le mouvement longitudinal de la corde provoque une réduction des fréquences de résonance. Ce taux de réduction est de la forme $\frac{v^2}{c^2}$ [Sac54], où v est la vitesse axiale de la courroie et c celle de l'onde. Dans un autre contexte, celui des transmissions à chaîne, Mahalingham [Mah56] a montré que la tension centrifuge d'une chaîne (enroulée sur des poulies) augmente la vitesse de l'onde et réduit les instabilités. Mahalingham a assimilé une chaîne lourde à une corde lourde uniforme idéalisée, dans le but d'étudier l'effet dans le modèle, en incluant la tension centrifuge.

Son étude est un modèle incluant celle de la vibration forcée due aux excitations transversale et longitudinale.

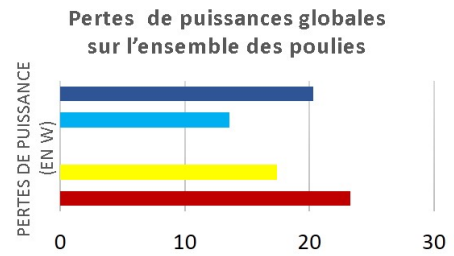
Dans ses travaux de recherche, Miranker [Mir60] a mené des investigations sur l'équation du mouvement pour une bande se déplaçant entre de simples supports. Puis, grâce au principe d'Hamilton, il a dérivé cette équation du mouvement, en considérant l'hypothèse d'une tension axiale constante et en incluant pour la première fois l'accélération axiale. Grâce à la décomposition d'une solution en somme de deux ondes se propageant dans des directions opposées, il a également résolu l'équation d'une corde mobile axialement. En outre, Miranker a montré l'existence d'un transfert périodique d'énergie dans et en dehors des systèmes à mouvement axiaux équivalents à deux fois la fréquence de la vibration libre.

Une étude très détaillée a été faite par les auteurs Ulsoy et al. [UWH85]. Un modèle mathématique, sous forme d'équations couplées linéaires, leur a permis d'étudier les vibrations transversales et la stabilité des systèmes comportant des poulies, une courroie et un tendeur. Le travail expérimental effectué a validé leur modèle et a surtout démontré que la tension dynamique excite paramétriquement les vibrations transversales, conduisant à des instabilités de type Mathieu. A la même époque, Gasper et Hawker [GH89] ont proposé des équations gouvernant un système à transmission par courroie serpentine. Le modèle développé est une solution technique, en termes de valeurs et vecteurs propres. En faisant varier différents paramètres tels que l'amortissement, la charge des poulies accessoires, les fluctuations de couple, il a ainsi pu étudier les modes longitudinaux de la courroie.

Au début des années 1990, Mote et Wickert [WM90] ont développé une méthode de simplification de la formulation complexe des fonctions propres, dans leur modèle continu à mouvement axial. Comme un prolongement de ses précédents travaux avec Gasper [GH89], Hawker, dans sa thèse, a mené des études sur le mouvement angulaire des éléments accessoires rencontrés dans les face-avant des moteurs d'automobiles. Son modèle mathématique a pour but de déterminer les fréquences naturelles, les formes d'ondes, les réponses forcées et la tension dynamique en utilisant une méthode de superposition. Leurs résultats théoriques ont été validés par l'expérimentation. Au cours de la même période, Barker et al. [Haw91] ont dérivé un modèle non-linéaire des

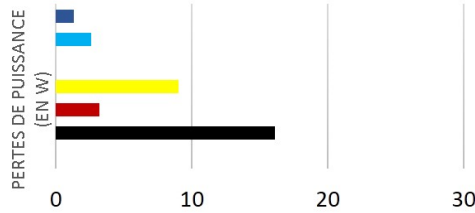


(a)



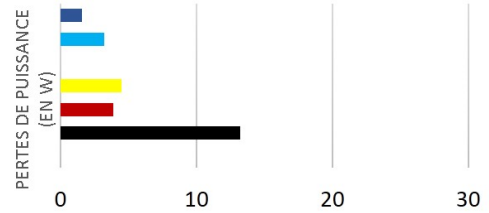
(b)

Poulie vilebrequin n°1 avec couple résistant



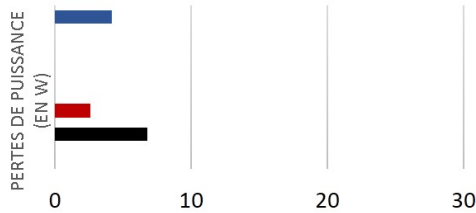
(c)

Poulie accessoire n°2 avec couple résistant



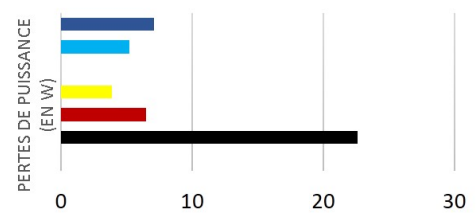
(d)

Poulie accessoire n°3



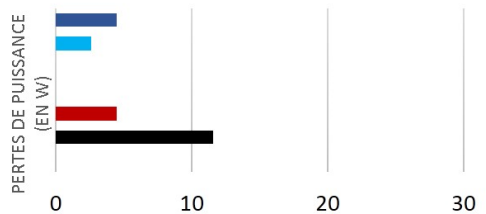
(e)

Poulie vilebrequin n°4 avec couple résistant



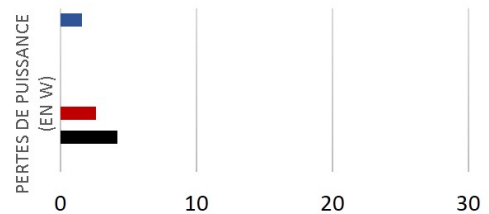
(f)

Poulie vilebrequin n°5



(g)

Poulie accessoire n°6



(h)

- | | | |
|--|---|--|
| ■ Rigidité hystérique de la courroie | ■ Hystérésis de compression radiale | ■ Pertes au niveau des roulements |
| ■ Hystérésis de compression des flancs | ■ Glissement de la courroie | ■ Pertes de puissance totales sur la poulie |

(i)

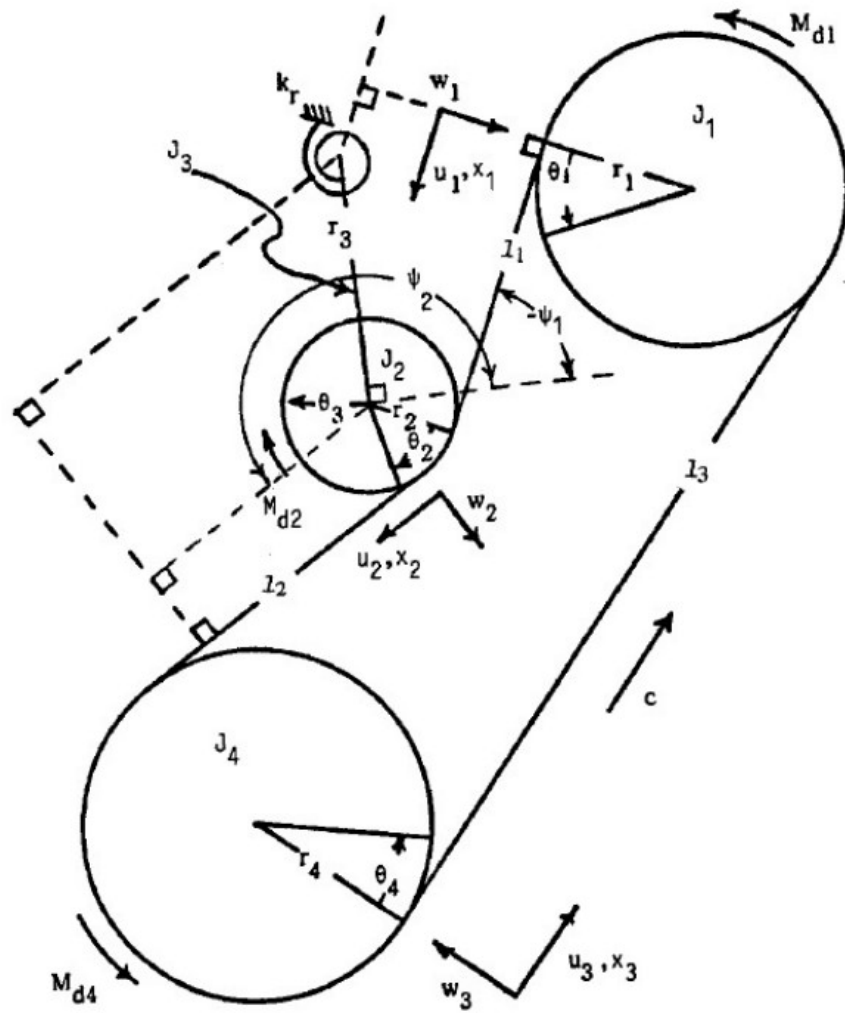
FIGURE 3.2 – Système de transmission FEAD à six poulies (a) et cartes de distribution des pertes de puissance.

réponses longitudinales des brins de courroies en lien avec les réponses des poulies vilebrequin et accessoire. Ce modèle montre qu'il est possible de caractériser les modes en rotation en linéarisant les équations du mouvement à l'état d'équilibre.

De nouvelles approches mathématiques sont nées en opposition avec les précédentes qui considéraient les modes transversaux et longitudinaux comme indépendants. Beikman [Bei92] a ainsi montré qu'il existe un mécanisme de couplage linéaire entre les modes transversaux des brins adjacents et les modes en rotation du tendeur automatique, découlant de l'étirement de la courroie. Ce couplage est engendré par le degré de liberté en rotation du bras du tendeur. Devenu trop important, le couplage non-linéaire peut engendrer une résonance interne. Beikman, cette fois-ci en co-auteurs avec Perkins et Ulsoy [BPU96a], sont allés plus loin dans leurs recherches, en évaluant une transmission prototype composé d'une poulie accessoire, d'une poulie vilebrequin et un tendeur dynamique. Ils ont examiné le cas de la réponse libre linéaire des entraînements par courroie serpentine lorsqu'il existe un couplage entre les modes transversaux et de rotation. Cet examen a décrit non seulement les vibrations en rotation des poulies et du tendeur, mais également les vibrations transversales dont est sujette la courroie. Leur travail présente une approche permettant de calculer les fréquences naturelles et les formes de mode. D'autres travaux supplémentaires [BPU96b] ont indiqué qu'en présence de résonance interne, les modes dominants en rotation génèrent des fluctuations de la tension dynamique qui peuvent exciter les grandes vibrations transversales de la courroie. Le travail a porté sur le modèle de base défini sur la figure 3.3. Cela résulte des forts mécanismes non-linéaires qui couple les modes en rotation des poulies (longitudinaux de la courroie) et les modes dominants transversaux de la courroie. Dans la même année, Zu [Zu96] a développé un ensemble d'équations du mouvement pour un système de face-avant des moteurs automobiles, dans lequel des poulies en rotation sont reliées par des brins de courroies considérés comme des ressorts linéaires. Les équations dynamiques du mouvement ont été utilisées pour estimer la tension d'un brin de la courroie, en fonction des rotations de la poulie, alors que le calcul de la fonction de transfert a donné la réponse du système face à une excitation du vilebrequin.

Malgré la preuve de l'existence des vibrations couplées poulie/courroie, une partie des auteurs se sont concentrés à ne pas les considérer dans leurs travaux. Un modèle mathématique pour un système de transmission avec des poulies, des courroies et des roulements a été développé par Kim et Lee [KL99]. En prolongeant le travail de Beikman [Bei92], Zhang et Zu [ZZ99] se sont servis d'un système prototype avec à trois poulies, dans lequel un tendeur (par le mouvement de son bras de fixation) limite les vibrations transversales des brins adjacents de la courroie serpentine. Ils ont formulé un modèle linéaire, en assimilant la courroie comme une corde, pour établir une équation caractéristique explicite pour les fréquences naturelles. Elle a permis de concevoir une transmission par courroie afin de savoir comment les caractéristiques du système affectent les valeurs propres. Dans leurs travaux suivants [ZZ00], ils ont poursuivi l'analyse d'un système non-linéaire, dans le but d'étudier la résonance paramétrique des vibrations de couplage poulie/courroie. Ils se sont également servis d'une méthode des échelles multiples, pour examiner les équations aux dérivées partielles associées. En collaboration avec Nouri, Zu [NZ02] a cherché à optimiser le design des tendeurs automatiques dans les systèmes de transmissions par courroies. Le modèle développé est la combinaison d'une programmation quadratique séquentielle appliquée à un système à plusieurs degrés de liberté et d'une méthode Kuhn-Tucker, pour un système à un seul degré de liberté. Ce modèle optimisé limite les variations de tension dans les brins de courroies et les réponses des poulies à l'excitation harmonique de la poulie vilebrequin.

La collaboration fructueuse de Kong et Parker [KP03, Kon03, Par04] décrit un procédé efficace pour le calcul des solutions propres et des réponses dynamiques des systèmes de transmissions par courroie serpentine couplés. Leur travail de recherche très élaboré a apporté de nombreuses améliorations, en réduisant nettement la vitesse de détermination de la solution optimale et en levant les verrous liés aux problèmes numériques rencontrés avec les méthodes courantes. Il est évident que le système d'équations est plus simple lorsque la modélisation des mouvements en rotation du tendeur et les mouvements transversaux des brins adjacents au tendeur sont découplés. Leur modèle principal est présenté sur la figure 3.4. Malheureusement, cela ne traduit pas la réalité.

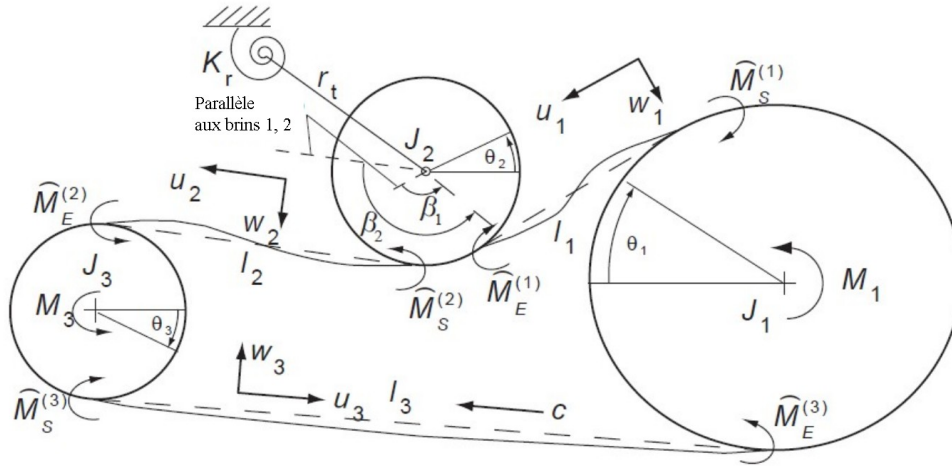


(a)

Symbole	Unité	Définition	Symbole	Unité	Définition
1, 2 et 3		Indice i relatif respectivement à la poulie menante, la poulie menée et le tendeur dynamique	x_i	m	Coordonnée locale dans la direction longitudinale du brin de courroie i
M_{di}	N.m	Moment dynamique appliqué à la poulie i	z_i	m	Coordonnée locale dans la direction transversale du brin de courroie i
J_i	kg.m ²	Moment d'inertie en rotation de la poulie i	c	m/s	Vitesse de la courroie à l'état stable (régime stationnaire)
θ_i	rad	Rotation de la poulie i	M_{di}	N.m	Moment dynamique appliqué à la poulie i
r_i	m	Rayon de la poulie i	ψ_1, ψ_2	m	Angles d'alignement à l'équilibre
u_i	m	Déplacement de la vibration longitudinale du brin de courroie i	k_r	N.m	Constante du ressort en rotation du bras tendeur
w_i	m	Déplacement de la vibration transversale du brin de courroie i			

(b)

FIGURE 3.3 – Modélisation d'un système de transmission à trois poulies (a) et définition des paramètres associés (b), selon les travaux de Beikman, Perkins et Ulsoy [BPU96b].



(a)

Symbole	Unité	Définition	Symbole	Unité	Définition
1, 2 et 3		Indice i relatif respectivement à la poulie menante, la poulie menée et le tendeur dynamique	u_i	m	Déplacement de la vibration longitudinale du brin de courroie i
M_i	N.m	Moment dynamique appliqué à la poulie i	w_i	m	Déplacement de la vibration transversale du brin de courroie i
$\widehat{M}_S^{(i)}$ $\widehat{M}_E^{(i)}$	N.m	Moments aux extrémités respectivement sur les points de départ et de fin du brin i	c	m/s	Vitesse de la courroie à l'état stable (régime stationnaire)
J_i	kg.m ²	Moment d'inertie en rotation de la poulie i	l_i	m	Longueur du brin de courroie i
θ_i	rad	Rotation de la poulie i	K_r	N.m	Rigidité du ressort du bras tendeur
r_i	m	Rayon de la poulie i			
r_t	m	Longueur du bras tendeur			

(b)

FIGURE 3.4 – Modélisation d'un système de transmission à trois poulies (a) et définition des paramètres associés (b), selon les travaux de Kong et Parker [KP03, Kon03].

Si l'on souhaite étudier le couplage, cela exige d'utiliser des techniques de solutions gourmandes en termes de puissance de calcul pour résoudre les équations du système. Les auteurs ont cherché à savoir quel effet le couplage a sur les réponses du système afin de connaître la précision avec laquelle les solutions sont limitées en utilisant une telle hypothèse.

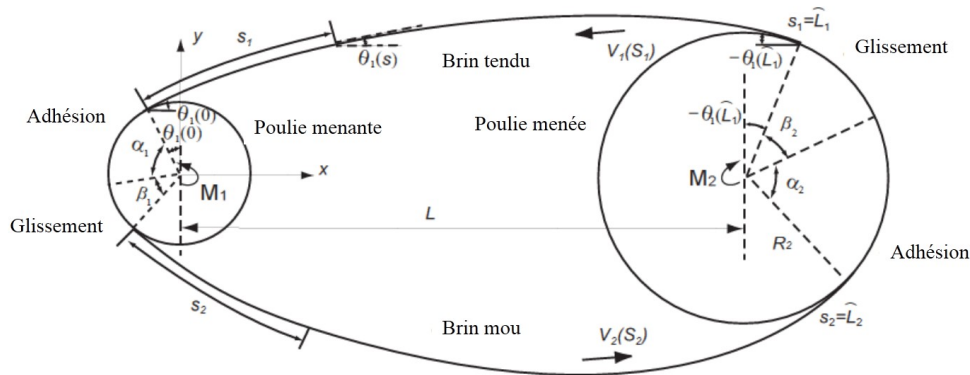
Plus tard, Zhu et Parker [ZP08] ont étudié l'impact du frottement du tendeur sur les solutions périodiques d'un système de transmissions à trois poulies à excitation périodique. Michon et al. [MMPD08] ont montré que les courroies striées d'automobile présentent de grandes vibrations transversales et des caractéristiques d'instabilité non-linéaires et paramétriques. Li et Chen [LC08] ont étendu ce dernier modèle en dérivant l'équation caractéristique aux conditions limites, pour les vibrations de couplage libres. Dans leur modélisation, Manin et Michon [MM09] ont déterminé que si les fréquences naturelles de la courroie sont voisines des fréquences de rotation des poulies, c'est alors qu'apparaît le phénomène de couplage et les vibrations transversales deviennent alors extrêmement nuisibles. Dans certaines situations, cela peut engendrer la sortie de la courroie des gorges des poulies. D'autres investigations ont montré un lien de cause à effet entre la rigidité de la courroie et l'amplitude des vibrations transversales.

3.4 Rigidité de flexion de la courroie engendrant les variations de tension et les vibrations

Alors que certains auteurs ont tenté d'expliquer les phénomènes en présence en se penchant sur les forces de frottement au point de contact poulie/courroie, d'autres se sont concentrés purement sur les problèmes de vibrations. Pourtant, Mote [Mot65] et Barakat [Bar68] ont considéré que l'on ne devait pas négliger la rigidité de flexion dans l'équation du mouvement. D'après Mote [Mot65], les excentricités de support sont la cause des variations périodiques de la tension dans la courroie, à vitesse axiale constante (régime stationnaire). Il a cherché à résoudre l'équation du mouvement par des méthodes numériques de type Galerkin, en vue de déterminer les fréquences fondamentales. Dans les années 1970, Firbank [Fir70] a développé son propre modèle théorique, incluant l'effet de la rigidité et de la tension centrifuge. Son travail de recherche a étendu l'équation de glissement pour une poulie entraînée. Plus tard, Simpson [Sim73] utilise le principe de Hamilton pour obtenir l'équation du mouvement d'une poutre en translation, en considérant quant à lui la rigidité axiale. Son travail fournit une étude de l'effet de la vitesse axiale sur la fréquence et la forme de mode. Whang, en co-auteur avec Mote [WM86], ont réussi à démontrer que pour prédire les caractéristiques vibratoires du système, il faut prendre en compte la rigidité de flexion et l'état d'équilibre, sinon des erreurs sont commises. De même, l'étude de Hawker [Haw91], sur les fréquences naturelles d'un système de transmission à deux et trois poulies, avec et sans bras tendeur automatique, l'a mené au résultat selon lequel les analyses théorique et expérimentale donnent des résultats très proches, dès lors que l'on modélise aussi les effets de rigidité de la courroie et de l'inertie des poulies sur la tension de courroie.

Au début des 2000, Wasfy et Leamy [WL02, LW02] ont développé de plusieurs modèles basés sur les éléments finis, en incorporant l'effet de la rigidité de flexion de la courroie. A partir de ces derniers, ils ont examiné le comportement des forces de contacts (normale et tangentielle), de l'angle d'enroulement, de la tension des brins, des vibrations transversales et du glissement de la courroie autour des poulies.

Balaji et Mockensturm [BM04], dans leur analyse, ont élargi les travaux de Barker, Oliver et Breig en incluant un mécanisme d'embrayage qui permet d'ajouter ou d'isoler les poulies accessoires à haute inertie. Cet embrayage (découpleur/isolateur) limite l'impact des fluctuations de tension de la courroie sur les poulies. Ils ont ainsi modélisé un système de sorte à n'observer que les vibrations longitudinales de la courroie, en intégrant un mécanisme qui permet d'ajouter ou isoler les poulies accessoires à haute inertie. L'équation du mouvement, après intégration numérique, permet d'obtenir l'effet des termes non-linéaires, dus à l'amortissement et du bras

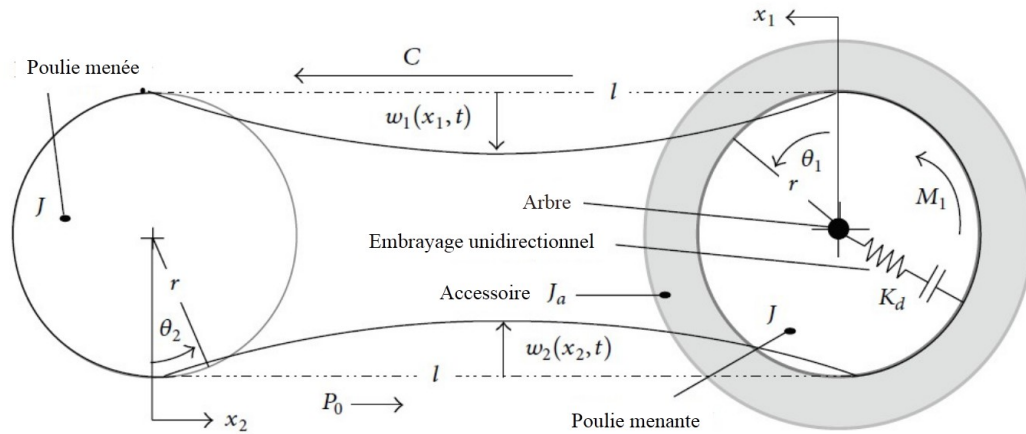


(a)

Symbole	Unité	Définition	Symbole	Unité	Définition
M_1	N.m	Couple de la poulie menante	β_1	deg	Angle de glissement entre la poulie menante et la courroie
M_2	N.m	Couple de la poulie menée	β_2	deg	Angle de glissement entre la poulie menée et la courroie
θ_1	rad	Rotation de la poulie menante	V_1	m/s	Vitesse axiale du brin tendu 1
θ_2	rad	Rotation de la poulie menée	V_2	m/s	Vitesse axiale du brin mou 2
R_1	m	Rayon de la poulie menante	\widehat{L}_1	m	Longueur de l'arc total de la courroie dans le brin tendu 1
R_2	m	Rayon de la poulie menée	\widehat{L}_2	m	Longueur de l'arc total de la courroie dans le brin mou 2
α_1	deg	Angle d'adhésion entre la poulie menante et la courroie	L	m	Distance entre les centres des poulies
α_2	deg	Angle d'adhésion entre la poulie menée et la courroie			

(b)

FIGURE 3.5 – Modélisation d'un système de transmission par courroie à deux poulies avec inclusion de la rigidité de flexion de la courroie (a) et définition des paramètres associés (b), d'après les travaux de de Kong et Parker [Kon03, KP05].



(a)

Symbole	Unité	Définition	Symbole	Unité	Définition
1 et 2		Indice i relatif respectivement aux poulies menante et menée	x_i	m	Coordonnée locale dans la direction longitudinale du brin de courroie i
M_1	N.m	Précharge entre l'arbre accessoire et la poulie menée	w_i	m	Déplacement de la vibration transversale du brin de courroie i
J	kg.m ²	Moment d'inertie en rotation de la poulie i	K_d	N.m	Rigidité de torsion du ressort d'accouplement
J_a	kg.m ²	Moment d'inertie en rotation de l'accessoire	C	m/s	Vitesse de la courroie à l'état stable (régime stationnaire)
θ_i	rad	Rotation de la poulie i	P_0	N	Tension statique axiale initiale
θ_a	rad	Déplacement angulaire de l'accessoire	l	m	Longueur des brins
r_i	m	Rayon de la poulie i			

(b)

FIGURE 3.6 – Représentation schématique d'un système dynamique de transmission par courroie à deux poulies couplé à un embrayage unidirectionnel (a) et définition des paramètres associés (b), d'après les travaux de de J. Ding et Hu [DH14].

tendeur automatique.

A partir de l'année 2003, Kong et Parker [Kon03, KP05, KP06] ont prolongé le travail de Wasfy et Leamy [WL02] et leurs précédentes contributions [KP03, KP04] purement orientées vers les phénomènes vibratoires, mais en intégrant le comportement d'un tendeur automatique, dans un système d'entraînement par courroie serpentine standard (voir modélisation à la figure 3.5). Ils ont examiné l'influence de la rigidité de flexion de la courroie sur les modes de vibrations transversales des brins de courroie et les fréquences naturelles du système. La rigidité de flexion a été intégrée en modélisant la courroie comme une poutre mobile, par opposition au modèle de corde mobile classiquement utilisée dans les travaux antérieurs. Ils ont utilisé un ensemble d'équations non-linéaires résolues par des techniques de conversion d'équations différentielles ordinaires, elles-mêmes reformulées pour les équations de mouvement dans des problèmes à valeur limite standard (discrétisation spatiale). Il est alors possible de prédire les déviations en équilibre des brins ainsi que la relation entre le couplage poulie/courroie et la rigidité de flexion. Dans les travaux qui ont suivi, Kong et Parker [KP05] ont montré que la rigidité de flexion de la courroie augmente aussi bien la tension que la déviation des brins de courroies. Cette observation est plus marquée pour les brins courts ou tendus faiblement et les courroies épaisses. Ce résultat a été plus tard confirmé par Dufva et al. [DKMS07].

A partir de la seconde loi de Newton, Les auteurs H. Ding et al. [DZY12] ont estimé que les équations du mouvement de translation des brins de courroie sont gouvernées par la vibration transversale d'une poutre tendue en mouvement axial. Dans leur travail, ils ont supposé que la poutre considérée, en mouvement axial, était excitée par une force temporellement harmonique et spatialement uniforme. Dans les travaux suivants, H. Ding, en co-auteur avec Zu [DZ13a], ont réussi à modéliser les brins de courroie en translation comme des cordes en mouvement axial. La particularité de leur travail vient du fait qu'il simule une transmission par courroie à deux poulies, avec et sans système embrayage. Ils montrent ainsi que lorsqu'un embrayage est présent dans la transmission, cela réduit grandement l'amplitude de la résonance non-linéaire dans la zone de contact poulie/courroie. Ils n'arrivent néanmoins pas à déterminer l'influence de la rigidité de flexion de la courroie sur le comportement dynamique du système poulie/courroie, couplé avec des accessoires. Andrea et al. [AEN14] montre quant à eux que la rigidité de flexion a un impact direct sur le comportement des brins de courroie, ainsi que les vibrations de torsion des éléments tournants. H. Ding et Li [DL14] ont étudié la réponse non-linéaire d'un système poulie/courroie excité par le mouvement périodique d'un arbre vilebrequin. Les systèmes de transmissions par courroie, dans les cas réels d'usage, sont habituellement soumis à plusieurs sources d'excitations. Toutefois, dans leurs études théorique et expérimentale, les auteurs ont toujours ignoré l'effet de ce couplage des différentes sources sur la vibration non-linéaire du système de poulie/courroie.

Récemment, J. Ding et Hu [DH14] ont simulé un système à entraînement par courroie à deux poulies, relié à un accessoire et un embrayage unidirectionnel (figure 3.6). Dans leur étude, les brins de courroie sont modélisés pour la première fois comme des poutres viscoélastiques en mouvement axial, par considération de la rigidité de flexion de la courroie en translation. Ils ont établi un modèle discret-continu par morceaux non-linéaires traduisant le couplage entre les mouvements de rotation des poulies et de l'arbre accessoire, la tension dynamique non-linéaire de la courroie et les vibrations transversales des brins de courroie en mouvement de translation. Ils ont examiné les caractéristiques des vibrations libres et d'équilibre du système dynamique. Les équilibres non triviaux de la courroie sont calculés numériquement par un modèle viscoélastique et une méthode itérative basée sur l'équation d'équilibre. Les fréquences naturelles du système poulie/courroie sont étudiées via une méthode de Galerkin à ordre élevé et des méthodes en quadrature différentielles et intégrales. De nombreuses conclusions sont à tirer de leurs investigations. Les solutions d'équilibre non-triviales des brins de courroie en translation et les cinq premières fréquences naturelles du système dynamique sont très sensibles à la rigidité de flexion. D'autre part, ils notent une augmentation des cinq premières fréquences naturelles du système poulie/courroie avec la tension statique initiale, le module de Young et l'épaisseur de la courroie.

D'autres travaux de recherche, menés par H. Ding et Zu [DZ14], ont eût pour objectif principal d'analyser

les réponses périodiques à l'état d'équilibre (régime stationnaire) d'un système poulie/courroie, relié à un embrayage unidirectionnel. Les brins de courroie en translation dans les systèmes poulie/courroie, couplés avec des embrayages unidirectionnels, sont modélisés comme des poutres viscoélastiques en mouvement axial. Le modèle considère les rotations de la poulie d'entraînement, la poulie entraînée et l'accessoire. L'algorithme Runge-Kutta à quatre termes est utilisé pour la discrétisation temporelle des équations différentielles ordinaires du 2^e ordre par morceaux non-linéaires. Les séries temporelles et leur transformée de Fourier sont numériquement calculées pour la poulie entraînée, l'accessoire, et les brins de courroie en translation. Les résultats numériques sont très intéressants. Ils montrent d'une part que les résonances se produisent lorsque la fréquence d'excitation est proche des fréquences naturelles de la poulie entraînée ou de deux fois les fréquences naturelles des brins de courroie. Et d'autre part, ces mêmes résonances apparaissent dans toutes les parties du système, avec et sans embrayages unidirectionnels : les vibrations du système sont donc couplées. En outre, la présence d'un embrayage unidirectionnel permet de réduire nettement les résonances de la poulie entraînée, de l'accessoire et des brins de courroie (non-linéarités), rendant plus stable tout le système. De plus, le rapport d'aspect de la section transversale de la courroie affecte de manière significative la réponse dynamique, traduisant le fait que la résonance des brins de courroie devient plus forte avec un moment d'inertie de la section transversale de courroie plus petit. Enfin, la pré-charge de la poulie entraînée affecte les réponses à l'état d'équilibre du système couplé avec un embrayage (mais est sans effet sans embrayage).

3.5 Méthodes expérimentales de surveillance et diagnostic « dynamiques »

L'étude théorique a apporté sa pierre à l'édifice dans la compréhension des mécanismes qui existent dans les entraînements par courroie. Certains auteurs ont utilisé une approche expérimentale basée sur l'interprétation de résultats obtenus sur bancs d'essai, en vue de valider ou apprendre davantage sur le comportement réel des systèmes de transmissions par courroies.

Dans ses débuts, les investigations expérimentales de Johnson [Joh87] sont arrivées à la conclusion de l'inexistence de variation de tension dans la zone de contact poulie/courroie. Le travail prolifique de Childs et Cowburn [CC87a, CC87b] a porté sur diverses courroies (plates et trapézoïdales). Ils ont uniquement fait varier les paramètres tels que les diamètres des poulies et la charge appliquée, afin d'en comprendre l'influence. Les effets de la charge et de la vitesse ont été menés par Peeken et Fisher [PF89]. En jouant sur les paramètres de la courroie (longueur et tension) et de la poulie (diamètre), ils ont observé une relation entre le glissement et la charge.

Au cours des années 90, Gerbert [Ger91] a étudié les variations de tension jusqu'à définir la zone où la courroie sort de la poulie comme étant le siège des variations de tension haute/basse. A la même époque, Barker et al. [BOB91] sont passés de la théorie à l'expérimentation par l'étude d'un système à l'état d'équilibre, avec et sans bras tendeur automatique, incluant le changement dans la longueur de la courroie dû à son étirement au niveau de l'arc de la poulie. Ce changement a justement été calculé en utilisant le coefficient de rigidité de la courroie ainsi que la loi de Hooke. Le constat final montre que la force de traction dans la courroie, au niveau de la zone de contact poulie/courroie, est en moyenne équivalente à la tension dans les deux brins adjacents. Enfin, en intégrant les équations non-linéaires du mouvement dans le calcul des fluctuations de tension de courroie, ils ont pu observer la relation entre la tension et la vitesse mais aussi l'existence d'un glissement effectif de la courroie, au niveau de chaque poulie.

Les auteurs Rim et Kim [RK94] ont mené diverses investigations sur l'estimation des tensions statique et dynamique, dans le but de connaître l'état réel des entraînements par courroie à deux poulies. La tension statique est obtenue par un mécanisme de précharge à ressort tandis qu'un transducteur de force piézoélectrique donne la tension dynamique. Leurs résultats montrent que l'excentricité de la poulie engendre une oscillation

harmonique de la tension dynamique, suivant la valeur de la tension statique, de l'allongement et des contraintes d'excentricité. Cette variation de la tension dynamique conduit à de la modulation autour de la fréquence naturelle. Cette observation explique le fait que la fréquence naturelle de la vibration transversale est déterminée à partir de l'inertie de la courroie, lorsque l'on considère une poulie à géométrie parfaite. La vibration transversale croît avec l'excentricité de la poulie. A partir de la transformée de Fourier rapide des signaux de tension, on constate que cette même excentricité génère des fréquences latérales autour de la fréquence naturelle dont l'espace constant est égal à la vitesse de rotation de la poulie. Les auteurs ont pu estimer la fréquence de fluctuation de la tension dynamique de courroie, par le biais de l'espace constant entre le pic principal et ses bandes latérales, dans la transformée de Fourier rapide. Le dernier résultat probant est que le rapport des amplitudes des pics latéraux permet de calculer l'amplitude des fluctuations de tension. Tous les résultats ont été démontrés sur un entraînement classique par courroie à deux poulies.

Certains travaux expérimentaux [DAG95, Spr00] ont donné des tendances générales sur l'impact du couple transmis, de la vitesse de rotation des poulies et de la tension initiale de la courroie sur le rendement des entraînements par courroie trapézoïdale. C'est ainsi qu'une approche particulière a été présentée par Gerbert [Ger96], sur le contact entre les gorges de poulie et la courroie trapézoïdale. Les tests expérimentaux sur les modes menés par Beikmann, Perkins et Ulsoy [BPU96a], ont validé les prédictions théoriques. La tension dynamique dans les brins de la courroie est causée par les variations de couple dans les poulies accessoires adjacentes. Les auteurs Moon et Wicket [MW97] ont à leur tour mené des investigations sur bancs d'essai, dans le but principal de mesurer l'amplitude de la vibration transversale. Ils ont travaillé sur un système d'entraînement à deux poulies, avec une courroie considérée comme viscoélastique. Les mesures sont faites avec un interféromètre laser. Les résultats portant sur les réponses en amplitude à la résonance sont conformes à la théorie proposée par Zhang et al. [ZZ98]. Ces derniers confirment que la rigidité associée au modèle viscoélastique de Kelvin dicte la position de la courbe de résonance, premièrement. En second, l'amplitude de la vibration transversale, déterminée à l'état initial, est modulée par l'amortissement. Si la courroie accélère ou décélère, cette amplitude évolue avec la vitesse de la courroie en résonance, résultat rapporté plus tard par Pellicano et al. [PCF04].

Yu et al. [YCD98a] ont étudié un système de transmission à deux poulies et tenté de déterminer la position radiale de la courroie. Pour cela, ils ont placé des capteurs de déplacement laser sur l'arc des poulies vilebrequin et accessoire. Dans des travaux supplémentaires [Yu96, YCD98b], ils ont cherché à connaître l'action de l'usure de la courroie sur les performances mécaniques. Dargano et al. [DMD99] ont installé, sur un banc d'essai expérimental de simulation d'une transmission par courroie striée, un moteur ainsi qu'un générateur pour produire une charge au niveau des poulies vilebrequin et accessoire. Ils se sont servis de codeurs, de transducteurs de tension et de charge pour mesurer respectivement la vitesse de rotation des poulies, la tension de la courroie et la charge effectivement appliquée au niveau des poulies. Les autres recherches majeures menées ont eu pour objectif de suivre la variation du glissement à travers le bruit généré.

A l'aube des années 2000, Gerbert et Sorge [GS02] ont réussi à démontrer que la partie de la courroie en contact avec les poulies n'est pas le siège de variations de tensions, hypothèse précédemment émise par Johnson [Joh87]. Les travaux de l'auteur Castellini [Cas02] et sa collaboration avec Mantanini [CM02] ont porté sur la surveillance des vibrations générées par une courroie dentée à état stable. Le système de mesure, un capteur vibrométrique Doppler à suivi laser (TLDV), est composé d'une grille qui scanne la largeur de la courroie, tout en balayant celle-ci sur sa longueur, à la vitesse linéaire de la poulie. En plaçant une bande adhésive rétro-réfléchissante sur la courroie, il est alors possible de déterminer sa position par numérisation laser et d'en déduire sa déviation transversale. L'une des conclusions de leur travail est que les deux côtés de la courroie produisent des profils de déviation spécifiques qui sont dus à la présence d'un désalignement de la poulie. Une autre conclusion indique que l'excentricité de la poulie, le maillage des dents et l'inertie sont la cause de l'excitation paramétrique de la courroie, dans la direction transversale. Les limites dans l'utilisation de leur instrumentation de mesures vibrométriques est l'encombrement de l'équipement pour l'envoi/réception des signaux laser. Cependant, l'expérience concorde avec les résultats traditionnels des modèles à état stable,

sans considération des réponses transitoires.

Fuji et al. [FYM⁺02] ont exploité un banc d'essai sous la forme de face-avant d'un moteur automobile (figure 3.7(a)), utilisant une transmission par courroie trapézoïdale dont la rigidité latérale est plus faible. Ils ont cherché à démontrer le fort impact du désalignement de la poulie sur la vibration de la courroie. Les auteurs ont validé les diverses technologies de mesure (figures 3.7(b) et (c)) telles qu'une caméra à grande vitesse, un vibromètre Doppler à suivi laser et des capteurs de distance, en vue d'estimer la vibration de la courroie. La caméra a montré que les transmissions par courroie étaient le siège de quatre modes vibratoires (vertical, linéaire, de torsion et latéral) représentés sur la figure 3.7 (d). Alors que la vibration transversale est induite par l'inertie de la courroie et l'excentricité de la poulie, ils signalent également que la vibration latérale est provoquée par un désalignement.

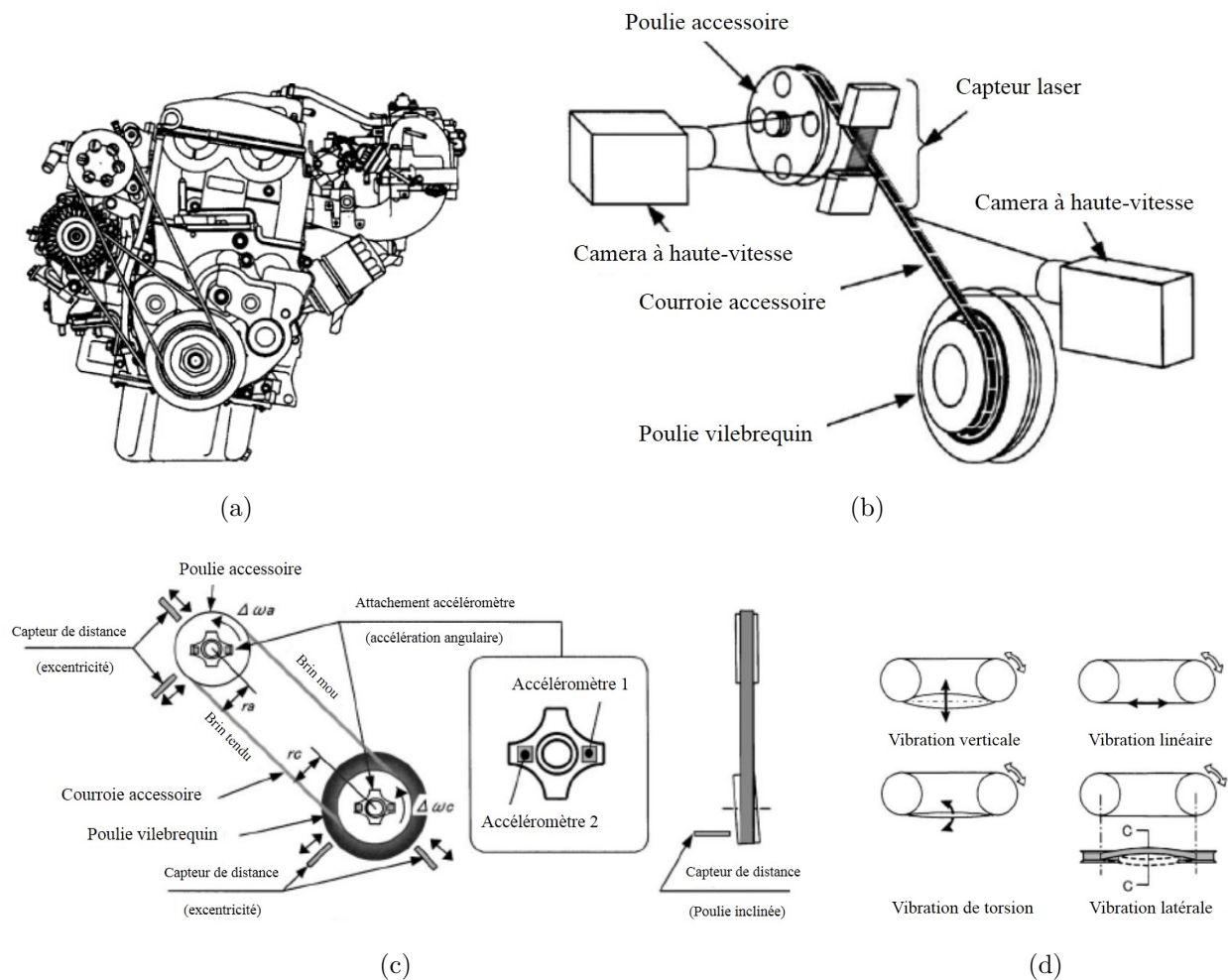


FIGURE 3.7 – Structure du banc d'essai de transmission par courroie (a), méthodes de mesure du mouvement de la courroie accessoire en utilisant une caméra à haute-vitesse et un capteur laser (b), méthodes de mesure de la fluctuation au niveau de la courroie accessoire (c) et modes vibratoires de la courroie (d) [FYM⁺02].

Manin et al. [MMRD09] ont aussi travaillé sur la face-avant d'un moteur d'automobile, pour simuler des entraînements par courroie striée. Ils ont ainsi étudié l'impact du glissement relatif poulie/courroie au niveau du tendeur. Un capteur laser et des codeurs ont permis de déterminer respectivement le battement de la courroie et la vitesse de rotation des poulies (tendeur inclus). Les charges appliquées à la courroie et aux poulies de même que la tension de pose de la courroie ont été mesurées respectivement par des jauges de contraintes et un capteur piézoélectrique. En faisant varier les types de tendeurs et la vitesse d'entraînement (basses vitesses), ils

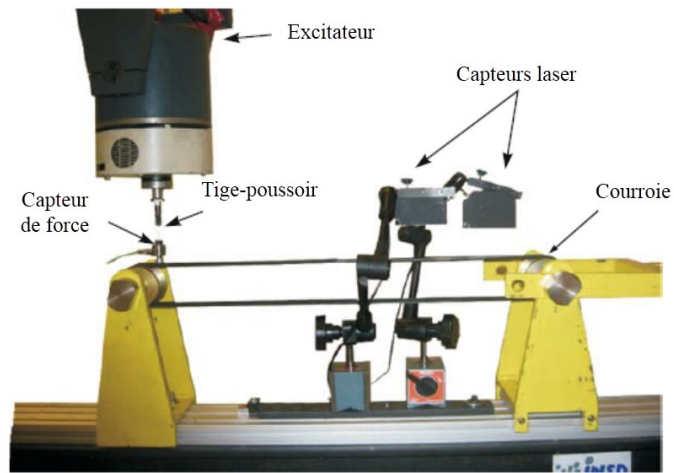
ont montré le lien entre le glissement et la charge.

Par la simulation et l'expérimentation, Čepon et Boltezar [CB09], puis en co-auteurs avec Manin [CMB09], ont vulgarisé leur modèle innovant à éléments finis pour une réponse à l'état stable. L'étude portait sur l'effet du coefficient de friction, la force de contact et la vitesse tangentielle de la courroie. Leur modèle inclut les rigidités longitudinale et transversale ainsi que l'amortissement d'une courroie striée. Il est concordant avec les mesures de la réponse en fréquence faite sur un système réel de transmission par courroie et visible sur les figures 3.8 (a) et (b). Ils ont utilisé des codeurs optiques pour obtenir les vitesses angulaires des poulies vilebrequin et accessoire. Un transducteur de charge a déterminé les charges au niveau des poulies. Avec un capteur de déplacement laser, ils ont réussi à obtenir les signaux temporels de l'excitation d'un brin de courroie. Leur spectre (figure 3.8 (c)) a exhibé les trois premières fréquences naturelles de la courroie et montré que ces dernières dépendent grandement de la tension initiale. Čepon et Boltezar [CB10] ont poursuivi leur travail d'analyse en créant une procédure expérimentale plus élaborée leur permettant de déterminer les paramètres de rigidité (de flexion, longitudinale et transversale). Des capteurs de déplacement ont mesuré les vibrations longitudinales des brins tendu et mou, puis d'en déduire les pertes de vitesses de la courroie. Ils ont conclu que les résultats de la théorie de friction et la négligence des déformations radiale et tangentielle de la courroie ne concordent pas du tout avec les résultats expérimentaux.

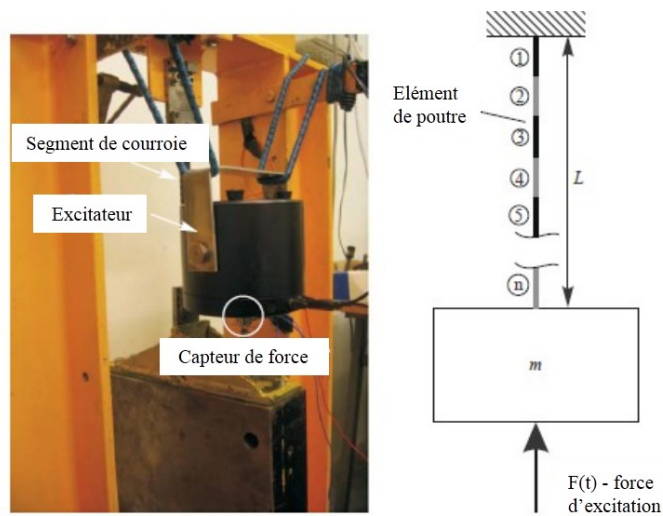
Dans ses articles avec Djurdjanovic [MD11,MD12] et son travail de thèse [Mus10], Musselman a mené des travaux riches dans le domaine des chaînes de production de systèmes de semi-conducteurs, utilisant généralement des transmissions par courroie pour déplacer les objets. Leur étude sur banc d'essai expérimental a exploré l'influence de quelques paramètres sur le comportement de la vibration de courroie. Deux microphones ont été positionnés à proximité de chaque côté de la courroie et ont servi à mesurer le bruit émis. Des jauges de contraintes installées sur les bords de la courroie ont donné des indications sur les déformations auxquelles la courroie est soumise. Les signaux bruts de jauges de contraintes ont été débruités par un modèle Auto-Régressif, pour extraire les caractéristiques qui décrivent la dynamique de la vibration de courroie. L'ANalyse De la VAriance (ANOVA), méthode statistique basée sur la décomposition de la variabilité totale, a été utilisée pour discriminer les données d'intérêts parmi les différents paramètres d'étude. Il en résulte que la vibration de la courroie est sensible à la longueur, la tension, le rapport de la tension et la position de l'excitation des vibrations de la courroie. L'auteur a déterminé que la variance de la tension estimée est réduite par un meilleur contrôle de la longueur et de la position d'excitation initiale des vibrations de la courroie. Il est à noter que la fréquence fondamentale de la courroie est inversement proportionnelle à la longueur de la courroie.

Scurtu et al. ont déterminé qu'un transfert d'énergie se fait entre l'excitation longitudinale et les vibrations transversales [SCZ12]. Shangguan et al. [SFLY13] ont développé un modèle de couplage corde/poulie, en vue de calculer les fréquences naturelles des vibrations transversales des brins de courroie. Pietra et Timpone [PT13] ont construit un banc d'essai expérimental sur lequel ils ont monté deux poulies de mêmes caractéristiques. Avec une caméra à haute vitesse, ils ont constaté le glissement de la courroie trapézoïdale. Des jauges de contraintes ont servi à mesurer la tension de courroie sur les brins tendu et mou. Cherchant à minimiser les effets du glissement, Senthilkumar et Sooryaprakash [SS13] ont créé un banc d'essai utilisant un tendeur de courroie asservi en boucle fermée suivant la valeur d'une consigne. En cours de fonctionnement, ce procédé réajuste régulièrement la tension des brins tendu et mou de la courroie. Les données de réajustement ont été fournies par les signaux de capteurs de déplacement.

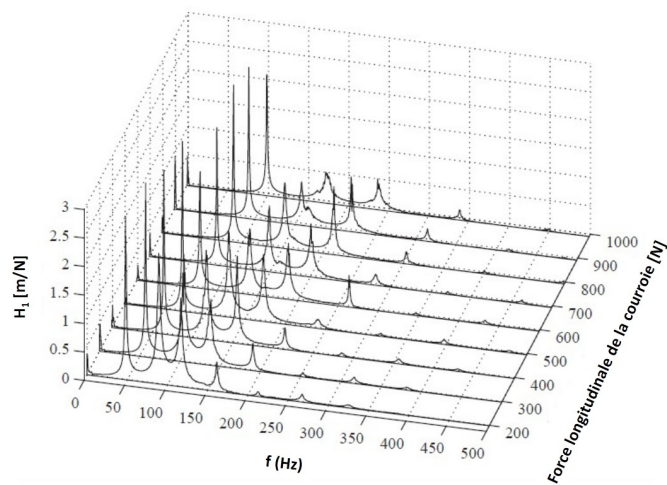
Neudorf [Neu13] a mené une étude exhaustive sur la mesure sans contact de la tension des brins de la courroie serpentine, à partir d'un banc d'essai simulant un système de type face-avant d'un moteur automobile (figure 3.9 (a) et (b)). Pour modéliser les changements affectant les brins de courroie, la rigidité de flexion et les conditions aux limites sont intégrées à l'équation du mouvement. L'auteure a mis en place une méthodologie très élaborée. Lorsque le système est hors-service, elle détermine les caractéristiques physiques de la courroie. Des capteurs de déplacement laser, positionnés au milieu et au quart du brin (figure 3.9 (d)), capturent respectivement les



(a)



(b)



(c)

FIGURE 3.8 – Bancs d’essai de mesure d’identification de l’amortissement dans la direction transversale (a), de la rigidité et de l’amortissement(b) et détermination de la tension à partir de la transformée de Fourier des signaux temporels du laser résultant de l’excitation du brin de courroie (c) [CMB09].

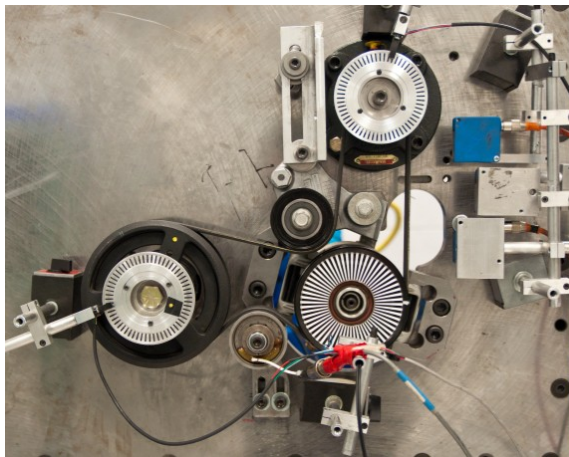
1^{re} et 2^e fréquences naturelles de la courroie, servant à prédire toutes les autres fréquences naturelles, y compris l'estimation de la tension initiale. Dès lors, il est possible de fixer la fréquence de Nyquist et d'en déduire la fréquence d'échantillonnage minimale. La transformée de Fourier des signaux expérimentaux sont très riches en composants discrets, d'où la nécessité de les « débruiter ». L'élimination de ces nombreux composants discrets est assurée par un filtre Butterworth passe-bas avec une fréquence de coupure de 1 Hz. L'auteure tient compte des fréquences prédites à partir du système hors-service et en fonctionnement (fréquences du système, de rotation des poulies et courroie, naturelles des brins de courroie). Après filtrage, le signal résiduel exhibe de larges fluctuations de tension atténuées par une opération de re-échantillonnage. Les équations mathématiques permettent d'obtenir la tension moyenne à partir des fréquences naturelles des brins, la tension d'oscillation traduisant la vibration transversale de la courroie et la tension dynamique liée au glissement au niveau des poulies. De nombreuses conclusions sont à tirer de cette expérimentation.

1. Les travaux antérieurs ont montré que les fréquences naturelles décroissent quand la vitesse axiale de la courroie croît. Or l'auteure observe une augmentation des fréquences naturelles avec la vitesse. En effet, les forces centrifuges augmentent dans le brin, et ainsi font augmenter par ricochet la fréquence naturelle d'un degré plus grand que la décroissance de la fréquence naturelle due à l'augmentation de la vitesse axiale de la courroie ;
2. Il est confirmé que la 1^{re} fréquence naturelle du brin de courroie augmente proportionnellement avec la tension initiale, cependant cette même fréquence n'est pas une fonction de l'amplitude ou de la fréquence d'excitation du couple appliqué sur l'arbre vilebrequin. En présence d'excitation dans cet arbre, de larges forces d'inertie en rotation apparaissent. Elles engendrent alors le glissement de la courroie sur les poulies ;
3. Lorsque la fréquence d'excitation est égale ou proche de la fréquence naturelle du brin, la tension d'oscillation a un contribution significative à la tension totale. Mais quand le système est excité à une autre fréquence éloignée de cette fréquence naturelle, la tension d'oscillation peut être négligée. Notons que la tension d'oscillation augmente quand la fréquence d'excitation de l'arbre vilebrequin croît et les déplacements de la courroie deviennent plus larges ;
4. Les tensions d'oscillation et moyenne permettent d'estimer le glissement de la courroie menée ;
5. La tension dynamique est mieux estimée pour des systèmes dont la poulie vilebrequin tourne à vitesse constante, soumise à un couple d'excitation. Elle est fonction de la vitesse de rotation de la poulie.

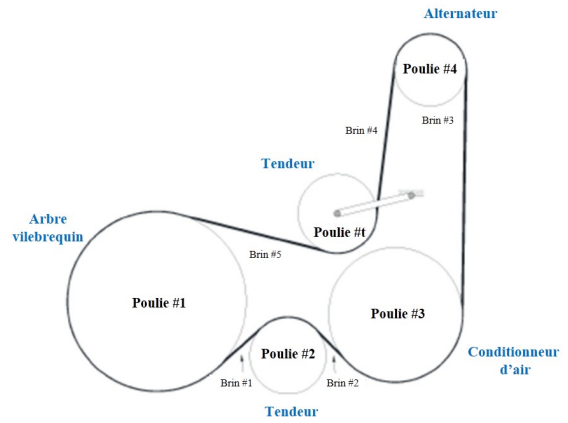
Berna et al. [BSC15] ont présenté une approche expérimentale très détaillée, en vue de déterminer les relations multiples entre les différents paramètres agissant directement sur les transmissions par courroie. C'est une extension des travaux de Musselmann et Djurdjanovic [Mus10, MD11, MD12], en particulier dans l'usage de la méthode d'Analyse de la Variance pour comparer les effets des changements de paramètres. Sur un banc d'essai représenté à la figure 3.9 (e) (poulies de même dimension), ils ont mesuré les pertes de vitesses sur les systèmes de transmission avec une courroie striée. A partir de leur état de l'art sur les paramètres pouvant avoir un effet considérable sur le glissement, ils ont fait de multiples combinaisons entre la tension de la courroie, le couple de freinage, la longueur de la courroie, le type de courroie, le diamètre des poulies et la vitesse de la poulie vilebrequin. Quel que soit le paramètre choisi, son action est testée en calculant le taux de glissement avec l'équation 3.1, avec ω la vitesse angulaire des poulies. Dans leur configuration expérimentale, un moteur (contrôlé par un variateur de fréquence) entraîne la poulie vilebrequin. Cette dernière transmet de la puissance à la poulie accessoire grâce à une courroie striée. La charge est appliquée sur la poulie vilebrequin. Un moteur glissant sur une base permet de modifier la tension de courroie et de changer le type de courroie (longueur). Des codeurs optiques permettent d'avoir les vitesses angulaires des poulies vilebrequin (ω_v) et accessoire (ω_a). Un système photoélectrique mesure les tours de courroie.

$$\%slip = \frac{\omega_v - \omega_a}{\omega_v} 100 \quad (3.1)$$

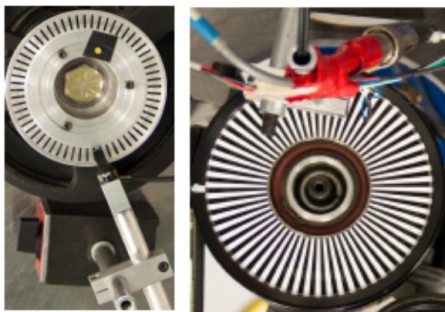
Les conclusions de leur analyse statistique sont riches d'informations :



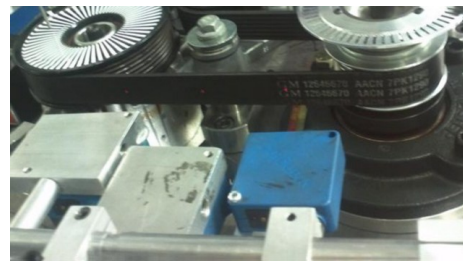
(a)



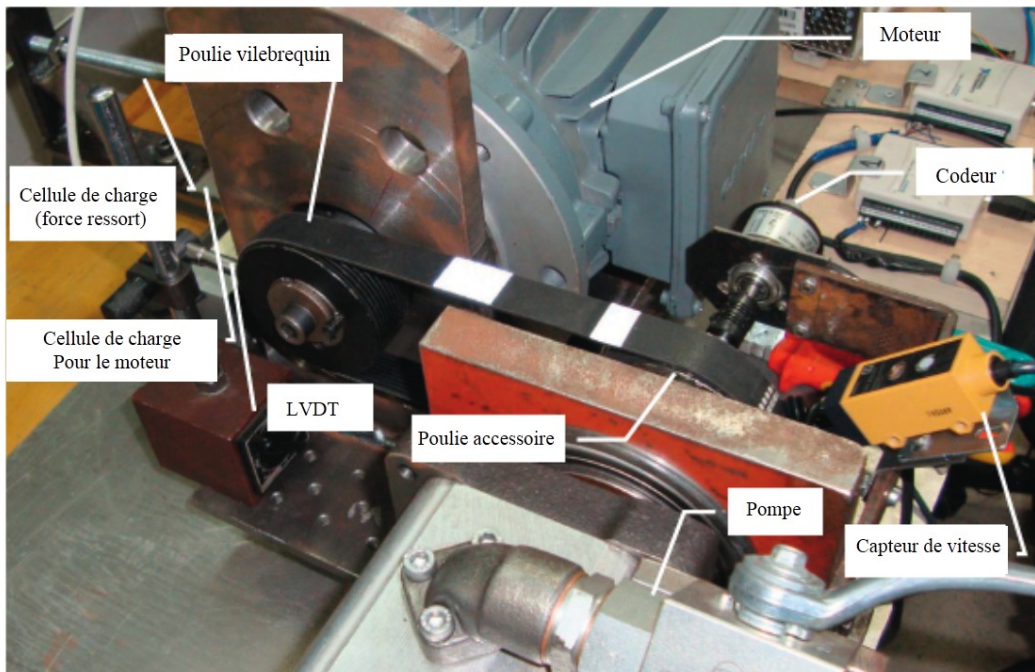
(b)



(c)



(d)



(e)

FIGURE 3.9 – Banc d’essai expérimental de Neudorf [Neu13] (a), schéma du prototype (b), codeurs aluminium (c à gauche) et autocollant (c à droite) pour la mesure de la vitesse de rotation, capteur de déplacement (d). Banc d’essai expérimental de Balta [BSC15] et instruments de mesure (e).

1. plus la taille de la poulie est petite, plus il y a du glissement ;
2. en-dessous d'un niveau de tension initiale, la courroie patine rapidement dans tous types de conditions d'essai. Cela peut être expliqué par la mauvaise adéquation entre la courroie et les gorges de la poulie ;
3. l'augmentation du couple de freinage entraîne une augmentation significative du glissement. C'est effet est atténué par une tension initiale élevée ;
4. bien que la valeur absolue du glissement croît avec une augmentation de la vitesse de la poulie vilebrequin, le taux de glissement $\%slip$ reste presque constant ;
5. quand on utilise des courroies rigides (courroies trapézoïdales par exemple), le glissement est légèrement réduit.

3.6 Présentation du modèle mathématique correspondant à l'étude expérimentale

3.6.1 Introduction

Pour notre étude, nous avons cherché à modéliser un système d'entraînement par courroie à deux poulies correspondant au mieux à notre banc d'essai. Cependant à cause des problèmes d'implémentation algorithmique avec le logiciel Matlab, nous n'avons pas réussi à en faire une simulation numérique assez fiable. Toutefois, nous tenons à présenter le développement mathématique approprié qui servira ultérieurement, lorsque les verrous informatiques auront été levés. Ce modèle a été réadapté par rapport aux travaux initiaux de H. Ding avec ses collaborateurs (Chen et Yang [DZY12], Li [DL14] et Zu [DZ13a, DZ13b, DZ14]). L'essentiel de son travail, présenté préalablement dans la section 3.3, a porté sur l'influence d'un embrayage unidirectionnel sur la vibration non-linéaire des systèmes de transmissions par courroie.

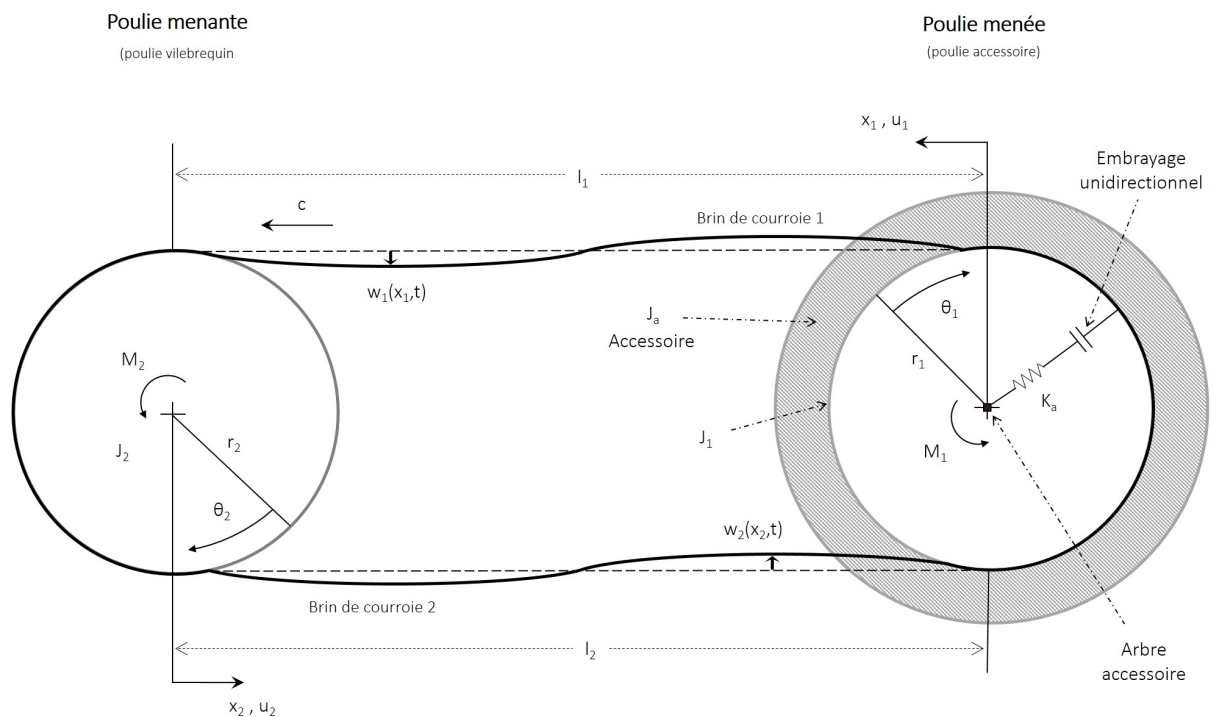
3.6.2 Modèle approprié

Les figures 3.10(a) et (b) présentent d'un côté le modèle du système considéré et d'un autre, les symboles associés y sont définis. Une poulie vilebrequin (poulie menante) entraîne une poulie accessoire (poulie menée), en régime stationnaire. Un ressort enroulé permet de relier la poulie accessoire à un embrayage unidirectionnel de telle sorte que pour créer ce lien, il suffit de déconnecter ledit ressort. La présence ou l'absence de l'accessoire équivaut à ajouter ou supprimer une charge dans le système. L'embrayage unidirectionnel, qui permet de diminuer l'influence des vibrations, est déconnecté si la vitesse angulaire de la poulie accessoire est plus petite que celle de l'accessoire. Il n'y a pas de lien mécanique entre la poulie accessoire et l'embrayage unidirectionnel.

L'étude prend en compte plusieurs caractéristiques de la courroie telles que sa densité ρ , son aire de section transversale A , sa vitesse de translation axiale C , son module longitudinal de Young E , son moment d'inertie I , son amortissement viscoélastique Λ et sa tension axiale initiale P_0 , ces paramètres étant supposés constants et uniformes.

Le modèle de la figure 3.10(a) nous permet de déduire les résultats mathématiques. Les équations de mouvement des brins 1 et 2 de la courroie sont présentées ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 \rho A(W_{1,TT} + 2CW_{1,X_1T} + C^2W_{1,X_1X_1}) - (P_0 + T_1)W_{1,X_1X_1} + EIW_{1,X_1X_1X_1X_1} + \Lambda IW_{1,X_1X_1X_1X_1T} &= 0, \\
 \rho A(W_{2,TT} + 2CW_{2,X_2T} + C^2W_{2,X_2X_2}) - (P_0 + T_2)W_{2,X_2X_2} + EIW_{2,X_2X_2X_2X_2} + \Lambda IW_{2,X_2X_2X_2X_2T} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$



(a)

Symbole	Unité	Définition	Symbole	Unité	Définition
1 et 2		Indice i relatif respectivement aux poulies menante et menée	x_i	m	Coordonnée locale dans la direction longitudinale du brin de courroie i
M_1	N.m	Précharge entre l'arbre accessoire et la poulie menée	w_i	m	Déplacement de la vibration transversale du brin de courroie i
J_i	kg.m ²	Moment d'inertie en rotation de la poulie i	u_i	m	Déplacement de la vibration longitudinale du brin de courroie i
J_a	kg.m ²	Moment d'inertie en rotation de l'accessoire	c	m/s	Vitesse de la courroie à l'état stable (régime stationnaire)
θ_i	rad	Rotation de la poulie i	K_d	N.m	Rigidité de torsion du ressort d'accouplement
θ_a	rad	Déplacement angulaire de l'accessoire	l_1, l_2	m	Longueur des brins
r_i	m	Rayon de la poulie i			

(b)

FIGURE 3.10 – Représentation schématique d'un système dynamique de transmission par courroie à deux poulies couplé à un embrayage unidirectionnel (a) et définition des paramètres associés (b), d'après les travaux de de H. Ding et Zu [DZ13a].

avec $P_i, i \in \{1,2\}$, la tension dynamique dans le brin de courroie i . $(., X_i)$ et $(., T)$ dénotent les dérivées partielles, en considérant les conditions aux limites traduites par les équations ci-dessous :

$$\begin{cases} W_i(0, t) & = 0, \\ W_i(l, t) & = 0, \\ W_{i, X_i X_i}(0, t) & = \frac{1}{r}, \\ W_{i, X_i X_i}(l, t) & = \frac{1}{r}, \quad i \in \{1, 2\} \end{cases} \quad (3.3)$$

L'équation de mouvement de la poulie vilebrequin est définie telle que :

$$J\ddot{\theta}_2 + C_b\dot{\theta}_2 = (T_2 - T_1)R_2 + M_2 \quad (3.4)$$

avec J, C_b, R_2 et M_2 , respectivement le moment d'inertie, le coefficient d'amortissement de torsion, le rayon et le couple de la poulie vilebrequin. $\dot{}$ est la dérivée suivant le temps. Nous pouvons également exhiber les équations traduisant les mouvements de la poulie accessoire :

$$J_1\ddot{\theta}_1 + C_b\dot{\theta}_1 = -(T_2 - T_1)R_1 + M_1 - M_a(\theta_1 - \theta_a) \quad (3.5)$$

où J_1 est le moment d'inertie, C_b le coefficient d'amortissement de torsion et M_1 le couple de la poulie accessoire. Quant aux mouvements en rotation de l'embrayage unidirectionnel, ils sont gouvernés par les équations :

$$J_a\ddot{\theta}_a + C_a\dot{\theta}_a = -M_1 + M_a(\theta_1 - \theta_a) \quad (3.6)$$

J_a, C_a et M_a étant respectivement le moment d'inertie, le coefficient d'amortissement de torsion et le couple de l'embrayage unidirectionnel. $\theta_1 - \theta_a = \Delta\Theta_{1a}$ traduit le déplacement angulaire relatif de la poulie accessoire et de l'embrayage unidirectionnel, de façon à ce que l'activation de l'embrayage a lieu dès que $\theta_1 > \theta_a$. Lorsque la poulie accessoire accélère, ou la résonance du système de transmission par courroie se produit, cela engendre un engagement de la poulie entraînée et de l'embrayage unidirectionnel jusqu'à ce que le déplacement angulaire de la poulie accessoire soit égal à celui de l'accessoire. Par conséquent, l'embrayage unidirectionnel et la poulie accessoire tournent ensemble et sont couplés par le ressort enroulé. Un engagement unique de la poulie entraînée et de l'embrayage unidirectionnel permet de la transmission de puissance de la poulie vilebrequin à l'ensemble accessoire. Le couple est transmis par l'embrayage unidirectionnel et exprimé par :

$$M_a(\Delta\Theta_{1a}) = \Pi_{1a}(\Delta\Theta_{1a})K_d(\Delta\Theta_{1a}) \quad \text{avec} \quad \Delta\Theta_{1a} = \theta_1 - \theta_a \quad (3.7)$$

$$\Pi_{1a}(\Delta\Theta_{1a}) = \begin{cases} 1 & \text{si } \Delta\Theta_{1a} > 0 \Leftrightarrow \theta_1 > \theta_a \\ 0 & \text{si } \Delta\Theta_{1a} \leq 0 \Leftrightarrow \theta_1 \leq \theta_a \end{cases} \quad (3.8)$$

où K_d est équivalent à la rigidité de torsion de l'embrayage unidirectionnel. Une vibration libre angulaire amortie d'un degré de liberté est générée, en cas de découplage du mouvement de l'embrayage unidirectionnel ($\Leftrightarrow \text{sign}(\Delta\Theta_{1a}) = 0$). La tension dynamique au niveau des brins de courroie en translation est considérée comme uniforme le long des brins, tenant compte de l'hypothèse d'étirement quasi-statique de la courroie :

$$\begin{aligned}
T_1 &= \frac{EA}{l_1} \left[R_1\theta_a - R_2\theta_2 + \frac{1}{2} \int_0^{l_1} W_{1,X_1}^2 dX_1 \right], \\
T_2 &= \frac{EA}{l_2} \left[R_2\theta_2 - R_1\theta_a + \frac{1}{2} \int_0^{l_2} W_{2,X_2}^2 dX_2 \right]
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Les variables définies dans les équations suivantes sont sous forme normalisée et sans dimension, dans le but de faciliter la résolution numérique (réduction du temps de calcul notamment) :

$$\left\{ \begin{array}{llll}
l = \frac{l_1+l_2}{2}, & x_i = \frac{X_i}{l}, & w_i = \frac{W_i}{l}, & t = T \sqrt{\frac{P_0}{\rho A l^2}}, \\
\lambda = \frac{\Lambda I}{l^3 \sqrt{\rho A P_0}}, & c = C \sqrt{\frac{\rho A}{P_0}}, & k_1 = \frac{EA}{P_0} & k_f = \sqrt{\frac{EI}{P_0 l^2}}, \\
m_2 = \frac{M_2}{P_0 R_2}, & m_1 = \frac{M_1}{P_0 R_1}, & m_a = \frac{M_a}{P_0 R_a}, & \\
j = \frac{J}{\rho A R_2 l^2}, & j_1 = \frac{J_1}{\rho A R_1 l^2}, & j_a = \frac{J_a}{\rho A R_a l^2}, & \\
c_b = \frac{C_b}{l R_2} \sqrt{\frac{1}{\rho A P_0}}, & c_a = \frac{C_a}{l R_a} \sqrt{\frac{1}{\rho A P_0}}, & &
\end{array} \right. \tag{3.10}$$

Les paramètres c , λ , k_f^2 et c_a sont associés respectivement à la vitesse axiale et aux coefficients d'amortissement des mouvements transversaux de la courroie, de la friction entre la courroie et la poulie, et de l'accessoire. k_1 est le coefficient non-linéaire représentant l'influence de la non-linéarité de la courroie en translation. En procédant aux simplifications d'usage étant donné les changements de variables opérés aux équations 3.10 telles que :

$$w_{1,tt} + 2cw_{1,x_1t} + (c^2 - 1 - T_1)w_{1,x_1x_1} + k_f^2 w_{1,x_1x_1x_1x_1} + \lambda w_{1,x_1x_1x_1x_1t} = 0,$$

$$w_{2,tt} + 2cw_{2,x_2t} + (c^2 - 1 - T_2)w_{2,x_2x_2} + k_f^2 w_{2,x_2x_2x_2x_2} + \lambda w_{2,x_2x_2x_2x_2t} = 0,$$

$$j\ddot{\theta}_2 + c_b\dot{\theta}_2 = (T_2 - T_1) + m_2,$$

$$j_1\ddot{\theta}_1 + c_b\dot{\theta}_1 = -(T_2 - T_1) + m_1 - \frac{R_a}{R_1}m_a,$$

$$j_a\ddot{\theta}_a + c_a\dot{\theta}_a = -\frac{R_1}{R_a}m_a \tag{3.11}$$

Dans les secteurs industriels où les systèmes de transmissions par courroie sont utilisés, il est nécessaire de tenir compte de certaines conditions d'influence. Dans l'industrie automobile, les impulsions à la mise en marche du moteur génère une excitation du système. A son tour, elle engendre des fluctuations périodiques de la vitesse de l'arbre de la poulie vilebrequin à la fréquence de mise en marche. Ces caractéristiques fonctionnelles sont introduites dans l'expression du déplacement angulaire de la poulie vilebrequin telle que $\theta_2 = b_2 \cos(\omega t)$, avec b_2 , l'amplitude du mouvement de la poulie vilebrequin. La vitesse de translation de la courroie est fonction de la vitesse de rotation du moteur de telles sorte que $c = \frac{r\omega}{sl}$, s étant le paramètre de cylindre du moteur et $w_d = \omega \sqrt{\frac{\rho A l^2}{P_0}}$, la fréquence d'excitation.

Il n'est pas trivial de déterminer les solutions exactes des équations de mouvement. Grâce à la méthode de troncature à quatre, huit ou seize termes de Galerkin combinée avec la méthode de Runge-Kutta à l'ordre 4, une

résolution numérique approchée peut être atteinte. La résolution de notre système d'équations continu-discret couplé non-linéaire qui modélise la configuration de notre transmission par courroie à deux poulies, avec la présence d'un embrayage, ne peut aboutir à un résultat exact. De nombreux travaux dans le domaine de la modélisation des systèmes d'entrainements par poulie ont montré l'efficacité de la méthode de troncature à n termes de Galerkin comme approche de résolution des problèmes non-linéaires. Alliée à la méthode Runge-Kutta à l'ordre 4, les solutions sont estimées à partir des équations que nous rappelons ci-dessous :

$$w_{1,tt} + 2cw_{1,x_1t} + (c^2 - 1 - T_1)w_{1,x_1x_1} + k_f^2 w_{1,x_1x_1x_1x_1} + \lambda w_{1,x_1x_1x_1x_1t} = 0, \quad (3.12)$$

$$w_{2,tt} + 2cw_{2,x_2t} + (c^2 - 1 - T_2)w_{2,x_2x_2} + k_f^2 w_{2,x_2x_2x_2x_2} + \lambda w_{2,x_2x_2x_2x_2t} = 0, \quad (3.13)$$

$$j_a \ddot{\theta}_1 + c_b \dot{\theta}_1 = -(T_2 - T_1) + m_1 - \frac{R_a}{R_1} m_a \quad (3.14)$$

$$j_a \ddot{\theta}_a + c_a \dot{\theta}_a = -\frac{R_1}{R_a} m_a \quad (3.15)$$

Les mouvements transversaux des brins de courroie, solutions des équations 3.12 et 3.13, prennent alors la forme :

$$(3.16)$$

$$w_i(x_i, t) = \sum_{i=1}^N \sin(i\pi x_i) q_i(t) \Rightarrow \begin{cases} w_{i,t}(x_i, t) &= \sum_{i=1}^N \sin(i\pi x_i) \dot{q}_i(t) \\ w_{i,x_i}(x_i, t) &= \sum_{i=1}^N i\pi \cos(i\pi x_i) \dot{q}_i(t) \end{cases}$$

pour les brins 1 et 2, on a donc :

$$\begin{aligned} w_1(x_1, t) &= \sum_{i=1}^4 \sin(i\pi x_1) q_i(t) \\ &= \sin(\pi x_1) q_1(t) + \sin(2\pi x_1) q_2(t) + \sin(3\pi x_1) q_3(t) + \sin(4\pi x_1) q_4(t) \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} w_2(x_2, t) &= \sum_{i=5}^8 \sin(i\pi x_2) q_i(t) \\ &= \sin(\pi x_2) q_5(t) + \sin(2\pi x_2) q_6(t) + \sin(3\pi x_2) q_7(t) + \sin(4\pi x_2) q_8(t) \end{aligned} \quad (3.18)$$

les $q_{i(t), i \in \{1,2,3,4\}}$ et les $q_{i(t), i \in \{5,6,7,8\}}$ dénotant les déplacements généralisés des brins de courroie 1 et 2, respectivement. Nous pouvons alors développer les équations 3.12 et 3.13 et à partir des expressions 3.16, 3.17 et 3.18, qui nous permettent d'obtenir les équations différentielles ordinaires de second ordre :

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 \sin(i\pi x_1) \ddot{q}_i + \left[2c \sum_{i=1}^4 i\pi \cos(i\pi x_1) + \lambda \sum_{i=1}^4 i^4 \pi^4 \sin(i\pi x_1) \right] \dot{q}_i - \\ \left[(c^2 - 1 - T_1) \sum_{i=1}^4 i^2 \pi^2 \sin(i\pi x_1) - k_f^2 \sum_{i=1}^4 i^4 \pi^4 \sin(i\pi x_1) \right] q_i = 0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=5}^8 \sin(i\pi x_2) \ddot{q}_i + \left[2c \sum_{i=5}^8 i\pi \cos(i\pi x_2) + \lambda \sum_{i=5}^8 i^4 \pi^4 \sin(i\pi x_2) \right] \dot{q}_i - \\ \left[(c^2 - 1 - T_2) \sum_{i=5}^8 i^2 \pi^2 \sin(i\pi x_2) - k_f^2 \sum_{i=5}^8 i^4 \pi^4 \sin(i\pi x_2) \right] q_i = 0 \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$j_1 \ddot{\theta}_1 + c_b \dot{\theta}_1 = -(T_2 - T_1) + m_1 - \frac{R_a}{R_1} m_a \quad (3.21)$$

$$j_a \ddot{\theta}_a + c_a \dot{\theta}_a = -\frac{R_1}{R_a} m_a \quad (3.22)$$

où

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{k_1}{l_1} \left[R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 + \frac{1}{2} \int_0^1 w_{1,x_1}^2 dx_1 \right] \\ &= \frac{k_1}{l_1} \left[R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 + \frac{1}{2} \int_0^1 \left[\sum_{i=1}^4 i\pi \cos(i\pi x_i) q_i(t) \right]^2 dx_1 \right] \\ &= \frac{k_1}{l_1} \left[R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 + \frac{\pi^2}{4} (q_1^2 + 4q_2^2 + 9q_3^2 + 16q_4^2) \right] \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{k_1}{l_2} \left[R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 + \frac{1}{2} \int_0^1 w_{2,x_2}^2 dx_2 \right] \\ &= \frac{k_1}{l_2} \left[R_2 \theta_2 - R_1 \theta_1 + \frac{1}{2} \int_0^1 \left[\sum_{i=5}^8 i\pi \cos(i\pi x_i) q_i(t) \right]^2 dx_2 \right] \\ &= \frac{k_1}{l_2} \left[R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 + \frac{\pi^2}{4} (q_5^2 + 4q_6^2 + 9q_7^2 + 16q_8^2) \right] \end{aligned} \quad (3.24)$$

Nous intégrons sur l'intervalle $[0, 1]$ les produits respectifs des équations 3.19 et 3.20 avec les termes $\sin(k\pi x_1)_{k \in \{1,2,3,4\}}$ et $\sin(k\pi x_2)_{k \in \{5,6,7,8\}}$. Pour cela, nous considérons les règles d'intégration :

$$\begin{aligned} \int_0^1 \sin(i\pi x) \sin(k\pi x) &= \frac{1}{2} \begin{cases} 0 & si \quad i \neq k \\ 1 & si \quad i = k \end{cases} \\ \int_0^1 i\pi \cos(i\pi x) \sin(k\pi x) &= \begin{cases} 0 & si \quad i = k \quad ou \quad (i+k) \text{ est pair} \\ \frac{2ik}{k^2 - i^2} & sinon \end{cases} \end{aligned}$$

Dès lors, nous utilisons la méthode de Runge-Kutta à l'ordre 4 (discrétisation des variables temporelles) pour déterminer les réponses numériques de q_i $i \in \{1, 2, \dots, 7, 8\}$, θ_a , θ_e , avec tous les paramètres sans dimension. Les conditions initiales :

$$\left\{ \begin{array}{l} q_1 = 0.001, \quad \dot{q}_1 = 0, \quad q_j = 0 \text{ avec } j \in \{2, 3, 4\}, \quad \dot{q}_j = 0 \text{ avec } j \in \{2, 3, 4\}, \\ q_5 = 0.001, \quad \dot{q}_5 = 0, \quad q_j = 0 \text{ avec } j \in \{6, 7, 8\}, \quad \dot{q}_j = 0 \text{ avec } j \in \{6, 7, 8\}, \\ \theta_1 = \theta_a = 0, \quad \dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_a = 0 \end{array} \right. \quad (3.25)$$

Les amplitudes des déplacements transversaux des centres des brins de courroie 1 et 2, définies par $w_1(\frac{1}{2}, t)$ et $w_2(\frac{1}{2}, t)$ et dont les expressions détaillées sont ci-dessous, correspondent aux maximums locaux constants de la réponse en régime stationnaire (état stable) :

$$w_1(\frac{1}{2}, t) = \sin(\frac{1}{2}\pi)q_1(t) + \sin(\pi)q_2(t) + \sin(\frac{3}{2}\pi)q_3(t) + \sin(2\pi)q_4(t) = q_1(t) - q_3(t) \quad (3.26)$$

$$(3.27)$$

$$w_2(\frac{1}{2}, t) = \sin(\frac{1}{2}\pi)q_5(t) + \sin(\pi)q_6(t) + \sin(\frac{3}{2}\pi)q_7(t) + \sin(2\pi)q_8(t) = q_5(t) - q_7(t) \quad (3.28)$$

L'application de la méthode Runge-Kutta nous permet de réaliser les changements de variables :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{q}_1 = y_1, \quad \dot{q}_2 = y_2, \quad \dot{q}_3 = y_3, \quad \dot{q}_4 = y_4, \\ \dot{q}_5 = y_5, \quad \dot{q}_6 = y_6, \quad \dot{q}_7 = y_7, \quad \dot{q}_8 = y_8, \\ \dot{\theta}_1 = y_9, \quad \dot{\theta}_a = y_{10} \end{array} \right. \quad (3.29)$$

si bien que ledit système peut se réécrire sous la forme matricielle :

$$\dot{Y} = F \quad \text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} \dot{Y} = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8, \theta_1, \theta_a, y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7, y_8, y_9, y_{10}]' \\ f = MY + F \end{array} \right. \quad (3.30)$$

Le chapitre 5 présentera néanmoins les signaux expérimentaux acquis sur banc d'essai, après le pré-traitement des méthodes de Traitement du Signal de du chapitre suivant.

Chapitre 4

Techniques d'analyse vibratoire et proposition d'une méthodologie adaptée à l'étude des transmissions par courroies

4.1 Introduction

Dans les systèmes mécaniques, les engrenages et les roulements, tout comme les courroies, représentent les éléments de base de la transmission de puissance. Lorsqu'une panne survient, la probabilité qu'ils en soient la cause est grande. C'est la raison pour laquelle ces dernières années, il y a eu une profusion de techniques de surveillance et de diagnostic de leur état. Nombreux sont les chercheurs ayant appliqué diverses méthodes de traitement du signal pour pré-traiter de façon robuste les signaux vibratoires d'engrenages endommagés [EB99, SH05, Kle12]. D'autres travaux, dans le cas des signaux vibratoires de roulement, ont permis de détecter et de diagnostiquer des défauts localisés [SR13], mais aussi d'améliorer la visibilité et le suivi de leurs défaillances spécifiques [BPC14]. De même, les défauts généralement rencontrés dans les systèmes de transmissions par courroies, tels que la tension et la charge, ont pu être discriminés avec plusieurs approches [NAhZ+03, RGBEB13, RLEB+14]. Toutefois, après application des méthodes développées, nous remarquons que le domaine d'analyse choisi par la suite, pour l'interprétation des résultats, doit être approprié. Il est traditionnellement recommandé d'extraire la fréquence caractéristique de nombreux défauts à partir du signal d'enveloppe [Ant06, Ant15], du spectre d'enveloppe [BJ11, OWZ14] et par conséquent de l'analyse cyclostationnaire [Ran01, ABREB04, Ant09, ZOW14].

De la théorie du traitement du signal [BP10], nous pouvons classer les signaux en une partie déterministe (*disc*) et une autre partie aléatoire (*rand*). Dans le domaine du diagnostic vibratoire, les signaux sont acquis sur des machines tournantes réelles. D'une part, ces signaux vibratoires sont presque toujours une combinaison de deux composantes [SH08] : suffisamment prédictible et aléatoire. D'autre part, il a été démontré qu'ils font partie d'une catégorie appelée signaux cyclostationnaires [Ant00, Bon04]. Cette classification mène aux composantes cyclostationnaires (CS) à l'ordre 1 et à l'ordre 2 (respectivement CS1 et CS2). Ladite particularité revêt un intérêt indéniable car il peut être le support d'un diagnostic fiable des systèmes mécaniques. Alors que les défaillances touchant les éléments de type engrenage engendrent plutôt de la CS1, la CS2 quant à elle caractérise davantage les problèmes qui affectent les signaux de type roulement. Concernant les signaux des transmissions

par courroie, leurs natures CS1 ou CS2 dépendent de certains paramètres tels que la tension de courroie, la charge et/ou la vitesse des poulies (menées et menantes). La CS1, la partie déterministe, est considérée comme suffisamment prévisible [Ant09] et résulte généralement des vibrations dues aux phénomènes d'excentricité, de flexion, de désalignements ou même engendrées par de l'asymétrie : en somme inhérents aux mécanismes tels que les imperfections géométriques. La partie déterministe est périodique. La CS2, partie aléatoire, prend sa source en particulier dans les mécanismes à réponses impulsionnelles cycliques observées en présence de forces de frottement, de combustion, de perturbations, d'usure, etc... [ABREB04]. L'exploitation des statistiques implique d'enlever la CS1 au signal brut, s'il l'on souhaite analyser la CS2. Dans la suite de cette section, nous faisons donc un état de l'art sur l'évolution des techniques d'extraction des composantes CS1 et CS2 à partir signaux vibratoires. La présentation des points forts et des faiblesses de chacune de ces techniques a pour but de valider les méthodes appliquées ensuite dans le cadre de notre travail.

4.2 État de l'art des techniques d'extraction des composantes des signaux vibratoires

La Moyenne Synchrones Temporelle (\mathcal{TSA} - Time Synchronous Average) est une méthode traditionnellement utilisée pour extraire les composantes déterministes (figure 4.1). Les auteurs Braun [Bra75] et McFadden [McF89] ont démontré la capacité de la \mathcal{TSA} à extraire l'onde périodique dans un signal original bruité. McFadden et al. [MT00] ont étudié la robustesse de cette technique et montrer que le calcul de la Moyenne Synchrones dans le domaine fréquentiel, autrement dit la Moyenne Synchrones Fréquentielle (\mathcal{FSA} - Frequency Synchronous Average), permettait d'économiser/réduire le temps de calcul, tout en améliorant les résultats même pour un signal de courte durée. Parmi les limites que l'on peut reprocher à cette méthode, il y a la nécessité de procéder à l'opération de re-échantillonnage angulaire pour chaque famille d'harmoniques à extraire. Étant donné que l'usage de la \mathcal{TSA} requiert des conditions de fonctionnement en régime stationnaire (*stat*), un re-échantillonnage angulaire préalable permet de s'affranchir des variations de vitesses en présence. D'autre part, en aucun cas, l'analyse synchrone n'est capable d'éliminer les bandes latérales correspondant aux modulations (en amplitude ou en fréquence). Le filtre en peigne, défini dans la technique, qui permet d'extraire une composante périodique spécifique et d'obtenir un signal résiduel par soustraction de la \mathcal{TSA} calculée au signal re-échantillonné d'origine, est efficace. Des \mathcal{FSA} , combinées avec d'autres techniques, ont récemment permis d'améliorer un signal original. Dans cette optique, associée à l'analyse en ondelettes, elle a joué un rôle indéniable intégré dans un schéma élaboré d'évaluation de la santé des défauts de roulement présents dans les ventilateurs de refroidissement [MTLP13].

Plus tard, les auteurs Stander et Heynes [SH06] ont défini la Moyenne dans le Domaine de la Phase, avant que Coats et al. [CNB09] ne développent à leur tour une variante plus simple, la Moyenne Synchrones Améliorée (\mathcal{ISA} - Improved Synchronous Average), toujours dans le but d'extraire les composantes déterministes. Dans cette dernière technique, un signal brut est re-échantillonné avec un signal tachymétrique virtuel grâce à une phase corrigée et obtenue par la démodulation de Hilbert. Tout comme la \mathcal{TSA} , cette méthode donne des résultats peu satisfaisants lorsqu'il y a des variations de vitesse, même minimales. De même, \mathcal{ISA} ne tient pas compte des modulations présentes dans le signal. Certains auteurs [BPRR12] l'ont exploité en tant que technique de séparation des composantes déterministe et aléatoire, mais aussi comme un moyen de déterminer de façon optimisée la meilleure bande de démodulation pour effectuer une analyse d'enveloppe. Alors que les moyennes synchrones sont dédiées à l'extraction des composantes déterministes, d'autres méthodes sont recommandées pour l'étude de la partie aléatoire.

L'Annulation du Bruit Auto-Adaptatif (\mathcal{SANC} - Self-Adaptive Noise Cancellation) est une technique de séparation des composantes déterministe et aléatoire [WS85]. Lorsqu'un signal « primaire » est une combinaison de ces deux types de composantes, chacune d'entre elles peut être extraite en utilisant un filtre adaptatif (suivant différentes longueurs de corrélation). Ce filtre cherchera la relation de cohérence ou fonction de transfert linéaire

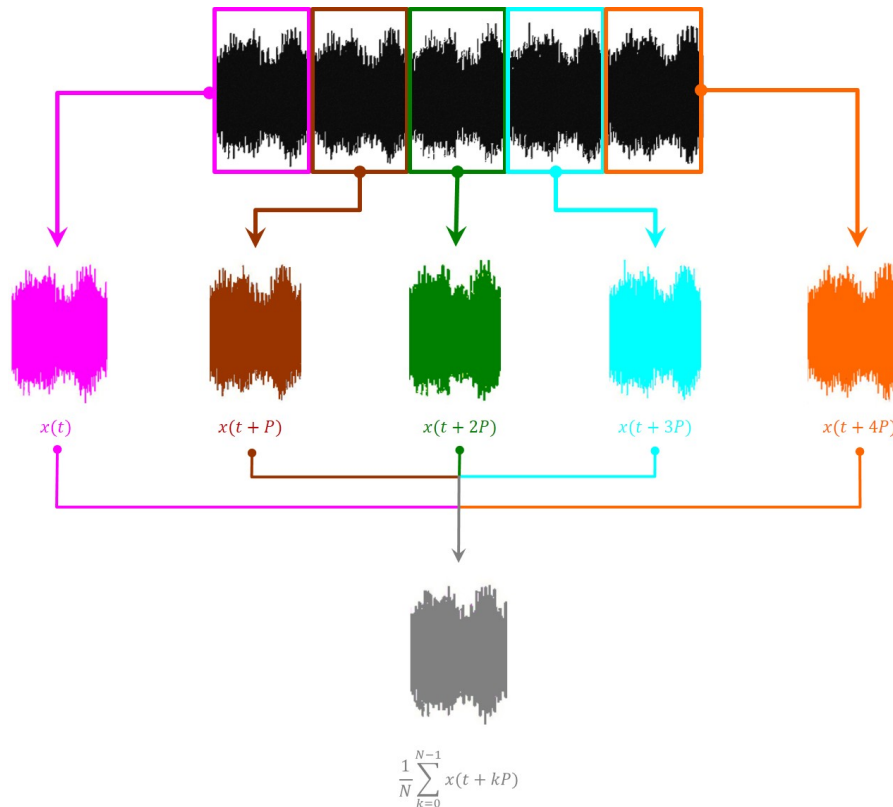


FIGURE 4.1 – Extraction de la Moyenne Synchronique Temporelle (TSA) calculée sur 5 cycles ($N=5$) de période P , d'un signal d'une transmission par courroie mesurée avec une jauge de contraintes.

du système entre l'entrée, le signal « primaire », et la sortie, le signal de « référence » qui n'est qu'une version décalée du signal « primaire ». La méthode $SANC$ a démontré sa bonne capacité dans l'extraction des signaux de roulements [Ho00] et d'engrenages [Bon04], à partir d'un signal vibratoire. A cause des nombreux paramètres requis pour son bon usage et surtout un temps de calcul trop important, les auteurs Antoni et Randall [AR04] ont présenté sa version améliorée : la Séparation Déterministe/Aléatoire (DRS - Discret/Random Separation). Son principe est similaire à celui de la $SANC$: nous cherchons toujours à trouver la relation de cohérence entre les signaux « primaire » et de « référence ». Les calculs y sont plus rapides, car s'effectuant dans le domaine fréquentiel. La DRS surclasse largement la $SANC$ en termes de stabilité mais souffre des mêmes limites telles que la nécessité de re-échantillonner angulairement les signaux et d'être dans des conditions de faibles variations de vitesse. Il existe de nombreux travaux [Saw07, Ant09, RNM11] dans lesquels cette technique est préférée à beaucoup d'autres (TSA , $SANC$, AR , ...) à cause de sa puissance d'extraction dans divers environnements bruités.

Alors que les méthodes $SANC$ et DRS recherchent une relation de cohérence entre les signaux d'entrée et sortie, dans la prédiction linéaire, nous cherchons à modéliser la composante déterministe d'un signal, en considérant un nombre d'échantillons du passé immédiat, en vue de prédire les échantillons à venir. Un modèle Auto-Regressif (AR - AutoRegressive), basée sur la méthode Yule-Walker, est conventionnellement utilisé. Cette technique est assez facile à implémenter et aide à égaliser le contenu des hautes et basses fréquences (présentation uniforme des fréquences). Elle offre la possibilité d'extraire les différentes composantes du signal, selon l'ordre du filtre de prédiction sélectionné. Dans une approche classique, l'ordre du modèle optimum devrait rendre maximal le Critère d'Information Akaike (aic - Akaike Information Criterion) [Aka69]. En ce qui concerne les signaux vibratoires, les travaux de Sawalhi et al. [Saw07] ont montré que l'ordre optimum du filtre de prédiction AR est atteint pour la plus grande valeur de kurtosis du signal filtré. D'autres critères peuvent servir de référence suivant les cas de figure parce que la valeur du kurtosis est sensible à l'impulsivité du signal. Cela conditionne

grandement le résultat final car pouvant être perturbé par la présence d’impulsions aléatoires. Plus le signal à traiter est complexe, plus il est souhaitable d’augmenter l’ordre du filtre de prédiction, ce qui rend malheureusement l’étape d’extraction nettement moins performante. C’est pourquoi il est recommandé d’appliquer cette technique en ayant au préalable extrait la *TSA* (exemple intéressant sur les défauts localisés au niveau des engrenages [DBG74]).

Comme un prolongement de la prédiction linéaire \mathcal{AR} , la Déconvolution par Minimum d’Entropie Auto-Régressive (*ARMED* - AutoRegressive Minimum Entropy Deconvolution) a un double intérêt : l’amélioration de l’impulsivité du signal brut et la suppression de l’effet de la fonction de transfert. Avec le modèle \mathcal{AR} , la composante déterministe est suffisamment bien estimée pour obtenir ensuite le signal filtré résiduel. Basée sur l’usage de la fonction d’autocorrélation, le filtrage par modèle \mathcal{AR} altère l’information utile présente dans la phase. L’application de la (*MED* - Déconvolution par Minimum d’Entropie) permet de compenser les effets négatifs de cette dernière opération. La *MED* a été initialement proposé par Wiggins [Wig78] comme une méthode d’identification de système. Son rôle à l’origine était d’aider à l’extraction de l’information de réflectivité dans des signaux sismiques, pour caractériser et situer les couches des minéraux souterrains. Le principe fondamental de la *MED* est de déterminer le filtre inverse qui limite l’effet de la fonction de transfert du système avec l’hypothèse selon laquelle l’excitation initiale est impulsive et de ce fait aura une forte valeur de kurtosis. L’entropie augmente avec l’augmentation du désordre. Considérant qu’un signal impulsif est très structuré, nous nous attendons alors à ce que sa valeur d’entropie soit faible. Autrement dit, la minimisation de l’entropie correspondra à la maximisation de la structure du signal et donc du kurtosis de la sortie du filtre inverse. Sawalhi et Randall ont publié de nombreux travaux intéressants sur l’application de *ARMED*, alliant filtrage par prédiction linéaire \mathcal{AR} et Déconvolution par Minimum d’Entropie *MED*, au diagnostic des défauts touchant les engrenages [SR05] et les roulements [Saw07, SR11].

Randall est l’un des auteurs les plus prolifiques dans l’usage de l’analyse cepstrale en vue de séparer les différentes familles d’harmoniques relatives aux composantes déterministes contenues dans un signal (engrenages et roulements) [Ran83, Ran01, RAC01]. Ces dernières années, en co-auteurs avec Sawalhi [RNM11, RS11] et Coats [RNM11], il a présenté la Procédure d’Edition du Cepstre (*CEP* - Cepstral Editing Procedure). Dans cette procédure, nous éliminons les composantes déterministes (les familles d’harmoniques y compris leurs bandes latérales de modulations) directement à partir du cepstre réel du signal brut. La *CEP* est pertinente pour les signaux vibratoires dont le spectre est complexe et caractérisée par au moins une famille d’harmoniques (c’est-à-dire une fréquence fondamentale et ses harmoniques). Une famille d’harmoniques dans le domaine spectral se traduit généralement par une famille de rhamoniques dans le domaine cepstral. La suppression d’une famille d’harmoniques spécifique (liée à une composante déterministe particulière) est effectuée par la mise à zéro de ses rhamoniques correspondantes, par application d’une opération de « liftrage » avec un filtre en peigne. Ce « liftrage » est efficace lorsque les rhamoniques à éliminer sont uniformément équidistants dans le cepstre réel. La dispersion autour des raies du spectre existe aussi autour des raies du cepstre. Un résultat optimal implique donc de re-échantillonner le signal brut suivant la fréquence fondamentale caractérisant chacune des familles d’harmoniques à éliminer. Cependant, un unique re-échantillonnage, par rapport à la fréquence fondamentale la plus élevée présente dans le signal, peut suffire. Précisons qu’il n’est pas toujours nécessaire de précéder l’usage de la *CEP* par le re-échantillonnage, dans la mesure où le filtre en peigne est très efficace pour éliminer les rhamoniques dont les raies respectives ne sont pas trop dispersées (cas par exemple de faibles ou moyennes variations de vitesses). Le véritable verrou de cette technique est l’estimation suffisamment précise de la fréquence fondamentale de chaque famille d’harmoniques. Il est à noter que le signal résiduel reste exploitable et sa longueur sera toujours plus petite que celle du signal brut, à cause de l’opération de liftrage (conception d’un gabarit de filtre adapté pour chaque famille d’harmoniques).

Dernièrement, la méthode de Blanchiment Cepstral (*CPW* - Cepstral Pre-Whitening), version améliorée de la *CEP*, a corrigé les quelques insuffisances de celle-ci. Le principe est, non plus d’appliquer une opération itérative de suppression des familles d’harmoniques (composantes déterministes) suivant leur fréquence fonda-

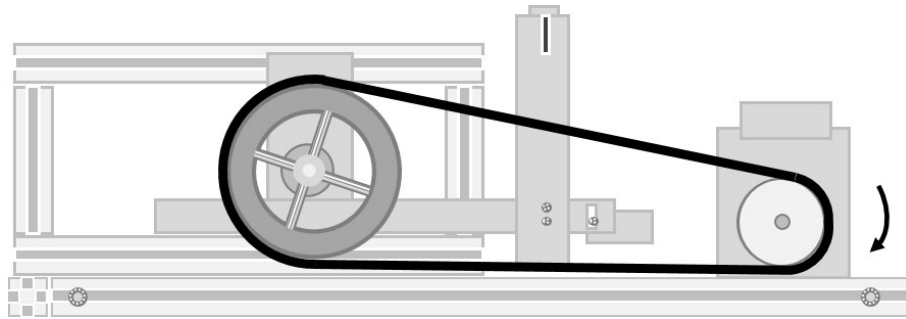
mentale spécifique, mais plutôt une opération unique qui élimine en aveugle toutes les familles. Ceci est réalisé concrètement en prenant la transformée de Fourier inverse du rapport de la transformée de Fourier du signal sur sa valeur absolue. Le résultat final est un signal résiduel qui est « purement » aléatoire. Toutefois, cette méthode est très efficace même en présence de faibles ou moyennes variations de vitesse. Dans le domaine angulaire, les informations dynamiques sont perdues, si la CPW y est appliquée et cela conduit à une augmentation du bruit dans le spectre d’enveloppe (en basses fréquences). Le Blanchiment Cepstral peut également rajouter de la distorsion au signal « blanchi » (signal résiduel ayant perdu sa valeur absolue). Ceci le rend inexploitable dans le domaine temporel où presque toujours la nature de l’impulsivité du signal (voire même d’autres indicateurs de condition) définirait une singularité. C’est pourquoi l’étude approfondie du signal « blanchi » se fera à partir de son spectre ou cepstre. Rares sont les situations où le signal résiduel est un mélange des parties déterministe et aléatoire. Borghesani et al [BPR⁺13] ont fait montre de l’apport considérable de la CPW au diagnostic robuste, avec estimation de la qualité de séparation, de divers roulements endommagés dans des conditions à vitesses variables, à l’état stable et en présence de transitoires. Il y a peu de temps, Abboud et al [AASZ15] ont réalisé une étude comparative de trois techniques de pré-traitement (CPW , ISA et GSA - Generalised Synchronous Average), dans des conditions moyennes et fortement non-stationnaires (*nstat*). Dans leur article où ils essaient de limiter l’influence des composantes déterministes pour mieux détecter les défauts de roulements à partir des signaux vibratoires. De leurs résultats, il en ressort que la CPW reste la plus stable pour suivre ce type de défaillances, dans les différentes configurations de fonctionnement.

Dans le domaine du diagnostic des roulements, les travaux de Ming et al [MZQC15] ont présenté tout récemment une approche mathématique très développée, qui sépare avec robustesse les composantes déterministe et aléatoire, tout en préservant la qualité du signal résiduel (avec une bonne fiabilité), bien mieux que la CPW . Le principe de la Soustraction Itérative de la Composante Continue ($DCOIS$ - Direct Current Offset Iterative Subtracting), appliqué à un signal multi-composante, est de calculer son enveloppe. Il s’agit d’estimer par récurrence le signal d’enveloppe (obtenu par la transformée de Hilbert), avec une méthode d’annulation des composants déterministes équivalente à une soustraction itérative de la composante continue du signal d’enveloppe. La $DCOIS$ est extrêmement efficace pour l’extraction des réponses impulsionnelles cycliques contenues dans les signaux vibratoires réels. Les auteurs ont ainsi conclu que la distinction des défauts de roulements dépend grandement de la dominance des parties déterministes, avec lesquelles elles sont mélangées pour former des signaux multi-composantes. Par rapport à la CPW , elle donne des résultats nettement meilleurs, tout en distordant le moins possible le signal résiduel. D’autre part, la $DCOIS$ détecte même la présence de faibles réponses cycliques impulsionnelles ; ce qui est considérable au travers de la technique précédemment citée.

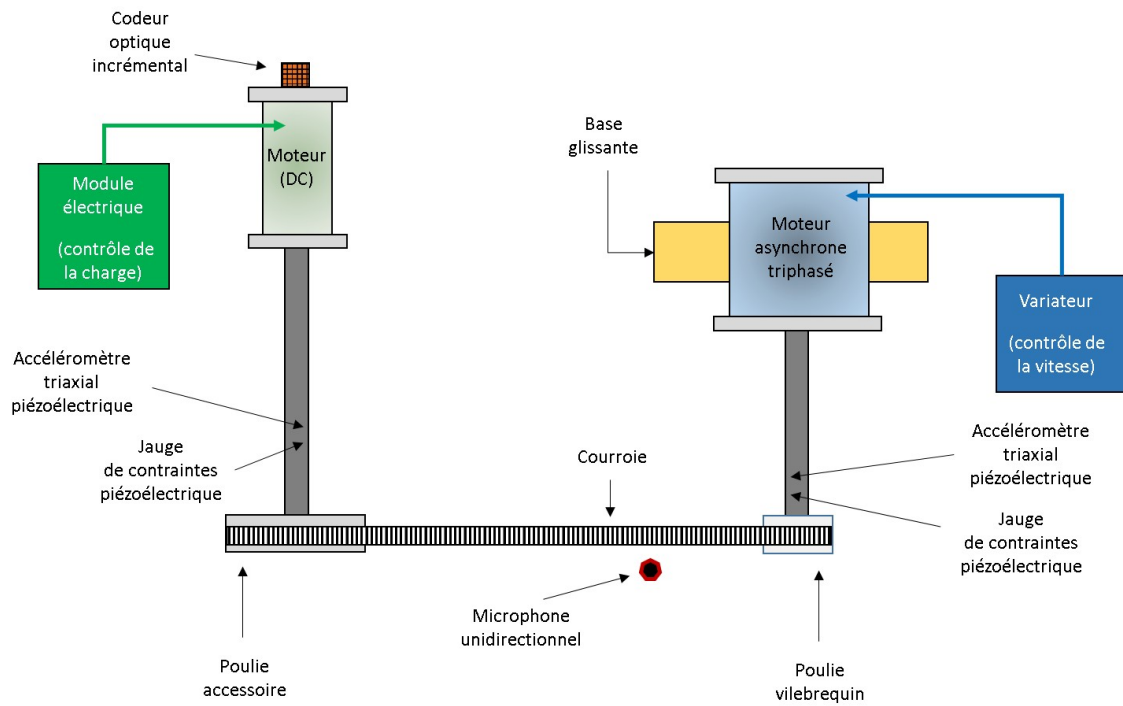
Dans la suite de ce chapitre, nous allons développer les notions de base des techniques utilisées dans le cadre de ce travail de thèse :

1. les méthodes TSA et FSA pour l’extraction des statistiques synchrones déterministes, générées par les mécanismes tels que les imperfections géométriques (noté CS1 ou *disc*).
2. les méthodes TSV , FSV et TSK , FSK d’une part, pour l’extraction des statistiques synchrones aléatoires (relatives respectivement à l’énergie et l’impulsivité), et les méthodes CPW et $DCOIS$ d’autre part, pour l’extraction des composantes aléatoires, nées des mécanismes à réponses cycliques impulsionnelles (noté CS2 ou *rand*).

Dans la suite de ce document, les signaux présentés sont issus des capteurs comme représentés sur la figure 4.2. Le code couleur des courbes ■, ■, ■, et ■ correspondent respectivement aux tensions diverses de la courroie par ordre décroissant T_0 , T_{-1} , T_{-2} et T_{-3} (T_0 étant le niveau de tension normale)



(a)



(b)

FIGURE 4.2 – Banc d'essai expérimental de transmission par courroie et schéma détaillé.

4.3 Extraction des statistiques synchrones déterministes et aléatoires (CS1, CS2)

4.3.1 Moyenne, Variance et Kurtosis Synchrones Temporelles (\mathcal{TSA} , \mathcal{TSV} , \mathcal{TSK})

La Moyenne Synchrone Temporelle (\mathcal{TSA}) est une méthode d'extraction des composantes déterministes [Bra75, McF89]. Le principe de la \mathcal{TSA} est présenté sur la figure 4.1. Si nous considérons un signal périodique dans sa globalité, pour en déterminer la \mathcal{TSA} , il faut prendre plusieurs segments de ce dernier et les moyenner. Chaque segment est relatif à une période particulière P du signal. Dans les cas réels, les machines ne tournent pas à vitesse constante ; il existe toujours des fluctuations. Même si elles sont faibles, elles affectent les résultats de la \mathcal{TSA} . De ce fait, il est très souvent recommandé de préalablement faire du re-échantillonnage angulaire suivant la période recherchée dans le signal. Cette période doit correspondre à un nombre entier d'échantillon pour une extraction optimale.

Les travaux de Braun ont montré que la moyenne d'une série de segments d'un signal peut être modélisée comme une convolution avec un train d'impulsions espacé d'un temps périodique P [Bra75]. Ainsi, l'expression de la \mathcal{TSA}^P est :

$$\mathcal{TSA}^P(t) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x(t+kP) \quad (4.1)$$

Nous pouvons respectivement définir la variance et le kurtosis synchrones, respectivement (\mathcal{TSV} pour Time Synchronous Variance) et (\mathcal{TSK} pour Time Synchronous Kurtosis) :

$$\mathcal{TSV}^P(t) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} (x(t+kP) - \mathcal{TSA}(t))^2 \quad (4.2)$$

$$\mathcal{TSK}^P(t) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} \left(\frac{x(t+kP) - \mathcal{TSA}(t)}{\mathcal{TSV}^{\frac{1}{2}}(t)} \right)^4 \quad (4.3)$$

Quant à la soustraction de la moyenne synchrone au signal $x(t)$, elle sera notée :

$$\mathcal{TSA}_{sub}^P(t) = x(t) - \mathcal{TSA}(t) \quad (4.4)$$

Le tableau 4.3 apporte des informations complémentaires pour l'analyse de la figure 4.4. Cette figure représente une application concrète de ces techniques sur des signaux expérimentaux de courroies mesurés à partir d'un banc d'essai. Nous avons délibérément choisi de montrer des figures à des échelles différentes afin de nous concentrer davantage sur les phénomènes locaux. Les lignes 1, 2, 3 et 4 correspondent respectivement au signal original et à l'extraction des \mathcal{TSA}^{1024} , \mathcal{TSV}^{1024} et \mathcal{TSK}^{1024} , dans le cas de la courroie tendue (T_0). Nous avons la vibration donnée par l'accéléromètre (placé dans la direction transversale de la courroie, sur l'arbre de la poulie accessoire en 1^{re} colonne) et les contraintes mesurées à partir de la jauge (positionnée sur le palier de la poulie accessoire en 2^e colonne). Ces 2 signaux ont été préalablement re-échantillonnés avec de calculer les statistiques synchrones. La légende de l'axe des abscisses est relative au nombre de tours effectués par la poulie accessoire. Alors que la \mathcal{TSA} donne la contribution de la partie périodique du signal, l'énergie et l'impulsivité de la contribution aléatoire sont observables respectivement sur la \mathcal{TSV} et \mathcal{TSK} . La période de la poulie accessoire est prépondérante sur la jauge de contraintes. Cette analyse globale semble montrée que la vibration dominante (accéléromètre) est caractérisée par la rigidité de la courroie côté poulie vilebrequin et se propage tout en étant plus importante à proximité de la poulie accessoire. Cette vibration a une contribution

périodique (\mathcal{TSA}^{1024}) et aléatoire (\mathcal{TSV}^{1024}). Les contraintes périodiques et aléatoires le long de l'arbre accessoire est principalement engendrée par la rotation de la poulie associée. Sur l'ensemble des capteurs, l'excitation impulsionnelle (\mathcal{TSK}^{1024}) apporte peu d'informations à première vue excepté avec la jauge de contraintes côté poulie vilebrequin.

L'opération de moyennage réduit inévitablement la résolution dans le domaine spectral et ne permet pas de suivre efficace les raies spectrales d'intérêts. Ainsi, une autre approche dans le domaine fréquentiel offre plus de faciliter dans l'exploitation d'un nombre d'échantillons plus important du signal de référence.

Paramètres d'acquisition et informations cinématiques		Banc d'essai et position des capteurs	
Temps d'enregistrement du signal	5 s	Capteurs	accéléromètre (A), jauge (J), codeur optique pour la vitesse (V) et microphone (M)
Fréquence d'échantillonnage	51200 Hz	Type de courroie	striée, tension normale
Fréquence de rotation de la poulie vilebrequin	20 Hz (10000 Hz fréquence MLI du variateur)		
Nombre de cycles pour le moyennage	15		
Nombre de tour dans un cycle	4 tours de la poulie accessoire		
Nombre d'échantillons dans un tour de la poulie accessoire	256 échantillons		
Rapport de réduction suivant 1 tour (tr) de la poulie accessoire	0,15 tr de somme rigidité ; 0,32 tr de rigidité de courroie sur poulie accessoire; 0,65 tr de poulie vilebrequin ; 1,76 tr d'un brin de courroie; 3,53 tr de courroie		

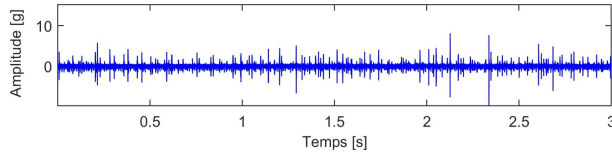
FIGURE 4.3 – Informations diverses sur la cinématique.

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

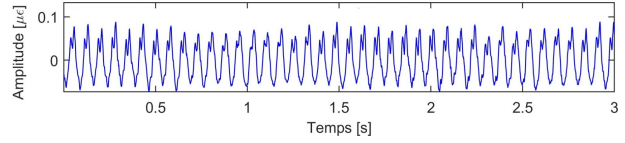
Accelerometre
(direction transversale)

Jauge de contraintes

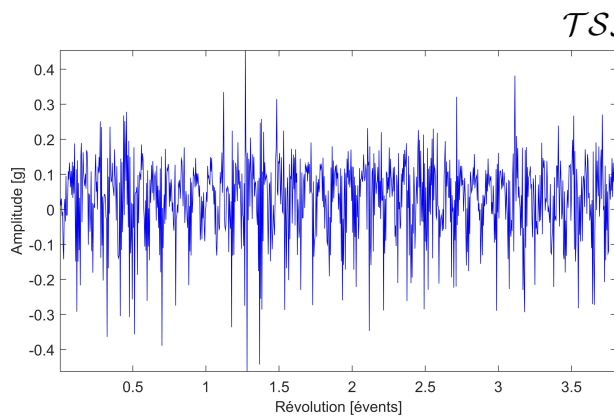
Signaux originaux bruts



(a)

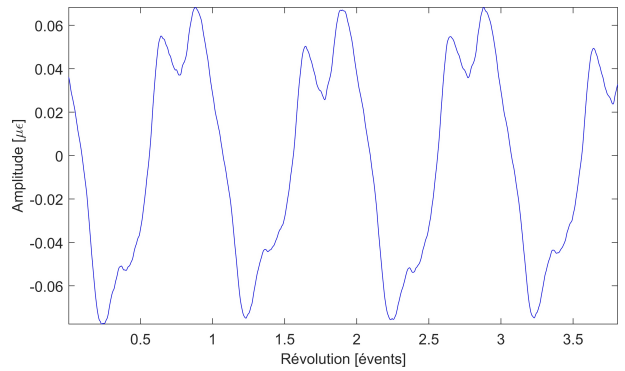


(b)

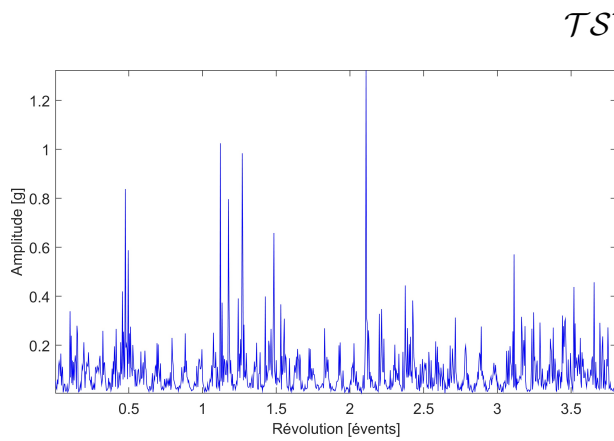


(c)

TSA^{1024}

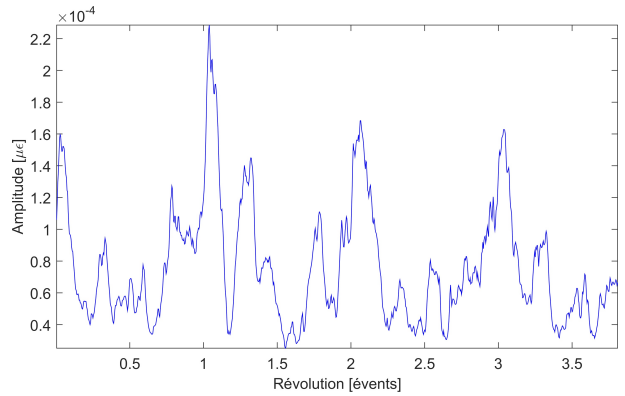


(d)

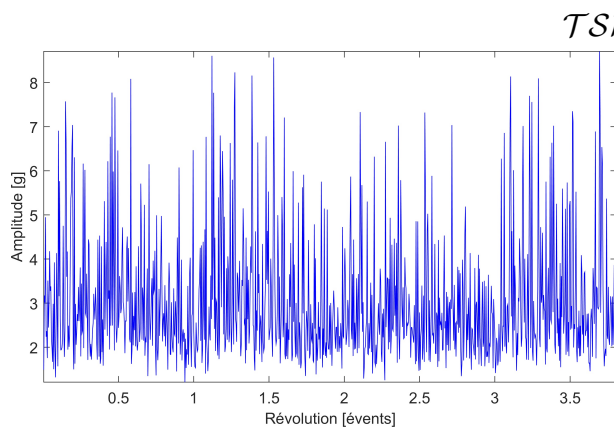


(e)

TSV^{1024}

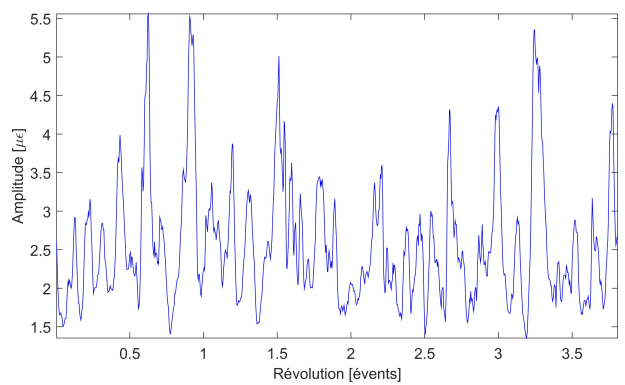


(f)



(g)

TSK^{1024}



(h)

FIGURE 4.4 – Exemple d'extraction de la TSA^{1024} , TSV^{1024} et TSK^{1024} .

4.3.2 Moyenne Synchronne Fréquentielle (\mathcal{FSA})

Braun a prolongé son travail sur la \mathcal{TSA} et démontré que la convolution dans le domaine temporel était équivalente à l'application dans le domaine fréquentiel d'un filtre en peigne. Les amplitudes de la Moyenne Synchronne Fréquentielle (\mathcal{FSA}) sont calculées à partir de l'équation 4.5 et ses différents gabarits possibles, par rapport aux valeurs prises par N sont sur les figures 4.5 (a) et (b) :

$$|\mathcal{H}(\omega)| = \left| \frac{1}{N} \frac{\sin(\frac{NL\omega}{2})}{\sin(\frac{L\omega}{2})} \right|, \quad \text{avec } \omega_k = \frac{2\pi k}{NL} \quad \text{et } k = 1, 2, \dots, N-1 \quad (4.5)$$

où N est le nombre de périodes dans le signal et L , la période concernée. Le filtre créé a pour valeur 1 là où se situe, la fréquence fondamentale (et ses harmoniques) à étudier. Il est clair que plus le nombre de périodes à extraire est élevé, plus le filtre sera sélectif. Cela a pour conséquence d'avoir un signal brut suffisamment long pour contenir de nombreuses périodes que celle d'intérêt.

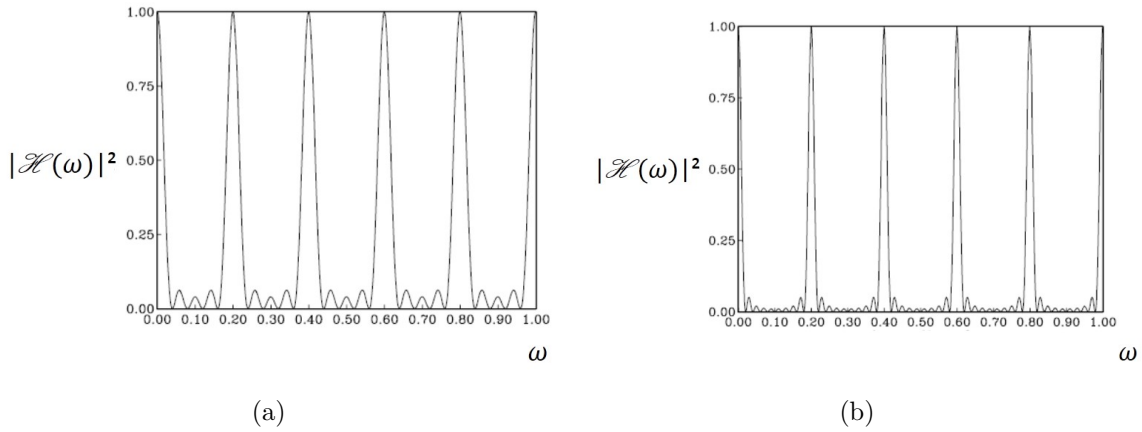


FIGURE 4.5 – Gabarit de la traditionnelle \mathcal{FSA} pour des moyennages sur 5 (a) et 10 (b) périodes [Orf96].

Les auteurs Baudin et al [BARS13] ont utilisé une filtre en peigne redéfini. Sa particularité est de pouvoir sélectionner avec plus de précision les raies liées aux composantes périodiques à extraire. Cependant, le paramètre de sélection est indépendant du nombre de périodes présentes dans le signal. C'est cette version de la \mathcal{FSA} que nous considérons dans le cadre de notre travail. Son expression est la suivante :

$$\mathcal{H}(F_\theta, k_p) = \frac{1}{2} \left(1 + \cos\left(2\pi \frac{F_\theta}{F_0}\right) \right)^{k_p}, \quad \text{avec } k_p > 1 \quad \text{et } k = 1, 2, \dots, N-1 \quad (4.6)$$

$$\mathcal{FSA}_x^{F_\theta, k_p} = x(t) \otimes \mathcal{H}(F_\theta, k_p) \quad (4.7)$$

où $F_\theta = kL$, $F_0 = L$ et le paramètre k_p permet d'ajuster la sélectivité du filtre. Après avoir défini le gabarit du filtre, il est appliqué au spectre du signal re-échantillonné. Le retour dans le domaine temporel par transformée de Fourier inverse donne accès au signal périodique extrait. La partie aléatoire correspond à la transformée de Fourier inverse de la soustraction du spectre du signal re-échantillonné par celui du signal filtré (périodique).

ARBRE DE LA POULIE VILEBREQUIN

Accelerometre
(direction transversale)

Jauge de contraintes

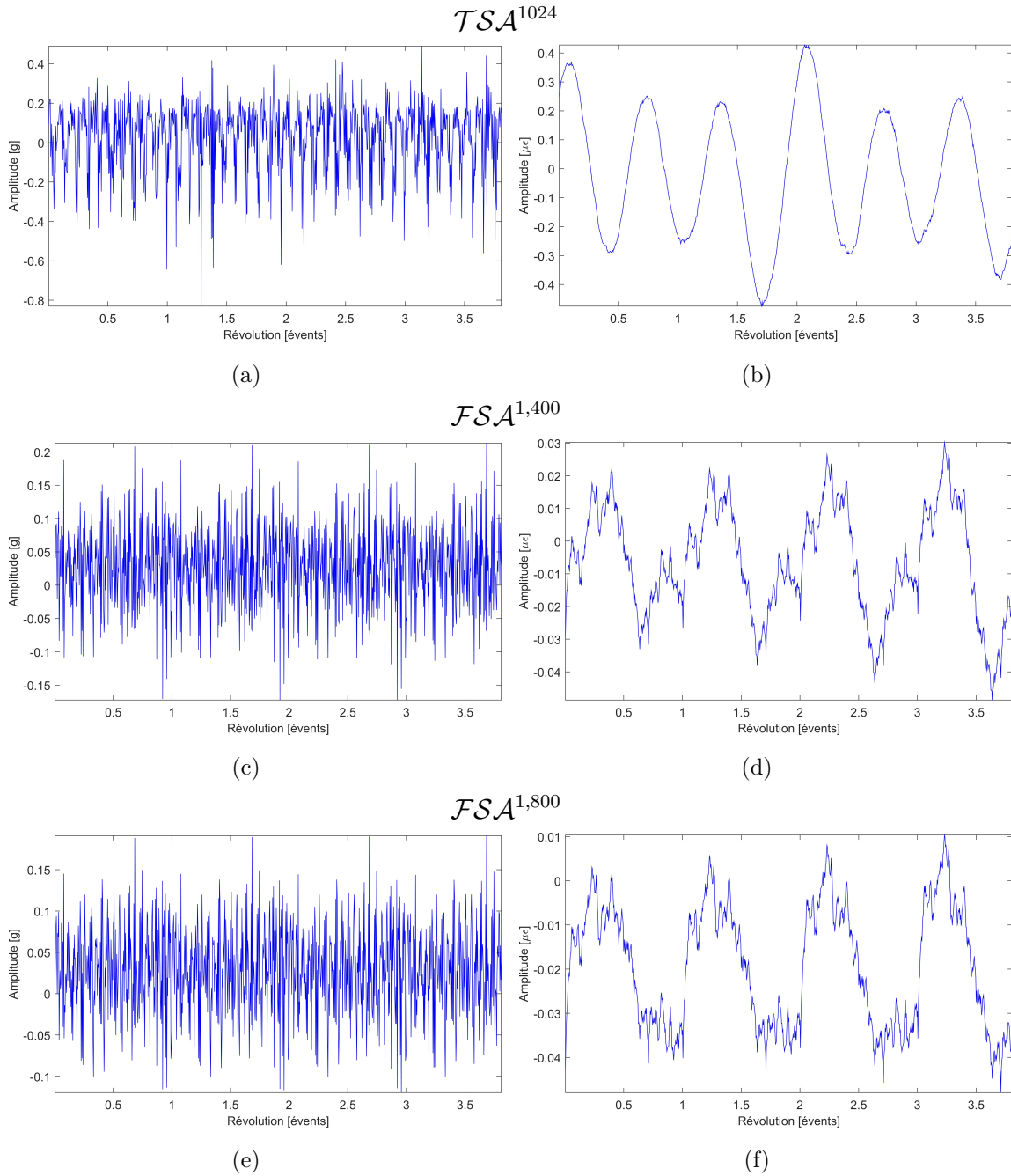


FIGURE 4.6 – Comparaison de la TSA , $FSA^{1,400}$ et $FSA^{1,800}$.

Les représentations temporelles sont observées sur la figure 4.6. Les \mathcal{TSA} (1^{re} ligne) sont comparées respectivement aux $\mathcal{FSA}^{1,400}$ (2^e ligne) et $\mathcal{FSV}^{1,800}$ (3^e ligne). Nous avons la vibration donnée par l'accéléromètre (placé dans la direction transversale de la courroie, sur l'arbre de la poulie vilebrequin en 1^{re} colonne) et les contraintes mesurées à partir de la jauge (positionnée sur le palier de la poulie vilebrequin en 2^e colonne). Ces 2 signaux ont été préalablement re-échantillonnés avec de calculer les statistiques synchrones. Les statistiques synchrones ont bien entendu été calculées dans le domaine temporel (\mathcal{TSA}) par rapport aux autres obtenues dans le domaine fréquentiel (\mathcal{FSA} pour $k_p = 400$ et $k_p = 800$). Nous sommes dans les mêmes conditions expérimentales que dans la section précédente 4.3.1. La fréquence à extraire est celle de la poulie accessoire 1 Hz^{ordre} . Suivant la valeur de k_p , les résultats changent nettement et les profils dans les domaines temporel et fréquentiel sont très différents (lié surtout à la différence d'approche, le moyennage).

Bien que résumant au mieux la nature déterministe et parfois aléatoire des composantes contenues dans le signal, nous ne pouvons tirer le meilleur parti des statistiques synchrones qu'en les exploitant avec des indicateurs de conditions déterminés dans le domaine temporel. L'approche spectrale n'est que souvent pauvre en informations or ce sont les raies spectrales qui apportent des détails essentielles sur les phénomènes locaux. Ceci est développé davantage dans la suite de ce chapitre.

4.4 Extraction des composantes aléatoires (CS2)

4.4.1 Blanchiment Cepstral (\mathcal{CPW})

Originellement, le cepstre a été défini comme « le spectre de puissance du logarithme du spectre de puissance » [BHT63] et ses premières applications étaient dédiées à la détection d'échos dans les signaux sismiques. Dans ce champ applicatif, il a largement surclassé la traditionnelle fonction d'autocorrélation. Alors que la version native du cepstre n'était pas réversible, les travaux de Colley et Tukey [CT65], sur l'algorithme de la Transformée de Fourier Rapide, ont largement contribué à la redéfinition optimale du cepstre, étant donné que Tukey fût également co-auteurs du premier article sur le cepstre. Forts de cet apport scientifique, Schafer [Sch68] et Oppenheim [OS75] ont défini plus tard le « cepstre complexe », cette fois-ci inversible. Grâce à la forme analytique du cepstre, ils ont pu dériver une fonction de transfert sous les termes de ses poles et zéros. Leur apport mutuel a permis d'améliorer l'expression du cepstre, devenu réversible dans le domaine temporel. Un champ d'applications inédit a été trouvé : la détection des pics vocaux en analyse de la parole [Nol67]. Dans le domaine de la vibration, Randall a été le premier à montrer les avantages du cepstre au diagnostic des engrenages. Ce dernier permettait véritablement de mieux distinguer les familles de rhamoniques relatifs aux défauts. Enfin, Gao et Randall ont appliqué avec succès le cepstre aux opérations d'analyse modale de structure et montrant que ce dernier permettait d'extraire la fonction de transfert d'un système.

Le cepstre complexe, en considérant le décalage temporel $\tau = \frac{1}{f}$, a pour expression :

$$\mathcal{C}^c(\tau) = \mathcal{F}^{-1}(\log(\mathcal{F}_x)) \quad (4.8)$$

où pour un signal temporel $x(t)$:

$$\mathcal{F}_x = \mathcal{F}(x(t)) = A(f)e^{j\phi(f)} \quad (4.9)$$

que l'on peut encore développer comme suivant :

$$\log(\mathcal{F}_x) = \ln(A(f)) + j\phi(f) \quad (4.10)$$

avec \mathcal{F} et \mathcal{F}^{-1} désignant respectivement la Transformée de Fourier et son inverse. A et ϕ sont l'amplitude et la phase de \mathcal{F}_x . Les équations 4.8 et 4.10 nous permettent finalement d'exhiber l'expression du cepstre réel défini comme « la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre d'amplitude » :

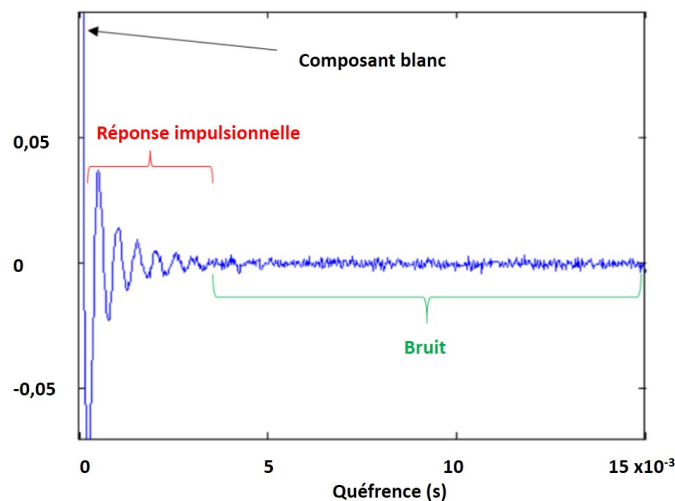


FIGURE 4.7 – Exemple de cepstre [BARS13].

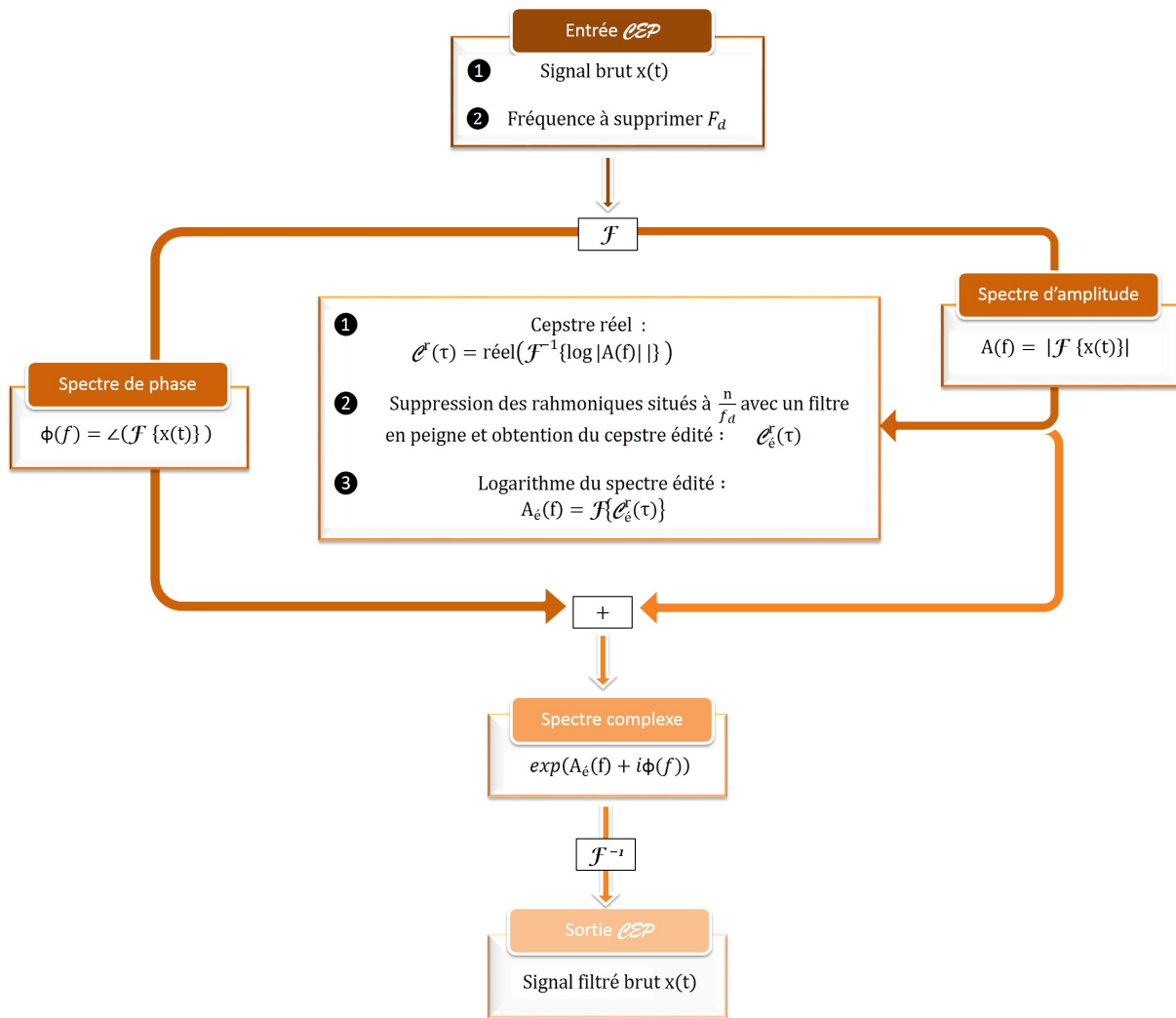
$$\mathcal{C}^r(\tau) = \mathcal{F}^{-1}(\ln(A(f))) \quad (4.11)$$

La figure 4.7 montre le cepstre d'un signal quelconque. Nous constatons clairement que les différentes composantes du signal occupent des zones bien spécifiques. L'excitation large bande tout comme la réponse impulsionnelle du système est localisée dans les basses fréquences, proche de l'origine. Lorsqu'un signal est fait de plusieurs composantes sinusoidales, son cepstre est dominé généralement par les pics associés aux composantes en présence. Le bruit, quant à lui, se retrouve un peu partout.

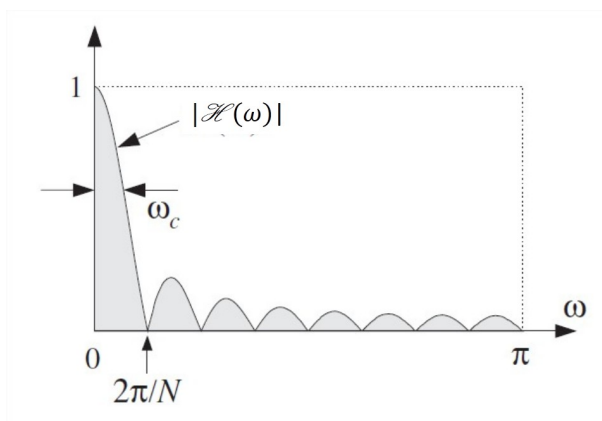
La Procédure d'Édition du Cepstre (\mathcal{CEP}), proposée par Randall et Sawalhi [RNM11, RS11] sépare les différentes familles d'harmoniques relatives aux composantes déterministes contenues dans un signal temporel. La figure 4.8 (a) présente les étapes essentielles de cette méthode. Soit un signal d'entrée à traiter. Nous calculons sa transformée de Fourier. Le spectre de phase ϕ de celle-ci est stocké pour un usage ultérieur tandis que nous obtenons le cepstre réel, en prenant la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre d'amplitude A . Nous éditons alors le cepstre réel. Nous appliquons de nouveau la transformée de Fourier à ce résultat et en tirons le logarithme du spectre d'amplitude qui est alors modifié, puis recombinaison avec le spectre de phase original (préservation de la dynamique du système). Après application de l'exponentiel, puis de la transformée de Fourier inverse, nous obtenons en sortie le signal temporel pré-traité.

$$|\mathcal{H}(\omega)| = \left| \frac{1}{N} \frac{\sin(\frac{N\omega}{2})}{\sin(\frac{\omega}{2})} \right|, \quad \text{avec } \omega_k = \frac{2\pi k}{N} \quad \text{et } k = 1, 2, \dots, N-1 \quad (4.12)$$

L'étape d'édition du cepstre réel revient à appliquer un filtre en peigne, dont l'amplitude est déterminée à partir de l'équation 4.12 et le gabarit visible sur la figure 4.8 (b). Dans son ouvrage d'introduction sur le Traitement du Signal, Orfanidis [Orf96] a explicité l'expression de nombreux filtres en peigne usuels ainsi que les avantages et faiblesses de chacun. Quoiqu'il en soit, nous pouvons tirer profit de leur application, en vue notamment de réduire le bruit, exhibant davantage l'information utile. $w_k = \frac{2\pi k}{N}$, avec $k = 1, 2, \dots, N-1$, se rapporte à la famille de rhamoniques à supprimer et N correspond au nombre de raies. La conception du gabarit du filtre requiert l'observation de quelques précautions. Premièrement, le cepstre réel est symétrique. Il est alors possible de créer la moitié du filtre et d'obtenir l'autre moitié par réflexion (diminution du temps de calcul). Deuxièmement, il est nécessaire de réduire la longueur du signal d'entrée afin d'être un multiple de $2P$, où P est la période (respectivement la fréquence $\frac{1}{P}$) à éliminer. Il va s'en dire que la longueur du signal d'entrée doit avoir une taille minimale importante si l'on désire supprimer de nombreuses familles d'harmoniques. D'où



(a)



(b)

FIGURE 4.8 – Diagramme schématique de la méthode cepstrale de suppression des familles d’harmoniques spécifiques et/ou des bandes latérales (a) et gabarit du filtre en peigne $|\mathcal{H}(\omega)|$ (b).

l'intérêt de la méthode \mathcal{CPW} .

$$\mathcal{CPW}_x = \mathcal{F}^{-1} \left\{ \frac{\mathcal{F}_x}{|\mathcal{F}_x|} \right\} \quad (4.13)$$

$$\mathcal{SES}_{\mathcal{CPW}_x} = |\mathcal{F}^{-1} \{ |\mathcal{CPW}_x|^2 \}|^2 \quad (4.14)$$

La technique d'extraction des composantes aléatoires \mathcal{CPW} permet de supprimer en une seule opération, tous les composants déterministes, alors que la \mathcal{CEP} recommandait une détermination de la fréquence de chacune d'elles, avant une édition en cascade du cepstre réel. Borghesani et al [BPR⁺13] ont montré que la \mathcal{CPW} , qui est « la transformée de Fourier inverse du rapport de la transformée de Fourier du signal sur sa valeur absolue » (équation 4.13), permet de s'affranchir de tous les composants déterministes et d'avoir en sortie un signal résiduel qui est « purement » aléatoire. Il est possible de calculer le spectre du carré de l'enveloppe du signal blanchi de la sorte à partir de l'équation 4.14. Bien que ne gardant pas les informations dynamiques, elle est très efficace même en présence de faibles ou moyennes variations de vitesse et sans re-échantillonnage préalable, tout comme la \mathcal{CEP} d'ailleurs.

Le tableau 4.3 apporte des informations complémentaires pour l'analyse des figures 4.10 et 4.11. Elles représentent une application de la technique $\mathcal{SES}_{\mathcal{CPW}}$ sur des signaux expérimentaux du banc d'essai. Les signaux accélérométrique et de jauge de contraintes sont respectivement en 1^{re} et 2^e colonnes, dans chaque figure. Dans ces figures, nous voyons l'intérêt de suivre les changements sur les signaux re-échantillonnés, surtout avec différents scénarios de vitesse, car les raies fréquentielles liées aux composants déterministes (dans le spectre) ou aléatoires (dans le spectre de l'enveloppe) occupent généralement la même position. Pour le cas 35 Hz, notons que la fréquence de rigidité de la poulie vilebrequin est proche de la fréquence naturelle de la courroie : un phénomène de couplage apparaît se traduisant par une résonance du système. Pour les autres vitesses, c'est la poulie accessoire qui est principalement remarquable. En cas de couplage, les rotations des poulies deviennent encore plus aléatoires mais cela est moins visible sur l'accéléromètre du côté poulie vilebrequin. Dans les bonnes conditions de fonctionnement (30 Hz et 40 Hz), lorsque la courroie est tendue, c'est la fréquence de roulement BPFO qui apparaît essentiellement dans le spectre d'enveloppe. Nous constatons également que l'accéléromètre côté poulie accessoire paraît moins sensible aux changements de vitesse, même pendant la résonance. D'autre part, l'amplitude de certaines raies fréquentielles (rotations des poulies) apparaissent avec la vitesse.

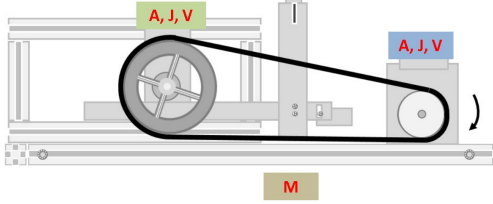
Paramètres d'acquisition et informations cinématiques		Banc d'essai et position des capteurs	
Temps d'enregistrement du signal	5 s	Capteurs	accéléromètre (A), jauge (J), codeur optique pour la vitesse (V) et microphone (M)
Fréquence d'échantillonnage	51200 Hz	Type de courroie	striée, tension normale
Fréquence de rotation de la poulie vilebrequin	30 Hz, 35 Hz et 40 Hz (10000 Hz fréquence MLI du variateur)		
Fréquence naturelle de la courroie	3,17 Hz ^{ordre}		
Fréquence d'intérêt (en ordre)	0,28 Hz ^{ordre} fréquence de rotation de la courroie;		
	1 Hz ^{ordre} fréquence de rotation de la poulie accessoire;		
	1,52 Hz ^{ordre} fréquence de rotation de la poulie vilebrequin;		
	2,65 Hz ^{ordre} fréquence de rotation BPFO du roulement (poulie accessoire)		
	3,12 Hz ^{ordre} fréquence de rigidité de la poulie vilebrequin		

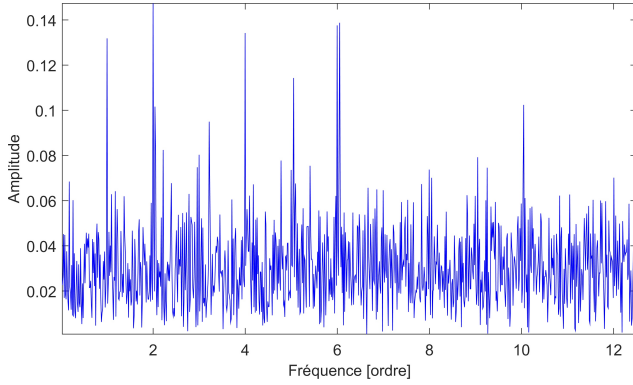
FIGURE 4.9 – Informations diverses sur la cinématique.

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

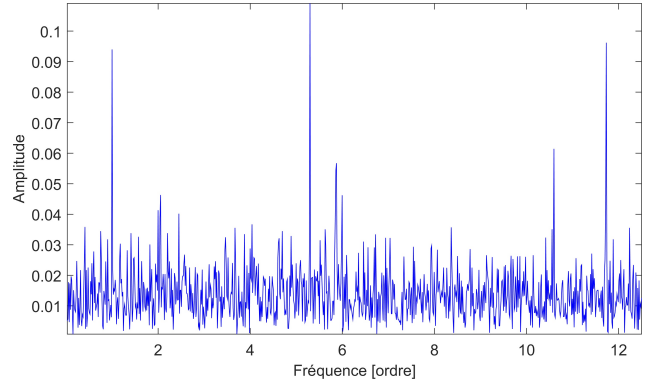
Accelerometre
(direction transversale)

Jauge de contraintes

Vitesse 30 Hz

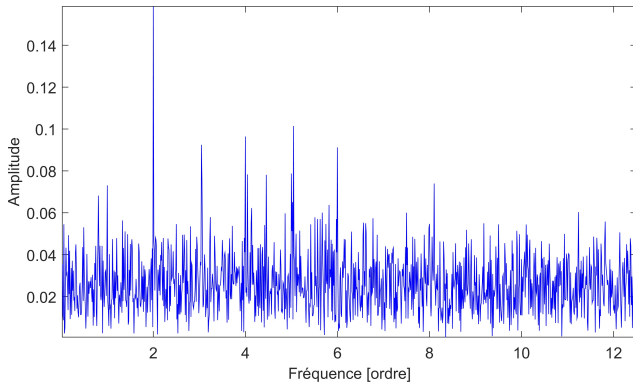


(a)

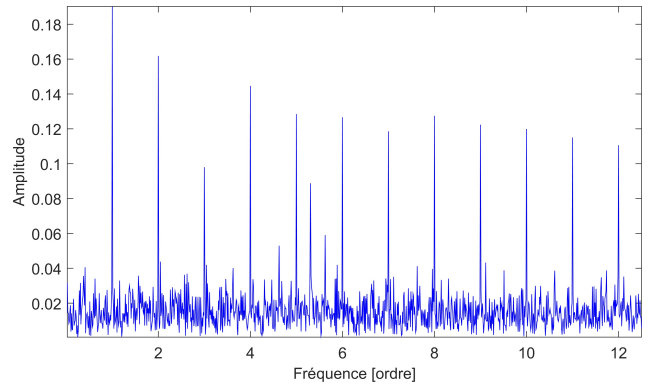


(b)

Vitesse 35 Hz

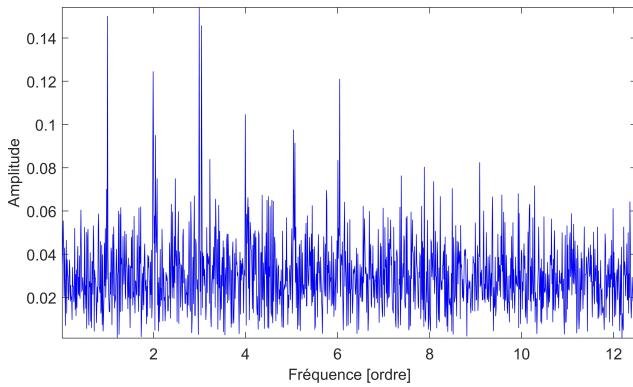


(c)

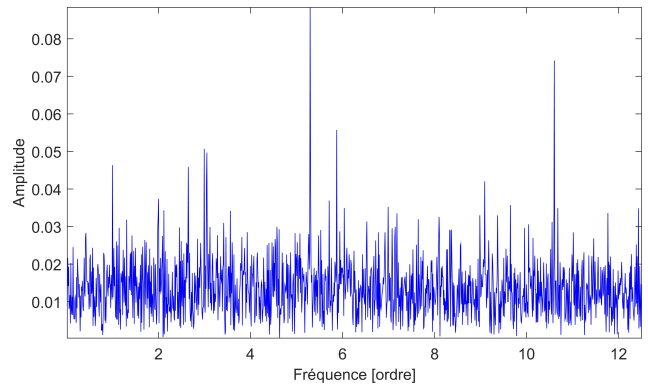


(d)

Vitesse 40 Hz



(e)



(f)

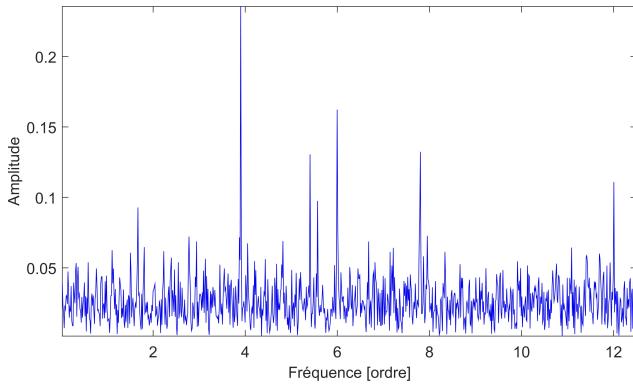
FIGURE 4.10 – Étude des effets de la vitesse sur les composantes aléatoires, à partir des résultats expérimentaux de la \mathcal{SES}_{CPW} .

ARBRE DE LA POULIE VILEBREQUIN

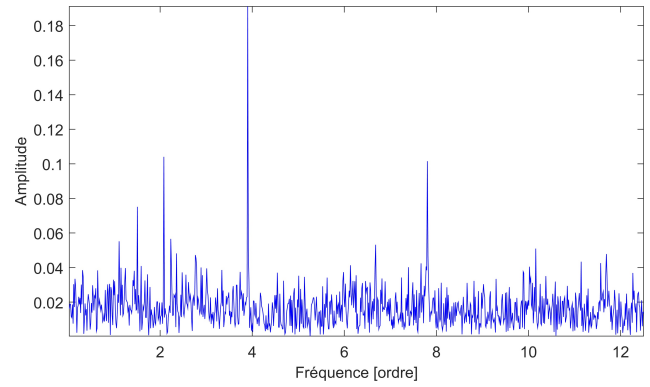
Accelerometre
(direction transversale)

Jauge de contraintes

Vitesse 30 Hz

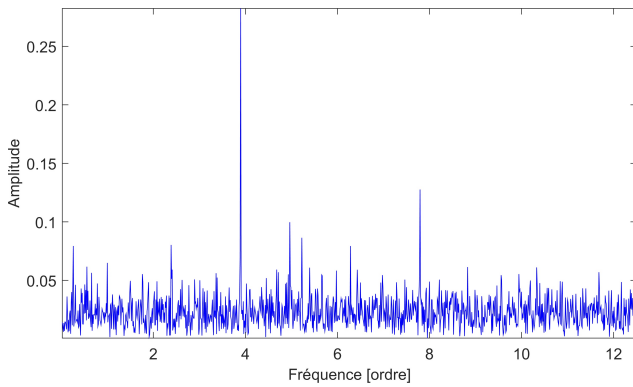


(a)

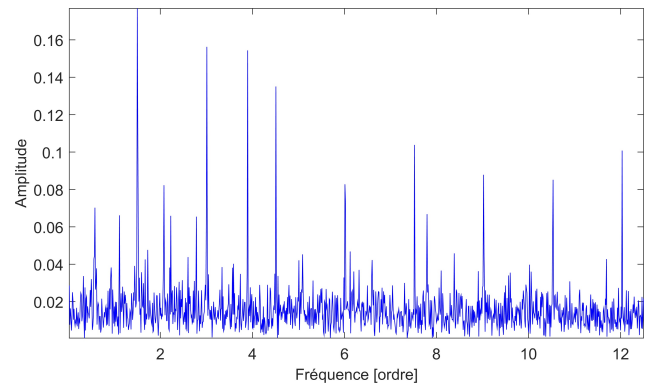


(b)

Vitesse 35 Hz

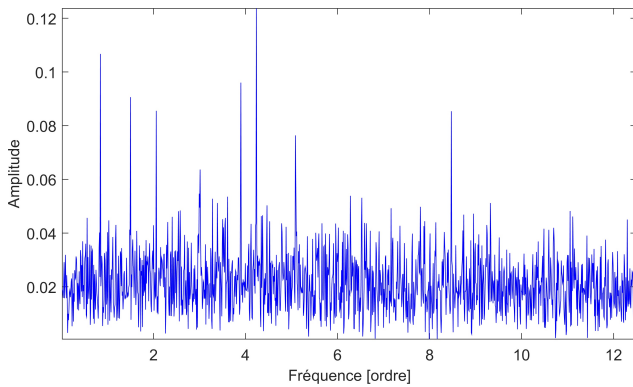


(c)

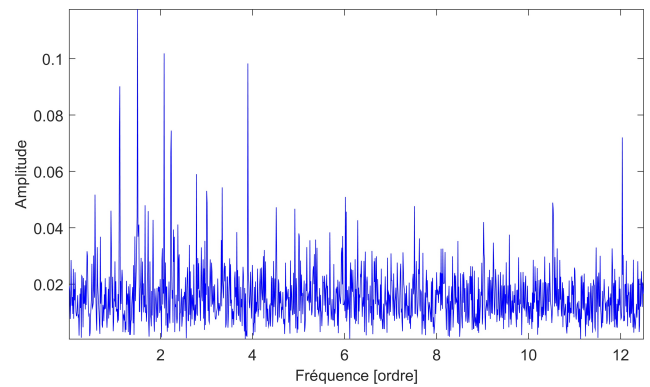


(d)

Vitesse 40 Hz



(e)



(f)

FIGURE 4.11 – Étude des effets de la vitesse sur les composantes aléatoires, à partir des résultats expérimentaux de la \mathcal{SES}_{CPW} .

4.4.2 Soustraction Itérative de la Composante Continue (*DCOIS*)

La Soustraction Itérative de la Composante Continue (*DCOIS*) [MZQC15] cherche à extraire l'enveloppe d'un signal (qui pourrait être multi-composante). Cette technique est particulièrement efficace pour extraire la composante aléatoire, à partir d'un signal complexe, combinaison de plusieurs composantes déterministes (*disc*) et de réponses impulsionnelles cycliques (*rand*). Applicable même sur des signaux vibratoires réels, la méthode consiste à calculer itérativement le signal d'enveloppe. Au fur et à mesure des itérations, nous nous affranchissons de la présence (même dominante) des composantes déterministes, en soustrayant la valeur continue du signal d'enveloppe.

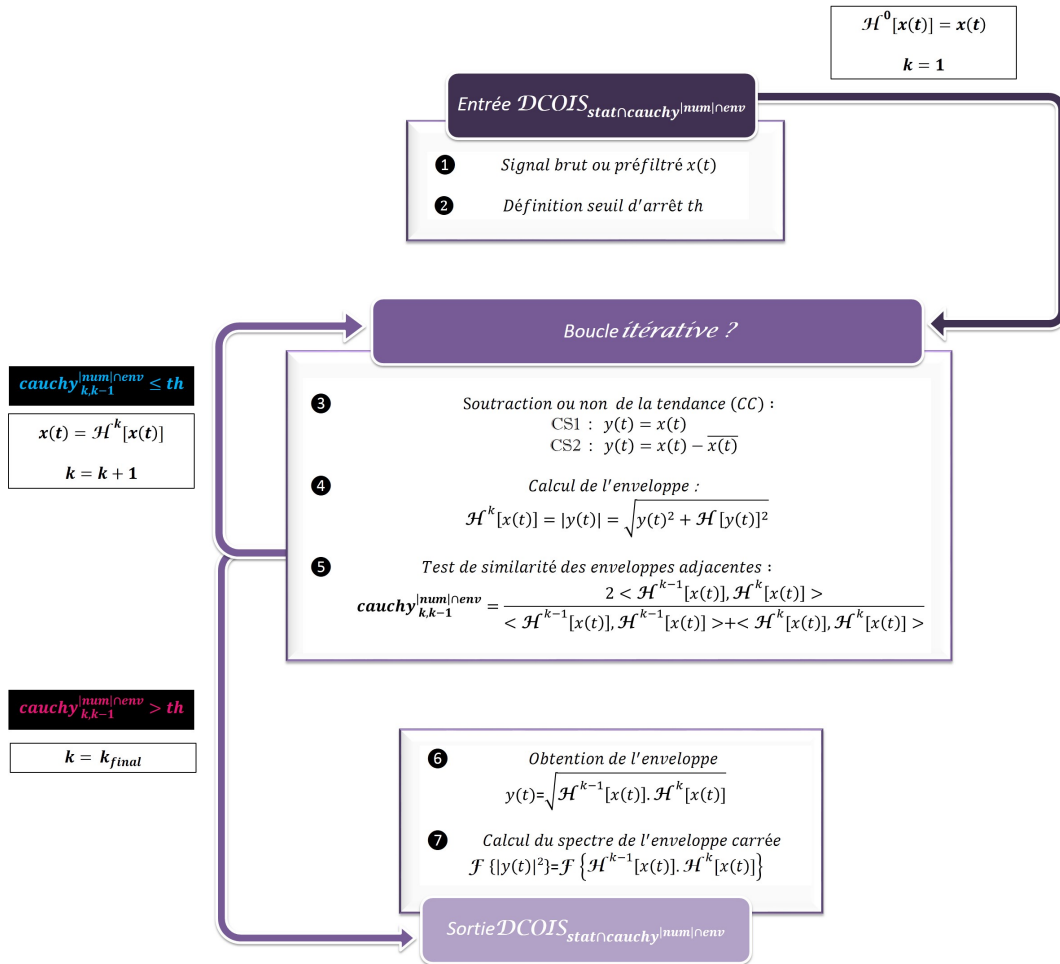


FIGURE 4.12 – Principe de calcul des techniques $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{disc, num|env}$ (CS1) et $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand, num|env}$ (CS2), en régime stationnaire, la différence étant faite à l'étape ③.

La définition de la *DCOIS* part de plusieurs considérations faites par Ming et al. [MZQC15]. La présence de défauts dans les machines tournantes a pour conséquence la génération de réponses impulsionnelles cycliques. Que les composantes déterministes soient présentes ou non, qu'elles soient dominantes ou pas, les composantes aléatoires peuvent être des signaux multicomposantes. Les signaux multi-composantes sont caractérisés par leurs termes croisés. Ces derniers apparaissent entre deux réponses impulsionnelles adjacentes. De ce fait, nous pouvons conclure que chaque réponse impulsionnelle est un signal mono-composante, tandis que les réponses impulsionnelles cycliques sont le cumul des réponses impulsionnelles avec différents décalages temporels. IL va s'en dire que le traditionnel postulat selon lequel nous pouvons utiliser l'analyse d'enveloppe pour étudier ce type de signaux est à revoir. Grâce à des résultats de simulations et à partir des signaux de vibrations réels de roulements, la contribution scientifique des travaux de ces auteurs ont abouti à diverses conclusions. La partie oscillante du signal d'enveloppe est composée de termes croisés des différentes composantes présentes dans le

signal brut. Les termes croisés entre les composantes déterministes et les réponses impulsionnelles cycliques sont d'autres réponses impulsionnelles cycliques. En effet, ils gardent la caractéristique intrinsèque des signaux originaux. Néanmoins les fréquences porteuses y sont moins dominantes. Si nous considérons un signal original, dans lequel les composantes déterministes dominent nettement les réponses impulsionnelles, leurs termes croisés sont prépondérants dans la partie oscillante de l'enveloppe. Nous ne pouvons négliger la suppression des composantes déterministes du signal original. Avec la *DCOLS*, il est possible d'annuler de façon adaptative les composantes déterministes, par la soustraction de la composante continue du signal. L'enveloppe, calculé par la transformée de Hilbert, obtenue en fin d'opération est réellement dominée par les réponses cycliques impulsionnelles. Nul besoin d'utiliser un filtre particulier. Le seul paramètre dont il faut être attentif dans l'application de la technique est le seuil. Il dépend de la valeur renvoyée par le coefficient de corrélation croisée.

Alors que la *CPW* peut altérer les composantes aléatoires ou les rendre inexploitable, dans le domaine temporel, la *DCOLS_{stat}* fait mieux car elle supprime avec robustesse les composantes déterministes. Elle met en évidence les réponses impulsionnelles cycliques (composantes aléatoires) avec un minimum de perturbations. L'autre principal avantage est qu'elle est capable d'exhiber les composantes aléatoires, bien que leur présence soit très faible (exemple du cas des défauts naissants).

Le schéma de la *DCOLS_{stat}cauchy^{num}|_{env}* est sur la figure 4.12. Soient $x(t)$, un signal hybride et $\mathcal{H}^k[x(t)]$, son enveloppe à l'ordre k calculée par la transformée de Hilbert (\mathcal{H}). Ci-dessous, les étapes du calcul itératif :

1. Soit un signal $x(t)$. En régime stationnaire, il sera noté $x_{stat}(t)$. Son échantillonnage peut être effectué :
 - (a) dans le domaine temporel à la fréquence d'échantillonnage \mathbf{F}_e et il sera noté $x_{stat}^{unresamp}(t)$
 - (b) dans le domaine angulaire direct ou après un re-échantillonnage angulaire *a posteriori* à la fréquence d'échantillonnage \mathbf{F}_e^{resamp} et il prendra la notation $x_{stat}^{resamp}(t)$.
2. Pour $k = 0$, nous initialisons $\mathcal{H}^0[x(t)]$ tel que : $\mathcal{H}^0[x(t)] = x(t)$.
3. (a) Pour la *DCOLS_{stat}cauchy^{disc}|_{num}|_{env}* (CS1), nous déterminons l'enveloppe $\mathcal{H}^k[x(t)]$ (avec l'entier $k = 1, 2, \dots$), à partir du signal hybride $x(t)$.
- (b) Pour la *DCOLS_{stat}cauchy^{rand}|_{num}|_{env}* (CS2), nous soustrayons la composante continue au signal hybride $x(t)$. Ensuite, nous déterminons l'enveloppe $\mathcal{H}^k[x(t)]$ (avec l'entier $k = 1, 2, \dots$).
4. Le coefficient de corrélation croisé des enveloppes adjacentes est défini tel que :

$$cauchy_{\kappa, \kappa-1}^{num|env} = \frac{|2\langle \mathcal{H}^{\kappa-1}[x(t)], \mathcal{H}^\kappa[x(t)] \rangle|}{\langle \mathcal{H}^{\kappa-1}[x(t)], \mathcal{H}^{\kappa-1}[x(t)] \rangle + \langle \mathcal{H}^\kappa[x(t)], \mathcal{H}^\kappa[x(t)] \rangle} \quad , \quad \kappa = 1, 2, \dots$$
 où \langle, \rangle représente l'opérateur produit scalaire. $cauchy_{\kappa, \kappa-1}^{num|env}$ est tiré de l'inégalité de Cauchy-Schwarz. Il prend ses valeurs dans l'intervalle $[0, 1]$ et vaut en particulier 1, dans le cas où les deux signaux à tester (dans leur version vectorielle) sont équivalents partout.
5. Nous testons alors si $cauchy_{\kappa, \kappa-1}^{num|env} > th$, avec th un seuil d'arrêt de la procédure défini préalablement tel que $th \in [0, 1]$. Si cette inégalité n'est pas vérifiée, $x(t) = \mathcal{H}^k[x(t)]$, puis nous revenons à l'étape 2. Dans le cas contraire, $k = k_{final}$ et nous obtenons le signal d'enveloppe qui sera dominée par les réponses impulsionnelles cycliques. Son expression analytique ainsi que son spectre sont déterminées par les équations ci-dessous :

$$y(t) = \sqrt{\langle \mathcal{H}^{\kappa-1}[x(t)], \mathcal{H}^\kappa[x(t)] \rangle}$$

$$Y(f) = \mathcal{F} \left\{ \langle \mathcal{H}^{\kappa-1}[x(t)], \mathcal{H}^\kappa[x(t)] \rangle \right\}.$$

Les auteurs Ming et al. [MZQC16] ont également défini la *DCOLS_{nstat}cauchy^{num}|_{env}* en conditions non-stationnaires dont l'algorithme est décrit dans la suite :

1. Soit un signal $x(t)$. En régime non-stationnaire, il sera noté $x_{nstat}(t)$. Son échantillonnage est effectué dans le domaine temporel à la fréquence d'échantillonnage \mathbf{F}_e et il sera noté $x_{nstat}^{unresamp}(t)$.
2. Pour $k = 0$, nous initialisons $\mathcal{H}^0[x(t)]$ tel que : $\mathcal{H}^0[x(t)] = x(t)$.
3. Nous obtenons ensuite l'enveloppe $\mathcal{H}^k[x(t)]$ (avec l'entier $k = 1, 2, \dots$).
4. La suppression de la composante continue de cette enveloppe est effectuée par un filtrage passe-bas, dont la fréquence de coupure est inférieure à la plus petite fréquence $\mathbf{F}_{ROT_{min}}$ contenue dans le signal :
$$\mathcal{H}_{\otimes}^k[x(t)] = |y(t)| \otimes \mathcal{H}_{low}^{\mathbf{F}_{cut} < \mathbf{F}_{ROT_{min}}} = \mathcal{H}^k[x(t)] \otimes \mathcal{H}_{low}^{\mathbf{F}_{cut} < \mathbf{F}_{ROT_{min}}}.$$
5. Le coefficient de corrélation croisé $cauchy_{k, k-1}^{num \cap env}$ est défini tel que :
$$cauchy_{k, k-1}^{num \cap env} = \frac{2 \langle \mathcal{H}_{\otimes}^{k-1}[x(t)], \mathcal{H}_{\otimes}^k[x(t)] \rangle}{\langle \mathcal{H}_{\otimes}^{k-1}[x(t)], \mathcal{H}_{\otimes}^{k-1}[x(t)] \rangle + \langle \mathcal{H}_{\otimes}^k[x(t)], \mathcal{H}_{\otimes}^k[x(t)] \rangle}$$
6. Nous testons si $cauchy_{k, k-1}^{num \cap env} > th$, avec th le seuil d'arrêt. Si la condition est vraie, nous passons à l'étape suivante et $k = k_{final}$, sinon $x(t) = \mathcal{H}_{\otimes}^k[x(t)]$ avant de reboucler sur l'étape 3.
7. L'impulsivité du signal précédemment calculé, $z(t) = \sqrt{\langle \mathcal{H}_{\otimes}^{k-1}[x(t)], \mathcal{H}_{\otimes}^k[x(t)] \rangle}$, est améliorée en filtrant passe-bas ce dernier avec une fréquence de coupure de 3 à 5 fois supérieure à la fréquence d'intérêt \mathbf{F}_{fault} (défaut recherché) : $z_{\otimes}(t) = z(t) \otimes \mathcal{H}_{low}^{3-5\mathbf{F}_{fault}}$.
8. Un re-échantillonnage du signal filtré $z_{\otimes}^{unresamp}(t)$ est effectué avec le signal codeur ou tachymétrique correspondant $v_{nstat}^{unresamp}(t)$ et nous obtenons $z_{\otimes}(t)$.
9. Le spectre du carré du signal re-échantillonné $\mathcal{F}(z_{\otimes}(t))$ devrait exhiber plus aisément la fréquence cyclique \mathbf{F}_{fault} relative au défaut.

Le tableau 4.13 apporte des informations complémentaires pour l'analyse des figures 4.14 et 4.15. Elles représentent une application de la technique $\mathcal{DCOLS}_{stat \cap cauchy}^{rand \cap num \cap env}$ sur des signaux expérimentaux du banc d'essai. Les signaux accélérométrique et de jauge de contraintes sont respectivement en 1^{re} et 2^e colonnes, dans chaque figure. Nous avons voulu voir à quel point les composantes aléatoires étaient affectées par l'augmentation de la charge imposée à l'arbre de la poulie accessoire. Notre première analyse montre que les spectres d'enveloppe restent assez bruités ce qui laisse penser que la méthode devrait être améliorée notamment par une démodulation dans les fréquences plus élevées, loin des composantes périodiques qui pourraient encore être présentes dans les basses fréquences. Les seuils choisis ne sont pas les mêmes pour chaque type de capteur : $th = 0,62$ pour la vitesse instantanée, $th = 0,9428$ pour les accéléromètres et 0,9 pour les jauges de contraintes. Un seuil plus faible pour l'extraction des composantes aléatoires sur la jauge de contraintes confirmerait que ce type de signal est composé en majeure partie de composantes déterministes. Les fluctuations dans les rotations de la poulie accessoire augmentent avec la charge et ceci est visible sur les capteurs à proximité (figure 4.14). Alors que la jauge est peu exploitable, l'accéléromètre de la poulie vilebrequin permet de constater un glissement croissant de l'harmonique 2 de la fréquence de rotation de la poulie accessoire (figure 4.15).

Paramètres d'acquisition et informations cinématiques		Banc d'essai et position des capteurs	
Temps d'enregistrement du signal	5 s	Capteurs	accéléromètre (A), jauge (J), codeur optique pour la vitesse (V) et microphone (M)
Fréquence d'échantillonnage	51200 Hz	Type de courroie	striée, tension normale
Fréquence de rotation de la poulie vilebrequin	20 Hz (10000 Hz fréquence MLI du variateur)		
Couple au niveau de l'arbre accessoire	charge 1, charge 2, charge 3		
Fréquence naturelle de la courroie	3,17 Hz ^{ordre}		
Fréquence d'intérêt (en ordre)	0,28 Hz ^{ordre} fréquence de rotation de la courroie; 1 Hz ^{ordre} fréquence de rotation de la poulie accessoire; 1,52 Hz ^{ordre} fréquence de rotation de la poulie vilebrequin; autour de 2 Hz ^{ordre} fréquence de rotation BPFO du roulement (poulie accessoire)		

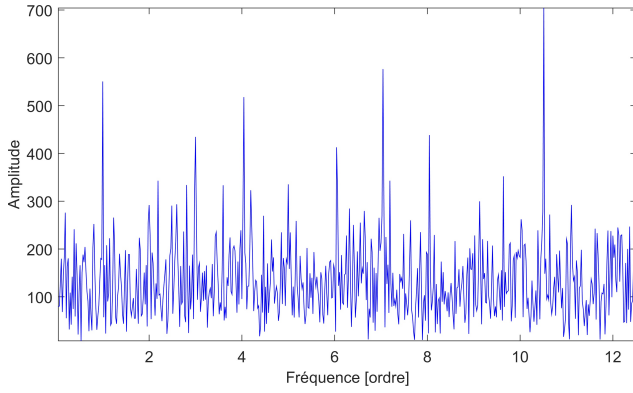
FIGURE 4.13 – Informations diverses sur la cinématique.

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

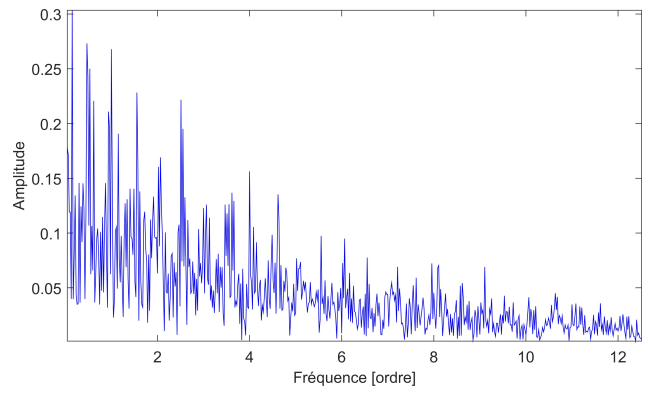
Accelerometre
(direction transversale)

Jauge de contraintes

Charge 1

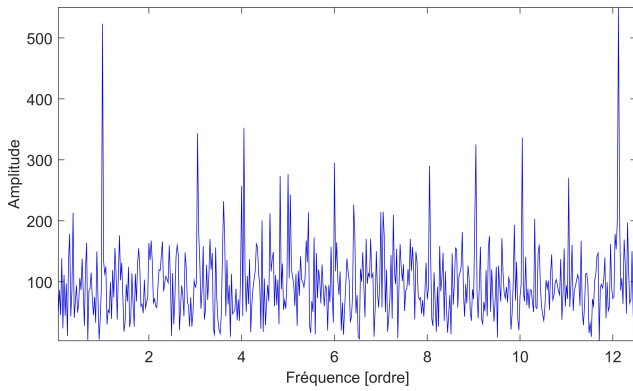


(a)

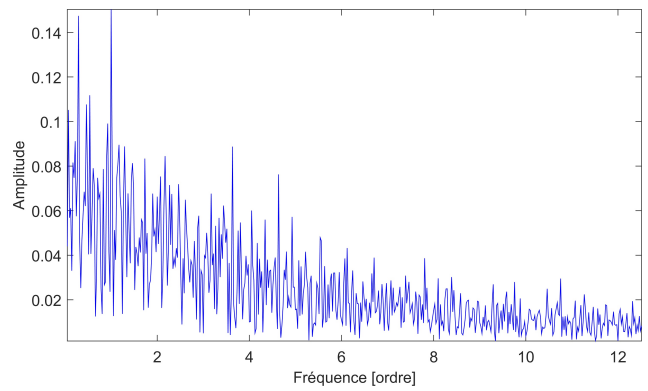


(b)

Charge 2

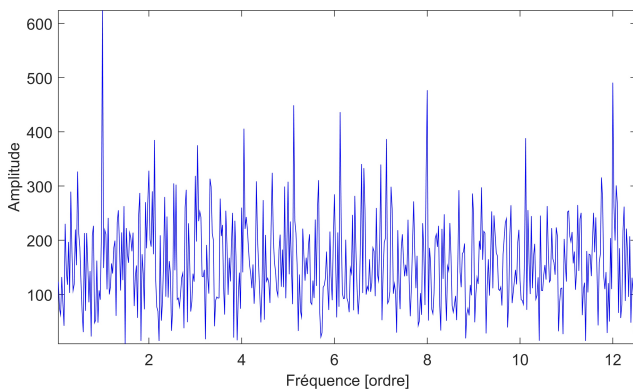


(c)

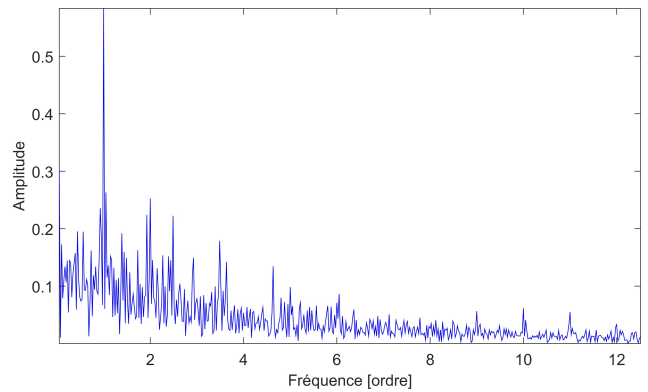


(d)

Charge 3



(e)



(f)

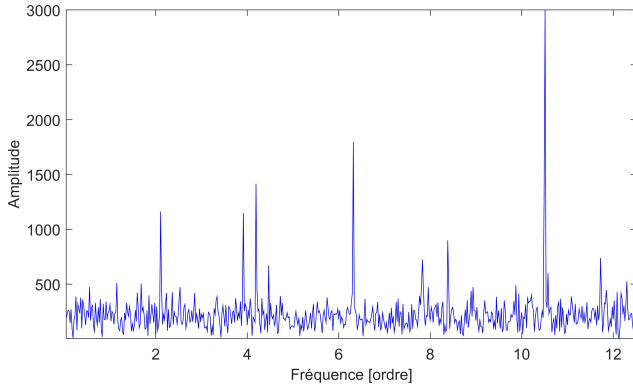
FIGURE 4.14 – Analyse de l'influence de la charge à travers l'application pratique de la $DCOIS_{stat}^{rand} \cap cauchy|_{num} \cap env$.

ARBRE DE LA POULIE VILEBREQUIN

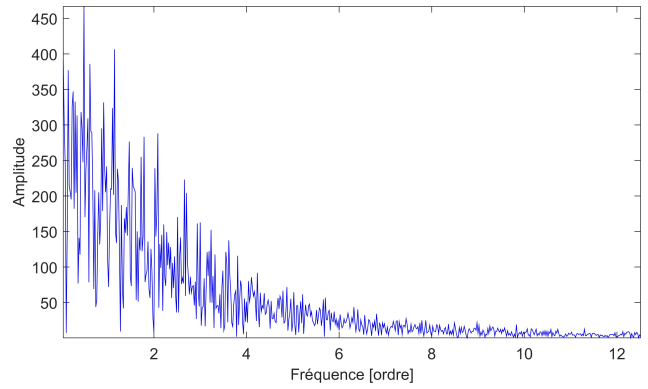
**Accelerometre
(direction transversale)**

Jauge de contraintes

Charge 1

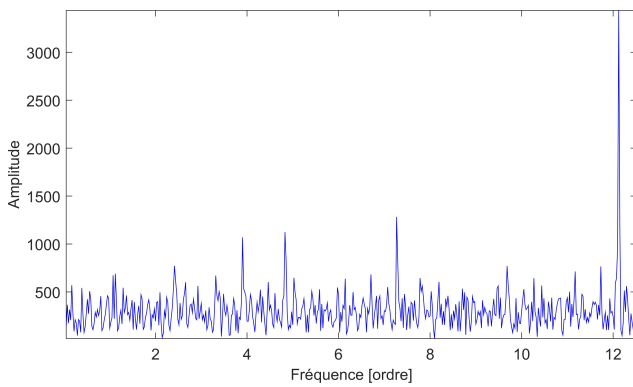


(a)

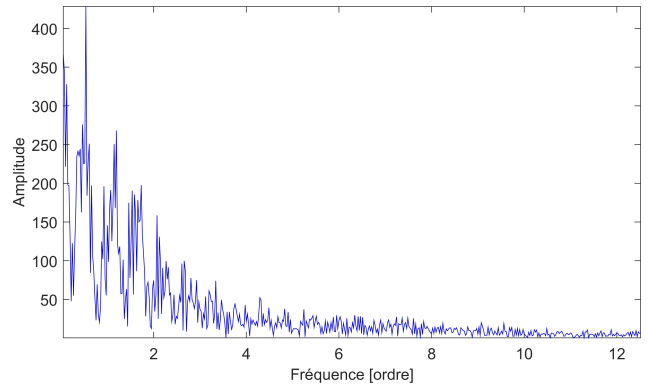


(b)

Charge 2

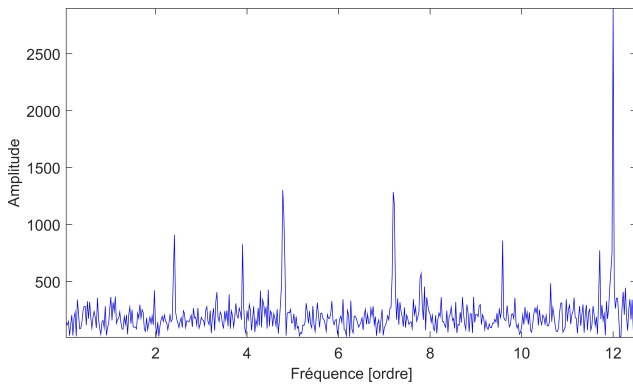


(c)

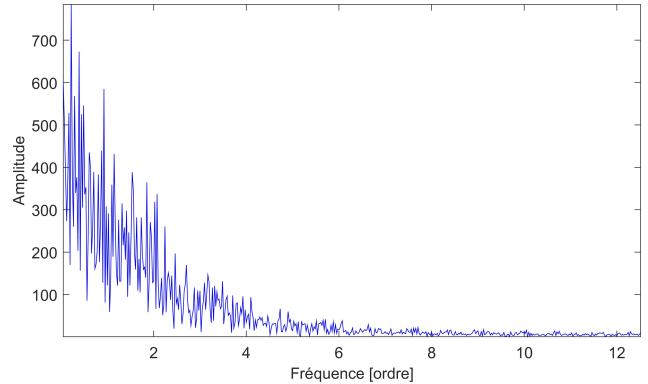


(d)

Charge 3



(e)



(f)

FIGURE 4.15 – Analyse de l'influence de la charge à travers l'application pratique de la $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand|num| \cap env}$.

4.5 Différents domaines d'analyses pour l'exploitation des signaux vibratoires séparés

L'étude des signaux vibratoires requiert une approche méthodologique. Celle-ci se décline généralement en plusieurs étapes qui sont diverses analyses : temporelle, fréquentielle, temps-fréquence et cyclostationnaire. Nous allons les présenter dans les parties suivante.

4.5.1 Analyse Modale Opérationnelle pour l'extraction des fréquences de résonances et l'excitation impulsionnelle (OMA)

Dans la section 4.3.2, nous avons présenté le travail de recherche des auteurs Baudin et al. [BARS13], portant sur la \mathcal{FSA} et l'identification aveugle par méthode cepstrale, technique qui a notamment eu pour but d'extraire la fonction de transfert d'un système. Alors que dans la partie considérée, nous avons cherché à montrer l'intérêt de leur filtre $\mathcal{H}(F_\theta, k_p)$ dans la suppression des composantes déterministes, nous souhaitons nous focaliser dans cette section sur la technique basée sur le diagramme de Campbell et son blanchiment ayant permis d'obtenir non seulement la fonction de transfert du système mais également l'excitation impulsionnelle à partir d'un signal vibratoire en montée de régime (*nstat*). Nous avons ainsi développé notre propre approche qui diffère de la leur uniquement dans la partie de suppression des composantes déterministes où nous utilisons la \mathcal{CPW} à la place du filtre $\mathcal{H}(F_\theta, k_p)$.

Le diagramme de Campbell (\mathcal{CD}) est une représentation sous forme de carte 2D des composantes fréquentielles (Hz) en fonction de la vitesse croissante (tr/min). Il a été utilisé pour suivre les fréquences de résonances des poulies accessoire et motrice [Mic06] ainsi que les fréquences naturelles des courroies [DZ14].

Le diagramme de Campbell :

- dans le domaine temporel (figure 4.16 (a)), exhibe des droites affines liées aux composantes fréquentielles ($\mathbf{F}_{ROT_{1,2,3}}$), qui changent suivant la plage de vitesse sélectionnée, tandis que les fréquences naturelles ($\mathbf{F}_{NAT_{1,2,3}}$) restent constantes.
- dans le domaine angulaire (figure 4.16 (b)), présente des droites parallèles à l'axe des ordonnées (la vitesse), qui restent invariantes malgré des plages de vitesses différentes, alors que les fréquences naturelles, apparaissant sous forme d'hyperboles, peuvent varier.

La figure 4.16 montre une application pratique sur des signaux expérimentaux. Il va s'en dire que l'estimation des fréquences naturelles est plus évident en calculant le diagramme de Campbell sur des signaux accélérométriques posés sur l'arbre de la poulie accessoire qui exhibent avec plus de précision les zones de résonances. La connaissance de ce diagramme est utile à plusieurs titres car il permet également de déterminer les vitesses critiques d'entraînement de la courroie et des poulies (à éviter). Dans certaines techniques de diagnostic, il est plus aisé de visualiser les éléments défaillants en montée de régime (vitesse croissante) plutôt qu'en régime stationnaire (vitesse plus ou moins constante).

Les figures 4.17 et 4.18 montrent une application de l'estimation des fréquences naturelles à partir du débruitage du diagramme de Campbell. Le signal accélérométrique (respectivement de jauge de contraintes) acquis sur la poulie vilebrequin est utilisé comme référence pour calculer son diagramme de Campbell en figure 4.17(a) (respectivement en figure 4.18(a)) dans le domaine temporel. Sa version angulaire est observable en figure 4.17(b) (respectivement en figure 4.18 (b)). Le débruitage de celle-ci est obtenue par un filtrage spectrale et la nouvelle carte est visible en figure 4.17(c) (respectivement en figure 4.18 c). Le retour dans le domaine temporel, assuré par la transformation inverse, est enfin présenté en figure 4.17(d) (respectivement en figure 4.18 (d) pour la jauges de contraintes). L'expérimentation réalisée est une montée de régime pendant une durée d'acquisition de 10 s. La vitesse affichée sur l'axe des ordonnées est celle de la poulie accessoire. Les figures ne sont pas aux mêmes échelles d'intensité de couleur, cependant nous pouvons quand même observer les diminutions/augmentations des pics : l'intensité de couleur varie de la valeur minimum (en rouge) à la maximum

(en orange). Le cas de tension étudiée est T_{-3} . Avec l'augmentation de la vitesse, les diagrammes originaux dans le domaine angulaire sont riches en information. Ainsi, la densité des pics orangés en figure 4.17(b) ce qui indique un niveau vibratoire croissant présent sur de nombre bandes de fréquences. Nous constatons dans les basses fréquences le fondamentale et l'harmonique 1 de la fréquence de rigidité de la courroie côté poulie vilebrequin la diminution (10 et 20 Hz^{ordre} à la vitesse d'entraînement minimale). Le constat est le même pour les contraintes mêmes les bandes de fréquences sélectionnées sont différentes (paraboles le long de l'axe des ordonnées).

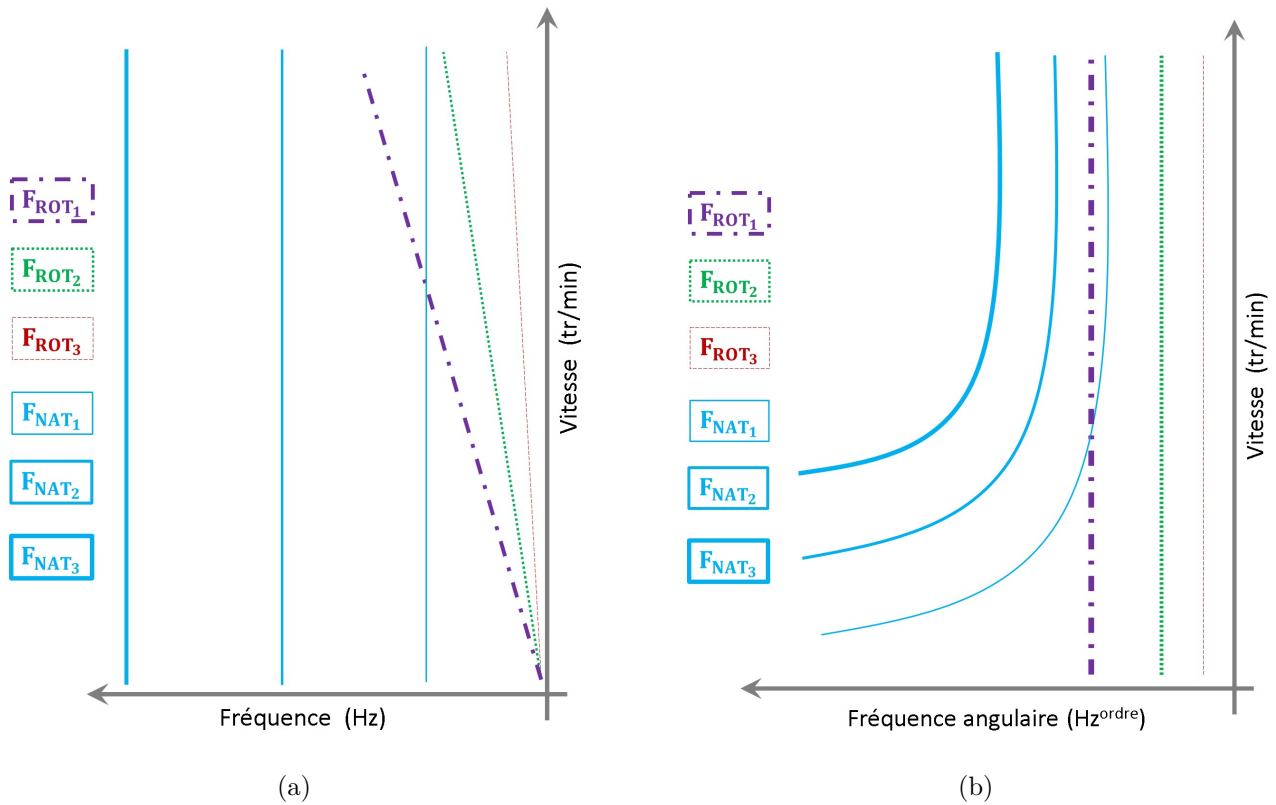
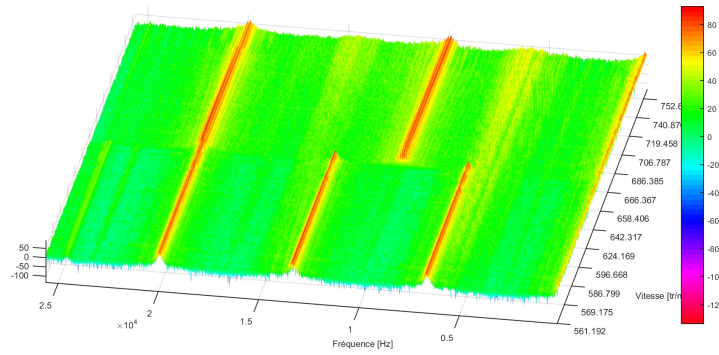


FIGURE 4.16 – Diagrammes de Campbell dans les domaines temporel et angulaire.

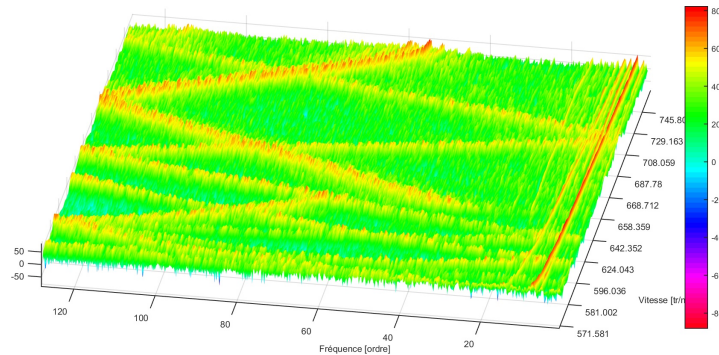
Accelerometre (arbre de la poulie vilebrequin)

Domaine temporel



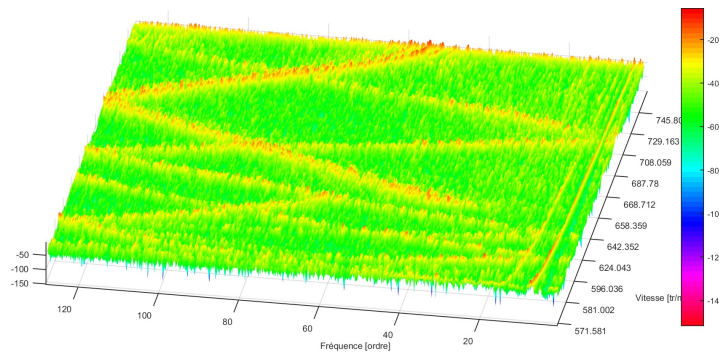
(a)

Domaine angulaire



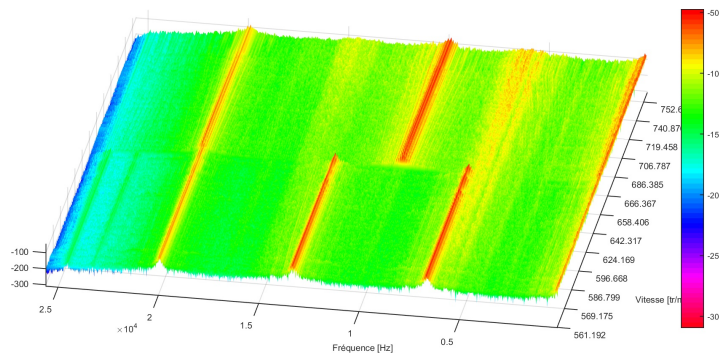
(b)

Domaine angulaire



(c)

Domaine temporel

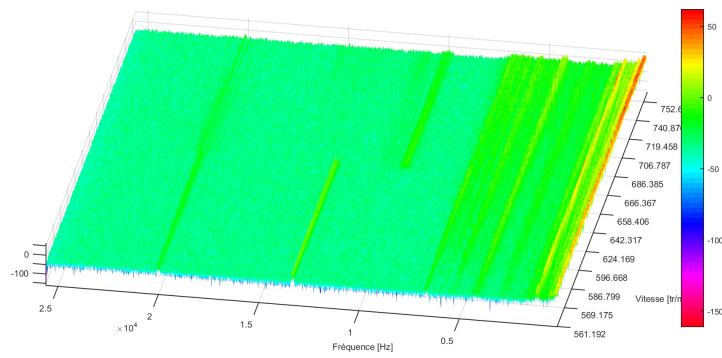


(d)

FIGURE 4.17 – Diagrammes de Campbell dans les domaines temporel et angulaire pour le signal accélérométrique.

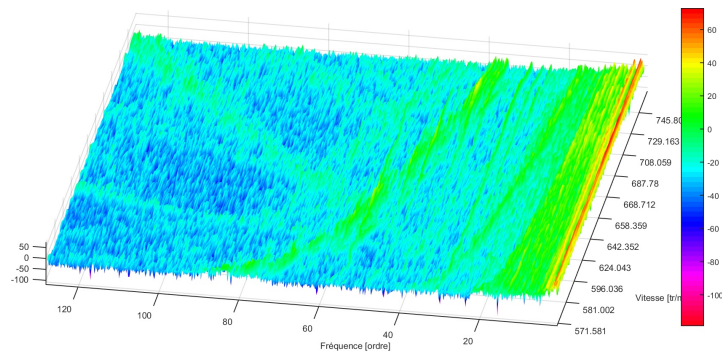
Jauge de contraintes (arbre de la poulie vilebrequin)

Domaine temporel



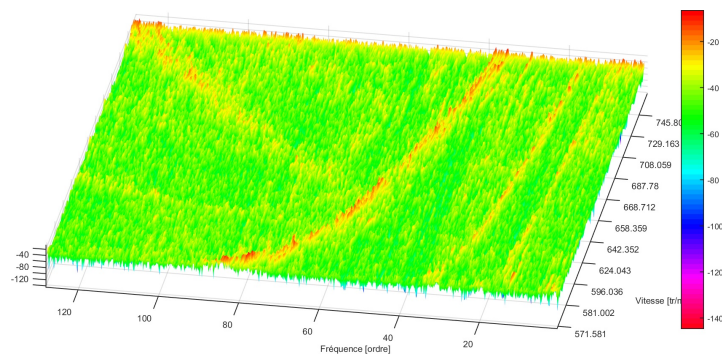
(a)

Domaine angulaire



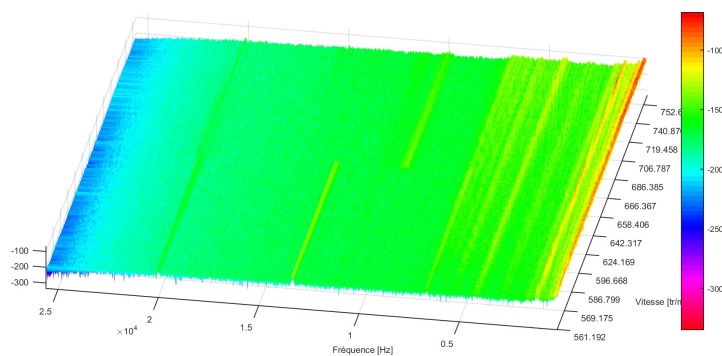
(b)

Domaine angulaire



(c)

Domaine temporel



(d)

FIGURE 4.18 – Diagrammes de Campbell dans les domaines temporel et angulaire pour le signal de jauge de contraintes.

1. Soit un signal $x(t)$. En régime non-stationnaire, il sera noté $x_{nstat}(t)$. Son échantillonnage est effectué dans le domaine temporel à la fréquence d'échantillonnage \mathbf{F}_e et il sera noté $x_{nstat}^{unresamp}(t)$.

2. Le signal $x(t)$ est fait d'une partie déterministe $x^{disc}(t)$, d'une partie aléatoire $x^{rand}(t)$ et de sa fonction de transfert $h(t)$ telles que :

$$x(t) = h(t) * (x^{disc}(t) + x^{rand}(t))$$

3. Nous calculons le diagramme de Campbell, à partir du signal vibratoire re-échantillonné $x^{resamp}(t)$ et du signal de vitesse $v_{nstat}^{unresamp}(t)$, acquis au même moment : $\mathcal{CD}_x(v, f) = \mathcal{CD}(x^{resamp}(t), v_{nstat}^{unresamp}(t))$.

4. Toutes les composantes déterministes sont supprimées en aveugle de $\mathcal{CD}_x(v, f)$ avec la technique \mathcal{CPW} pour obtenir $\mathcal{CD}_{x \otimes}(v, f)$ qui est ensuite ramené dans le domaine temporel $x_{\otimes}^{resamp}(t)$.

5. Une version réadaptée de la méthode \mathcal{CEP} , appliquée à $x_{\otimes}^{resamp}(t)$, permet d'estimer $h_{\otimes}(t)$ en mettant à 0 les premières quérénces et en adoucissant les autres relatives au bruit (voir figure 4.7).

6. Le module de la fonction de transfert $|H(f)| = e^{\mathcal{F}(h_{\otimes}(t))}$ permet d'extraire le bruit blanc à partir du cepstre de \mathcal{C}^r du signal $x_{\otimes}^{resamp}(t)$ comme présentée sur le schéma 4.8.

7. Suivant la partie recherchée, nous utiliserons :

(a) la méthode $\mathcal{OMA}_{cdcw \cap whiten}$ pour déterminer le module de la fonction de transfert et accéder aux fréquences naturelles du système tel que :

$$|H(f)| = e^{\mathcal{F}(h_{\otimes}(t))}.$$

(b) la méthode $\mathcal{OMA}_{cdcw \cap impres}$ en vue d'obtenir l'excitation cyclique en ramenant dans le domaine temporel $\frac{1}{H}$ telle que :

$$\frac{1}{H} = \frac{H(f)^*}{|H(f)|^2(1+cte)} \quad \text{et} \quad x_{\otimes}^{resamp}(t) \otimes \mathcal{F}^{-}(H(f)),$$

où cte est une constante de normalisations et $*$ correspond au conjugué.

4.5.2 Approches traditionnelles (TRAD)

4.5.2.1 Introduction

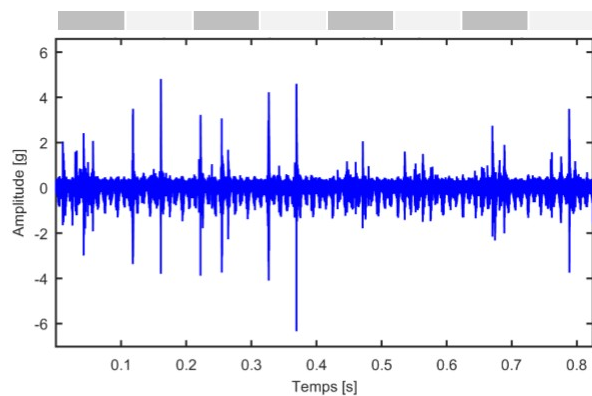
La première étape pour étudier tout signal passe généralement par les analyses temporelle et fréquentielle. Ceci peut se résumer par exemple à la recherche d'événements impulsionnels dans le signal temporel. Dans le domaine fréquentiel, cela consiste à l'observation des composantes déterministes dans les signaux vibratoires brut ou pré-traité. Les modulations naissantes et leur évolution au cours du temps, tout comme les phénomènes de résonances, peuvent généralement être visibles. D'autre part, les composantes dominantes dans le signal sont souvent distinguables plus clairement avec la densité spectrale de puissance.

Il existe plusieurs résolutions (linéaire et logarithmique) d'observation du spectre du signal. L'échelle logarithmique permet de réduire les écarts entre les composantes de fortes et de faibles amplitudes. Elle offre notamment la possibilité de mieux localiser les composantes de faibles amplitudes. La résolution est également un paramètre de grande importance. Les familles d'harmoniques dans le spectre correspondent souvent aux fréquences des éléments tournants tels que les engrenages, les roulements autant que les poulies ou mêmes les courroies. Les composantes électriques sont aussi à considérer dans le but de ne pas les associées à des phénomènes mécaniques. Dans le cas des transmissions par courroies, les harmoniques dominants dans le spectre sont à attribuer aux poulies, à la courroie et à leur fréquence naturelle respective.

Sur les figures 4.19 et 4.20, nous avons représenté respectivement les vues temporelles et spectrales des

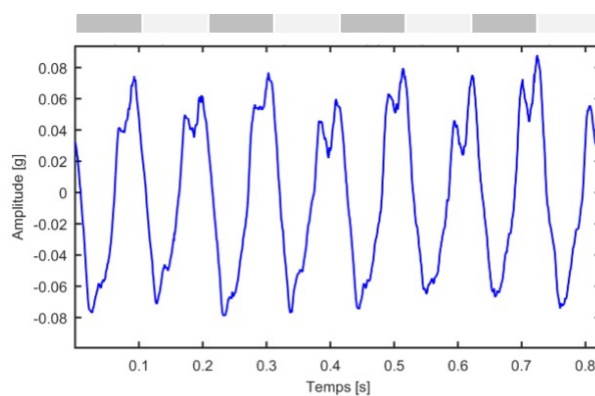
ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

Accelerometre
(direction transversale)

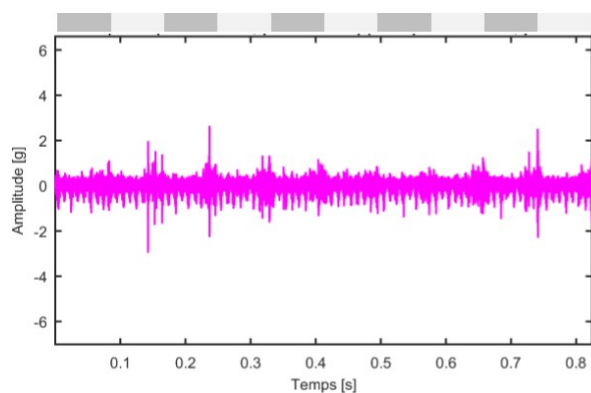


(a)

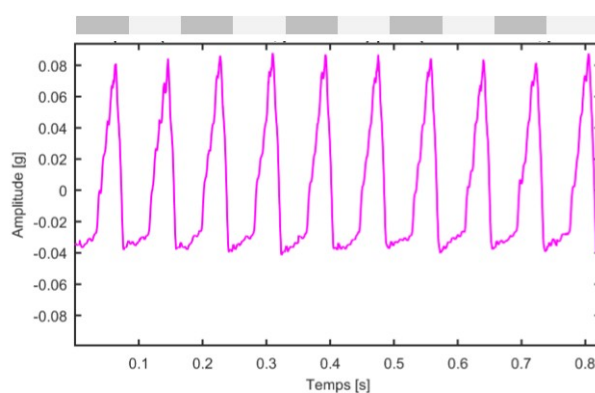
Jauge de contraintes



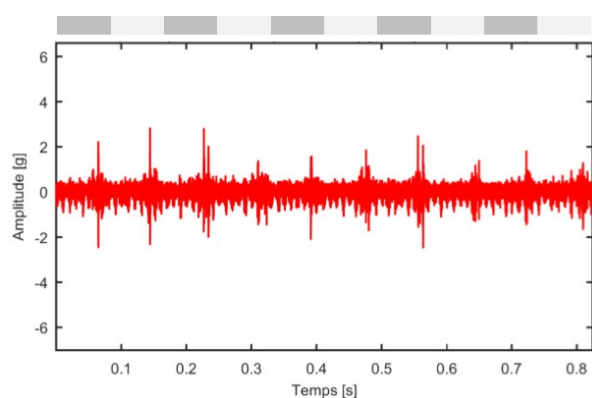
(b)



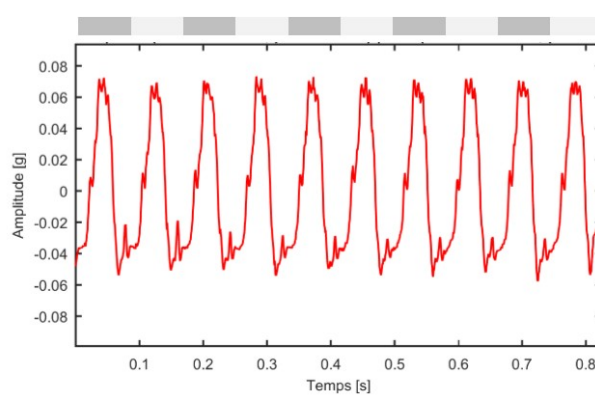
(c)



(d)



(e)

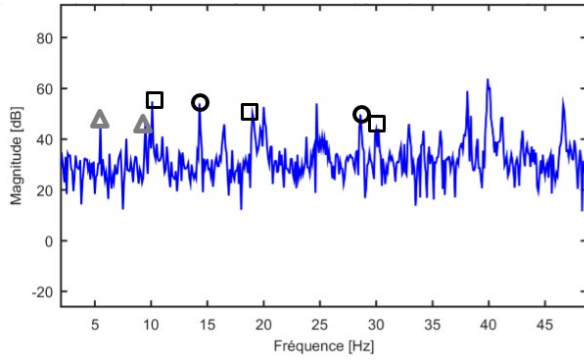


(f)

FIGURE 4.19 – Signaux temporels : accéléromètre en 1^{re} colonne et jauge de contraintes en 2^e colonne.

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

Accelèromètre
(direction transversale)



Jauge de contraintes

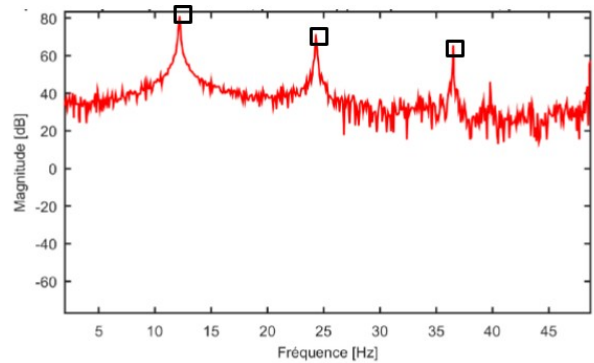
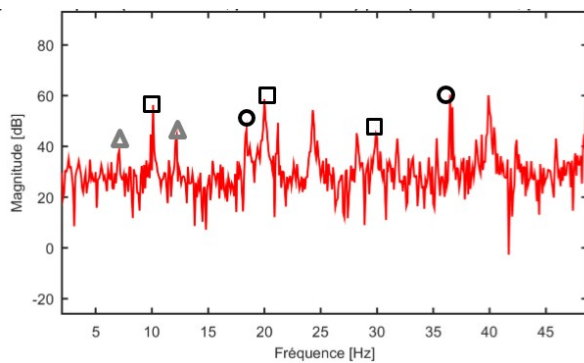
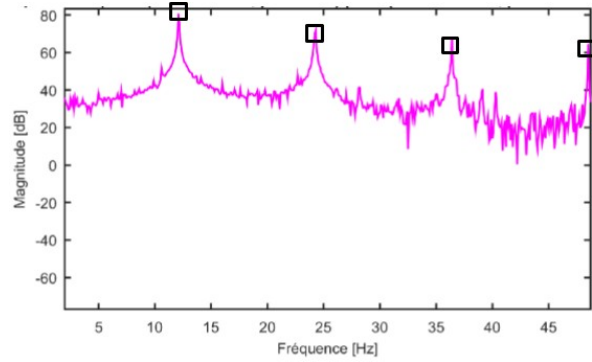
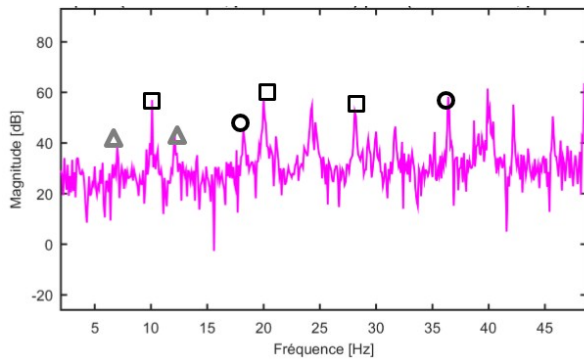
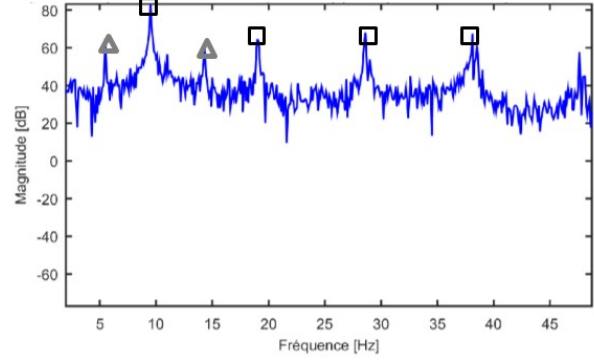


FIGURE 4.20 – Signaux spectraux : accéléromètre en 1^{re} colonne et jauge de contraintes en 2^e colonne.

signaux bruts. Sur les signaux temporels, nous remarquons un motif qui se répète et dont la période correspond au tour de la poulie accessoire. Avec l'augmentation de la distention, les signaux accélérométriques présentent de plus en plus ce motif quand les signaux de jauges ont globalement la même allure (excepté son rapport cyclique). Les vues fréquentielles montrent un spectre bien plus fourni en harmoniques sur les signaux accélérométriques que ceux de la jauges de contraintes, néanmoins il reste possible de retrouver les pics fréquentiels liés aux éléments tournants : courroie \triangle , poulie accessoire \square et poulie motrice \circ . Le constat le plus marquant est la disparition des pics de courroie avec la diminution de la tension sur les signaux bruts de jauges de contraintes (colonne 2 de la figure 4.20). Il semble globalement que la jauge de contraintes effectue un filtrage du signal en gardant davantage les basses-fréquences.

4.5.3 Approche temps-fréquence (TIFR)

4.5.3.1 Introduction

Les techniques traditionnelles, allant de la densité spectrale de puissance au cepstre, en passant par la démodulation d'amplitude, permettent souvent de réaliser un diagnostic robuste. Ces techniques nécessitent par contre l'hypothèse de stationnarité (vitesse constante).

L'analyse temps-fréquence permet de suivre des événements en régime variable. Les indicateurs appliqués dans ce domaine sont par contre plus complexes à utiliser car issus d'une représentation 2D. Cette représentation temps-fréquence est souvent une première approche d'observation du signal et de mise en évidence de l'impact de la variation de vitesse, des fluctuations de vitesse, des variations linéaires et non-linéaires. Elle a ainsi donné des informations déterminantes sur la perte de tension [FHL11] ou même la qualité du couplage courroie-poulie [NAhZ⁺03]. Nous allons revenir sur les aspects théoriques des outils temps-fréquences appliqués à notre étude en montrant leur apport dans nos travaux.

4.5.3.2 Transformée en Ondelettes Continue (TOC)

L'analyse temps-fréquence est très efficace pour la caractérisation des signaux non-stationnaires, avec des outils comme la transformée en Ondelettes [RV91]. La Transformée en Ondelettes Continue (TOC) est reconstruite pour ses nombreux avantages. Elle possède différents niveaux de localisation en temps et en fréquence qui peuvent s'adapter aux phénomènes à caractériser. Ses applications sont variées. En météorologie, elle a permis de suivre l'évolution des températures à la surface de la mer [TC98]. En débruitage, elle a été un support pour améliorer la qualité des images microscopiques [Bal12]. Dans le domaine mécanique, elle a largement été employée pour le diagnostic des défauts de roulements [KK13] mais aussi associé à la Décomposition Modale Empirique pour l'Analyse Modale Opérationnelle [KTT16, KLV16]. L'analyse en ondelettes permet d'obtenir des résultats supérieurs car elle est capable de donner une évolution temporelle de certains facteurs liés aux conditions de fonctionnement. Dans certains cas de figure, elle supplante les autres techniques d'analyse parce qu'elle révèle davantage les discontinuités, les tendances ou encore les points de rupture [Dau92, Far92].

La TOC [Mal98] est définie telle que :

$$\mathcal{TOC}(b, a) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \frac{1}{\sqrt{a}} \psi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (4.15)$$

où b est le facteur de translation, a le facteur d'échelle, ψ l'ondelette mère et $*$ le conjugué complexe. Le rapport $\frac{1}{\sqrt{a}}$ normalise l'énergie des ondelettes à toutes les échelles. La TOC peut également être interprétée comme un filtrage basé sur la fréquence du signal. Ainsi, il est possible de réécrire la TOC comme une transformée de Fourier inverse telle que :

$$\mathcal{TOC}(b, a) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \mathcal{FD}_x(\omega) \sqrt{a} \mathcal{FD}_\psi^*(a\omega) e^{j\omega b} d\omega, \omega = 2\pi f \quad (4.16)$$

Avec $\mathcal{FD}_x(\omega)$ et $\mathcal{FD}_\psi(\omega)$, les Transformées de Fourier Discrète du signal x et de l'ondelette ψ . L'équation 4.16 indique que la \mathcal{TOC} est comme la transformée de Fourier d'un produit de transformées de Fourier. La variable temporelle t de la transformée inverse de Fourier devient le facteur de translation b de la \mathcal{TOC} . Par conséquent, il est possible d'obtenir la \mathcal{TOC} à partir de l'inverse de la transformée de Fourier [TC98], dont le calcul est plus rapide en pratique.

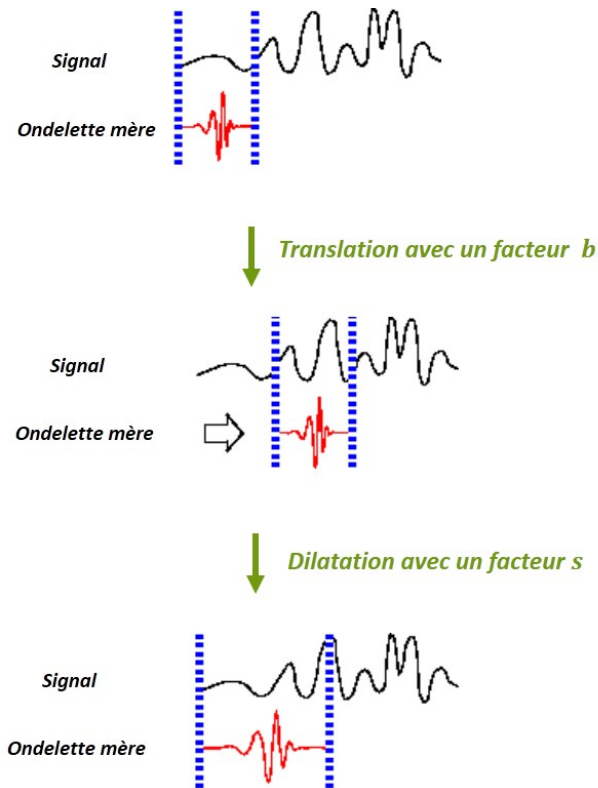


FIGURE 4.21 – Principe de calcul de la \mathcal{TOC} .

Le calcul des Coefficients en Ondelette (\mathcal{CO}) avec la \mathcal{TOC} dépend essentiellement de la définition de l'ondelette mère. Elle est dilatée et contractée, avec modification du paramètre d'échelle a . En faisant varier a , cela contribue à changer la fréquence centrale \mathbf{F}_c de l'ondelette ainsi que la taille de la fenêtre. Dans ce cas, à la place des fréquences, ce sont les échelles qui représentent les résultats dans l'analyse en ondelettes. b , le facteur de translation, indique où se situe l'ondelette sur l'axe temporel : en le faisant varier, l'ondelette est décalée sur le signal. A facteur d'échelle constant a et facteur de translation variable b , les lignes de la carte temps-échelles sont déterminées. A facteur d'échelle variable a et facteur de translation constant b , les colonnes de la carte temps-échelles peuvent être calculées.

Il est à noter qu'une fonction en ondelette possède sa propre fréquence centrale \mathbf{F}_c , à chaque échelle. Il y a un rapport de proportionnalité inverse entre l'échelle a et la fréquence associée. Ainsi, les grandes échelles correspondent aux basses fréquences (vue globale) et les petites échelles aux fréquences élevées (vue détaillée). La qualité de la carte temps-fréquence est telle que la diminution de l'échelle a , donc pour une fenêtre plus courte, augmente la résolution en temps et réduit la résolution en fréquence (bonne résolution fréquentielle pour les hautes fréquences). A l'opposé, l'augmentation de l'échelle a , donc pour une fenêtre plus longue, diminue la résolution en temps et augmente la résolution en fréquence (bonne résolution temporelle pour les basses fréquences). Dans notre cas, c'est l'ondelette de Morlet qui est utilisée, définie comme suivant :

$$\psi(t) = g(t)e^{-j2\pi\mathbf{F}_c t} \quad , \quad g(t) = \sqrt{\pi\mathbf{F}_b} e^{-\frac{t^2}{\mathbf{F}_b}} \quad (4.17)$$

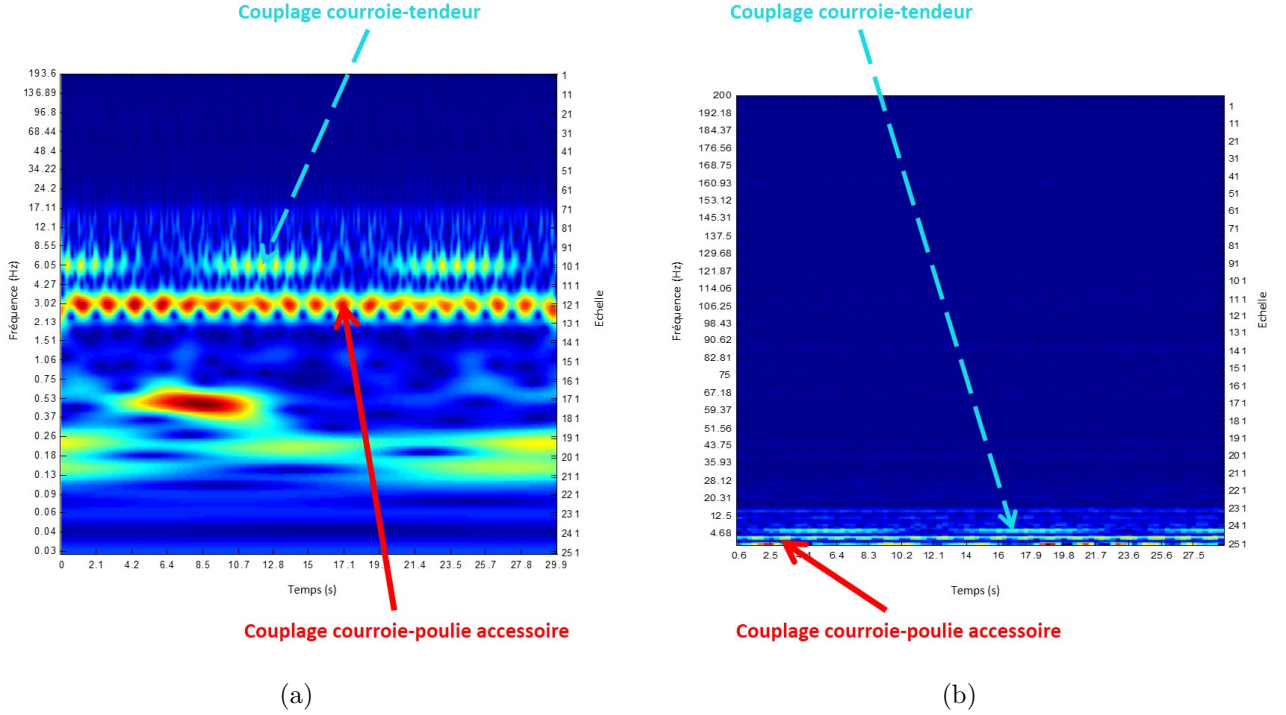


FIGURE 4.22 – \mathcal{TOC} (a) et \mathcal{TFCT} (b) d'un signal de transmission par courroie à 3 poulies (présence d'un tendeur), acquis pendant 30s.

où \mathbf{F}_c est la fréquence centrale et \mathbf{F}_b , le facteur de largeur de bande. Ce sont les deux paramètres à modifier. Le lien entre les fréquences et les échelles, pour l'ondelette de Morlet, est comme suivant :

$$\mathbf{F} = \frac{\mathbf{F}_b}{s} \quad (4.18)$$

Comme nous pouvons l'observer sur la figure 4.22 (a), les différents couplages n'occupent pas les mêmes bandes de fréquences. Dans la suite, la notation \mathcal{TOC}^{impres} correspondra au filtrage avec un critère statistique donné (notamment *si* et/ou *cauchy*^{|num|} ∩ *env*) permettant de sélectionner des bandes d'intérêts telles que celles où se situent les couplages tandis que $\mathcal{TOC}^{nimpres}$ traduira le filtrage inverse sur la carte 2D. La conservation de la carte 2D ou son débruitage préalable (avec le critère σ) seront respectivement notés \mathcal{TOC}_{nden} et \mathcal{TOC}_{den} . Malgré ses points forts, la \mathcal{TOC} a souvent des limites liées au temps de calcul ou aux difficultés de toujours suivre une même bande fréquentielle regroupant la majeure partie de l'information, quand naissent des défauts. Il peut être plus avantageux d'avoir une carte temps-fréquence linéairement répartie le long des fréquences.

4.5.3.3 Transformée de Fourier à Court-Terme (\mathcal{TFCT})

La Transformée de Fourier à Court-Terme (\mathcal{TFCT}) est une méthode d'analyse temps-fréquence, dans laquelle nous calculons la transformée de Fourier d'un signal original sur une partie fenêtrée (avec décalage le long de l'axe temporel de la fenêtre). Concrètement, le signal original $x(t)$ est fenêtré par une fenêtre w de taille définie qui est centrée au temps b . La transformée de Fourier est déterminée à partir de ce signal fenêtré. Nous obtenons ainsi le contenu fréquentiel du signal dans un intervalle de temps fenêtré : la carte temps-fréquence.

La \mathcal{TFCT} [All77, Sch01] a pour expression mathématique :

$$\mathcal{TFCT}(\tau, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)w^*(t - \tau)e^{-j\omega t} dt, \omega = 2\pi f \quad (4.19)$$

où * représente le conjugué complexe.

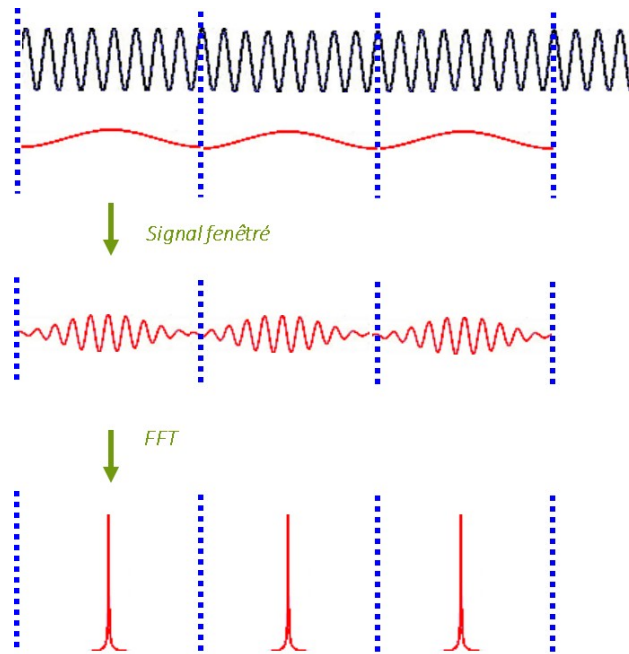


FIGURE 4.23 – Principe de calcul de la \mathcal{TFCT} [Exemple tiré de la théorie temps-fréquence sur Matlab].

La qualité de la carte temps-fréquence dépend principalement la fenêtre choisie. Une fenêtre de petite taille donne une bonne résolution temporelle : dans ce cas, certaines fréquences ne peuvent être bien identifiées. A l’opposé, une fenêtre de taille plus grande offre une résolution temporelle de moins bonne qualité. Cependant, il est possible de mieux distinguer les fréquences non identifiables dans le cas précédent. Il est à noter la difficulté d’avoir à la fois une bonne résolution temporelle et fréquentielle la résolution [Mer05]. Un compromis est nécessaire. Lorsque nous souhaitons étudier des composantes basses fréquences, ayant une plus longue période dans le temps, il est plus intéressant de chercher une résolution élevée en fréquences (donc une taille de fenêtre assez grande). Inversement, les composantes fréquentielles, qui peuvent se matérialiser pendant une très courte durée, demande une résolution fréquentielle beaucoup plus importante (donc une taille de fenêtre assez petite). Lorsque la procédure d’estimation de la carte-temps-fréquence est optimisée, il est nécessaire de définir un paramètre adapté qui va permettre de choisir les bandes de fréquences regroupant la majeure partie de l’information utile. Dans ce cas de figure, nous utiliserons la notation \mathcal{TFCT}^{impres} , alors $\mathcal{TOC}^{nimpres}$ correspondra au filtrage inverse. Il peut sembler sur la figure 4.22 (b) que du bruit est présent sur la carte. Un débruitage peut-être une opération préalable améliorant la sélection de bandes d’intérêts. Ce débruitage sera noté \mathcal{TFCT}_{den} tandis que dans le cas contraire, nous utiliserons la carte originale \mathcal{TFCT}_{den} . Il est aussi possible d’exploiter les coefficients de la \mathcal{TFCT} (respectivement de la \mathcal{TOC}) sous la forme du spectre de la somme le long des fréquences, qui traduira un taux de modulation.

Nous pouvons constater la limite de la représentation par \mathcal{TFCT} , par rapport à la \mathcal{TOC} en termes de résolution. De ce fait, nous pourrons mieux exploiter les coefficients de la \mathcal{TOC} et les signaux démodulés autour de des zones d’intérêts quand seule cette dernière opération sera exploité dans l’usage de la \mathcal{TFCT} .

4.5.4 Approche cyclostationnaire (CS)

4.5.4.1 Introduction

La cyclostationnarité, comme le montre la figure 4.24, se manifeste toujours lors la combinaison d'un processus périodique avec un autre aléatoire. Les signaux acoustiques et vibratoires générés par les machines tournantes telles que les moteurs, les pompes, les hélicoptères, possèdent cette caractéristiques. D'autre part, le caractère aléatoire peut provenir du comportement aléatoire de la charge, de la vitesse ou même de la rigidité des composants des machines.

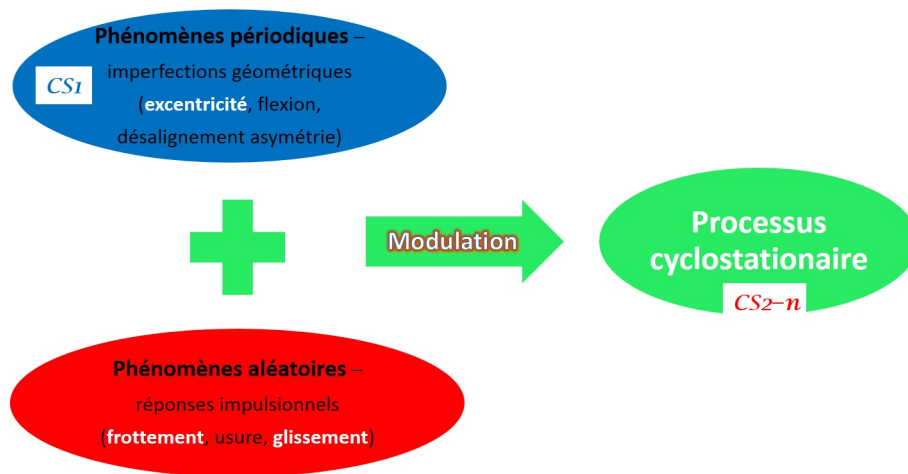


FIGURE 4.24 – Caractérisation d'un processus cyclostationnaire.

4.5.4.2 Processus aléatoire

Un processus aléatoire est une évolution dans les domaines discret ou continu d'une variable considérée comme aléatoire. L'ensemble des signaux aléatoires $x_k(t) \in R^r, k \in Z$ est appelé réalisations de $x(t)$.

Les processus stationnaires, ayant des propriétés statistiques constantes, font partie de la classe des processus aléatoires. A l'origine et par limite scientifique, les processus non-stationnaires ont été traités avec les hypothèses relatives à la stationnarité avant que certains auteurs ne découvrent les processus cyclostationnaires [Ben58, Gla61], qui eux-mêmes englobent de nombreux phénomènes dont les processus stationnaires. Caractériser des processus non-stationnaires revient généralement à en estimer les descripteurs statistiques : moments et les cumulants d'ordre supérieur. Cette caractérisation est une représentation simplifiée mais fiable des données et de leurs propriétés principales [LAC97].

Soit un signal échantillonné à pas constant $T_{step} : x_k(nT_{step}) = x_k[n]; k, n \in Z$, où $x_k[n]$ est le processus aléatoire discrétisé et n , son indice temporel.

Définition 1 : Un processus aléatoire est cyclostationnaire au sens fort (respectivement au sens faible) à l'ordre ϵ lorsque ses propriétés statistiques (ses moments) jusqu'à cet ordre sont périodiques dans le domaine temporel (respectivement presque périodique) [LAC97].

Un signal cyclostationnaire à tous les ordres sera dit strictement cyclostationnaire (au sens fort ou au sens faible).

4.5.4.3 Cyclostationnarité à l'ordre 1 (CS1)

Le moment d'ordre 1 d'un processus aléatoire $x_k[n]$ est aussi appelé la moyenne. Elle est définie comme dans la suite : $\mathcal{M}_1[n] = \mathcal{E}\{x_k[n]\}$. Si ce descripteur statistique est P-périodique [Gar94], nous pouvons donc écrire :

$$\mathcal{M}_1[n] = \mathcal{M}_1[n + P] \quad \forall n \in \mathbb{Z} \quad (4.20)$$

et il est alors possible de le réécrire sous forme de série de Fourier telle que :

$$\mathcal{M}_1[n] = \sum_{k \in \mathbb{Z}} \mathcal{M}_1^k e^{j2\pi f_k n} \quad (4.21)$$

\mathcal{M}_1^k étant les coefficients de Fourier de $\mathcal{M}_1[n]$ aux fréquences $f_k = \frac{k}{P}$.

4.5.4.4 Cyclostationnarité à l'ordre 2 (CS2)

Le moment d'ordre 2 d'un processus aléatoire $x_k[n]$ est aussi appelé la fonction d'autocorrélation $\mathcal{R}_{xx}[n, \tau]$. Sa définition mathématique est :

$$\mathcal{R}_{xx}[n, \tau] = \mathcal{E}\{x[n + \beta\tau]x[n - \bar{\beta}\tau]\}, \beta + \bar{\beta} = 1 \quad (4.22)$$

La généralisation de cette formule est réalisable à cause du paramètre β . Lorsque $\beta = \frac{1}{2}$, nous avons la définition de la fonction d'autocorrélation symétrique. Pour $\beta = 1$ ou $\beta = 0$, nous obtenons la fonction d'autocorrélation asymétrique. τ est un nombre entier qui appartient à \mathbb{Z} . Le centrage du processus aléatoire $x_k[n]$ permet l'étude des contributions d'ordres supérieurs : $\epsilon > 1$. Cela nous emmène à définir le moment d'ordre 2 :

$$\mathcal{M}_2[n, \tau] = \mathcal{E}\{(x[n + \beta\tau] - \mathcal{M}_1[n + \beta\tau])(x[n - \bar{\beta}\tau] - \mathcal{M}_1[n - \bar{\beta}\tau])\} \quad (4.23)$$

Nous pouvons constater que pour $\tau = 0$, nous revenons à la définition de la variance (*va*).

Définition 2 : Un processus aléatoire est cyclostationnaire à l'ordre 2, est P-périodique. D'autre part, nous avons également dans cette condition :

$$\mathcal{M}_2[n, \tau] = \mathcal{M}_2[n + P, \tau] \quad \forall n \in \mathbb{Z} \quad (4.24)$$

Dans ce cas, la fonction d'autocorrélation instantanée est périodique et son développement en série de Fourier est :

$$\mathcal{M}_2[n, \tau] = \sum_{\alpha_k \in A} \mathcal{M}_2[\alpha_k, \tau] e^{j2\pi\alpha_k n} \quad (4.25)$$

où $\mathcal{M}_2[\alpha_k, \tau]$ représente la Fonction de Corrélation Cyclique (*CCF*) et α , la fréquence cyclique. Il est à préciser que nous sommes les pics d'amplitudes situés aux multiples entiers de $\alpha = 1$, avec $\{\alpha_k = \frac{k}{P}, k \in \mathbb{Z}\}$, l'ensemble des fréquences cycliques. Nous avons aussi :

$$\mathcal{M}_2[\alpha_k, \tau] = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} \mathcal{M}_2[n, \tau] e^{-j2\pi\alpha_k n} \quad (4.26)$$

Lorsque l'on travaille en condition strictement stationnaire, la *CCF* est symétrique quelles que soient les fréquences $\alpha \neq 0$. Si $\alpha = 0$, la *CCF* est similaire à la fonction d'autocorrélation classique. Dans notre cas, nous étudierons la Fonction de Cohérence Spectrale Cyclique (*SPECCOHE*).

Si les conditions des équations (4.20) et (4.24) sont vérifiées, nous sommes dans le cas d'une cyclostationnarité au sens large (CSSL).

Le tableau d'informations 4.25 complète les figures 4.26 et 4.27 présentant les cohérences spectrales et leur projection respective le long des fréquences cycliques α (respectivement en 1^{re} et 2^e colonne). Les signaux bruts

étudiés sont l'accéléromètre (1^{re} ligne) et la jauge de contraintes (2^e ligne) positionnés sur les arbres des poulies accessoire (figure 4.26) et vilebrequin (figure 4.27). Les capteurs côtés poulie accessoire sont dominés par les fréquences cycliques de la poulie accessoire. Ces fréquences sont localisées sur une bonne partie de la bande fréquentielle $[0;25600]$ Hz. Sur l'accéléromètre côté poulie vilebrequin, nous remarquons le fondamentale et l'harmonique 1 de la fréquence du roulement BPFI de la poulie accessoire, autour de 10 et 20 kHz. Cette fréquence du roulement de la poulie accessoire est modulée par la fréquence de rotation de ladite poulie. Seule la jauge de contraintes de la poulie vilebrequin nous permet d'observer les aléas (35 Hz) dont celle-ci est sujette. Enfin, la somme le long des fréquences α peut aboutir à un spectre d'enveloppe trop riches en raies et il est préférable de sélectionner la bande la plus informative (la plus impulsionnelle avec le kurtosis notamment $k\mu$), sachant que chaque défaillance (variation de la tension, de la vitesse, de la charge, etc...) ne se manifeste pas forcément sur les mêmes bandes.

Ces figures montrent une nouvelle fois l'impact du point de mesure sur les résultats, dans l'approche expérimentale et le diagnostic. D'autre part, les résultats obtenus sont différents de ceux exhibés après application de les CPW_{SES} et $DCOLS$. Nous ne pouvons donc ignorer les étapes de blanchiment pour l'étude optimale de la partie aléatoire.

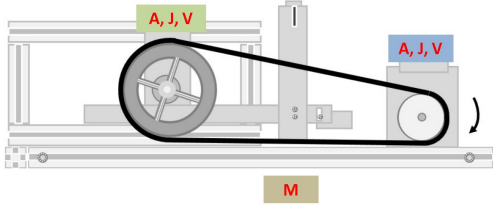
Paramètres d'acquisition et informations cinématiques		Banc d'essai et position des capteurs	
Temps d'enregistrement du signal	5 s	Capteurs	accéléromètre (A), jauge (J), codeur optique pour la vitesse (V) et microphone (M)
Fréquence d'échantillonnage	51200 Hz	Type de courroie	striée, tension normale
Fréquence de rotation de la poulie vilebrequin	40 Hz (10000 Hz fréquence MLI du variateur)		
Fréquence naturelle de la courroie	75 Hz		
Fréquence d'intérêt (en ordre)	12,4 Hz fréquence de rotation de la courroie;		
	24 Hz fréquence de rotation de la poulie accessoire; 35 Hz fréquence de rotation de la poulie vilebrequin; 100 Hz fréquence de rotation BPFI du roulement (poulie accessoire)		

FIGURE 4.25 – Informations diverses sur la cinématique.

4.5.5 Techniques complémentaires à l'extraction des composantes des signaux vibratoires

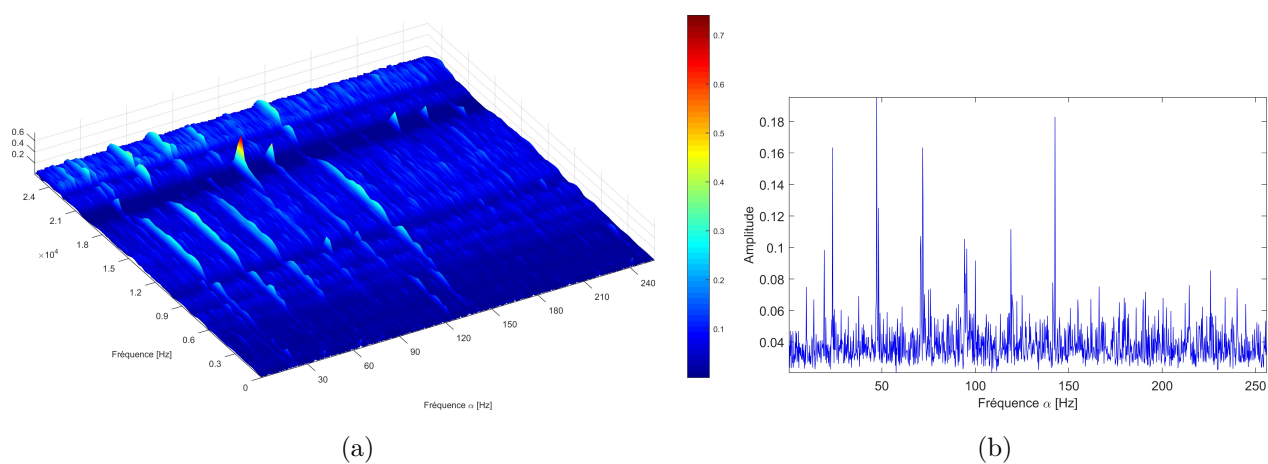
4.5.5.1 Des échantillonnages temporel et angulaire au re-échantillonnage angulaire *a posteriori* (ANGRESAMP)

Dans le domaine du diagnostic vibratoire, le traitement du signal est utilisé pour surveiller l'évolution des conditions de fonctionnement des machines alternatives et tournantes. En général, les outils traditionnels de Traitement du Signal sont basés sur l'hypothèse de stationnarité. Cependant, en pratique, les processus physiques réels sont non-stationnaires. L'analyse de l'évolution temporelle de ces processus peut révéler la présence d'un motif répétitif. Ce motif suppose l'existence d'un cycle de base rencontré couramment dans les machines tournantes. Si les paramètres de fonctionnement sont constants (température, vitesse, etc...), les processus considérés seront dits cyclostationnaires. Dans la plupart des cas, les processus vibratoires provenant des machines tournantes et alternatives sont cyclostationnaires par rapport à la variable angulaire θ [ABREB04]. Le mécanisme de fonctionnement des systèmes de transmission par courroie est constitué de divers éléments en rotation qui sont périodiques suivant la position angulaire de la poulie motrice.

L'acquisition des signaux vibratoires se font généralement dans le domaine temporel. Si nous considérons la poulie motrice de notre système de transmission expérimental, celle-ci entraîne d'autres éléments tels que des

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

Accelerometre (direction transversale)



Jauge de contraintes

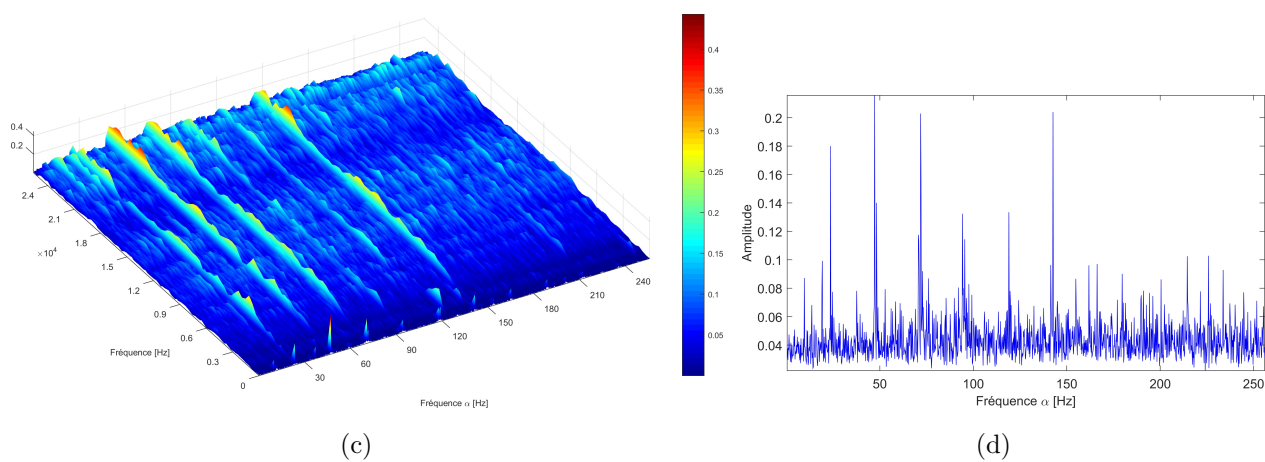
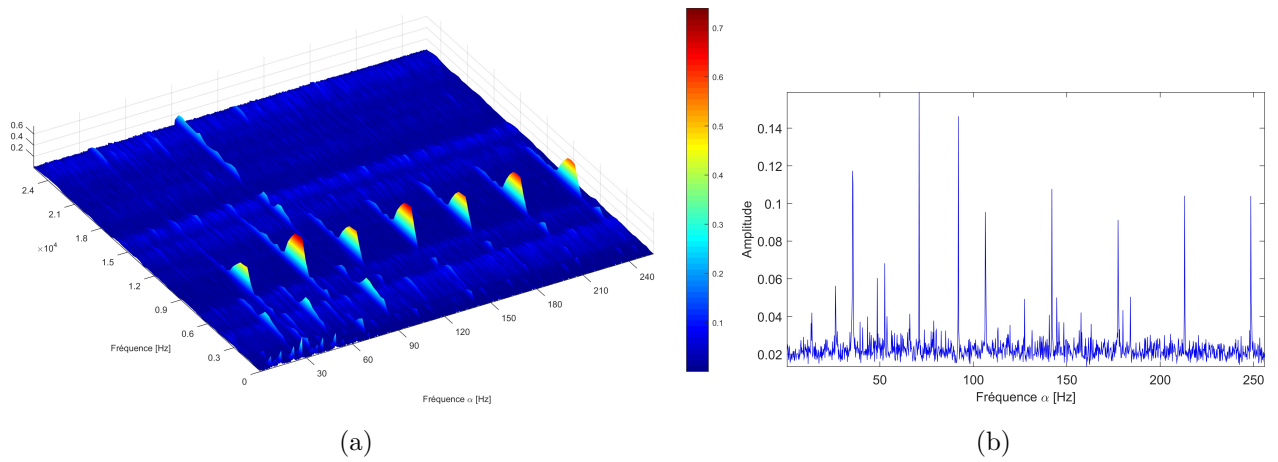


FIGURE 4.26 – Étude des cohérences spectrales ($|SPECCOHE|_{negme \cap jb}$).

ARBRE DE LA POULIE VILEBREQUIN

Accelerometre (direction transversale)



Jauge de contraintes

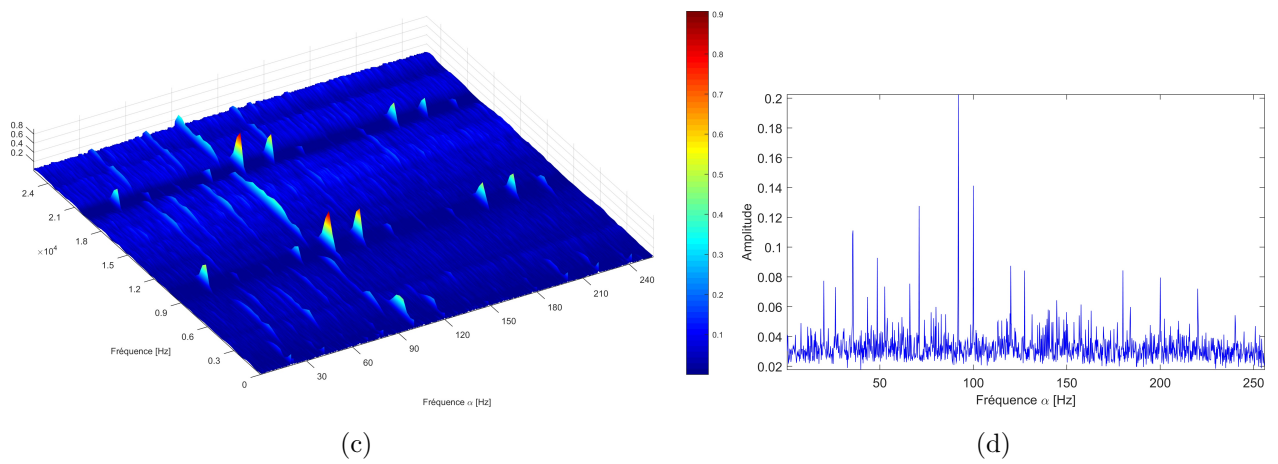


FIGURE 4.27 – Étude des cohérences spectrales ($|SPECCOHE|_{negme \cap jb}$).

poulies accessoires ou même des tendeurs par le biais d'une courroie. Si la vitesse de rotation de cette poulie est constante, nous pouvons alors dire que l'échantillonnage se fait à la fois à pas temporel constant et à pas angulaire constant, comme il est présenté dans la figure 4.28 (a). Dans la réalité, l'endommagement naturel de la structure de la courroie (élastomère, cordes et tissus) au fil du temps, le fonctionnement en environnement humide ou poussiéreux, l'irrégularité structurelle des parois des poulies et la tension de pose conduisent inexorablement à créer des vibrations excessives de la courroie, des variations de couple au niveau des poulies motrice et accessoire jusqu'à entraîner un glissement relatif. De ce fait, à un échantillonnage à pas temporel constant correspondra un échantillonnage à pas angulaire variable. Le lien étroit existant entre les domaines temporel et angulaire peut être traduit par l'équation 4.27 :

$$\theta(t) = \omega t = 2\pi f \quad (4.27)$$

ω étant la pulsation de rotation moyenne de la poulie motrice. Avec la présence de variations de vitesse de la poulie motrice, il est extrêmement rare que la fréquence d'échantillonnage F_e choisie pour acquérir les signaux vibratoires soit à la fois multiple des fréquences de rotation de chaque élément tournant (poulie motrice, poulie accessoire, tendeur et courroie). Il est évident que le nombre d'échantillons respectifs du cycle correspondant à chaque élément tournant ne sera pas un nombre entier. Autant ne pas chercher à étudier la CS1 et la CS2 car dans cette configuration nous ne pouvons éviter la détérioration de leurs propriétés. Deux solutions sont possibles : l'échantillonnage angulaire direct et le re-échantillonnage angulaire *a posteriori*. Dans le premier cas, le signal vibratoire est échantillonné directement dans le domaine angulaire suivant l'un des éléments en rotation, de préférence suivant les rotations de la poulie motrice.

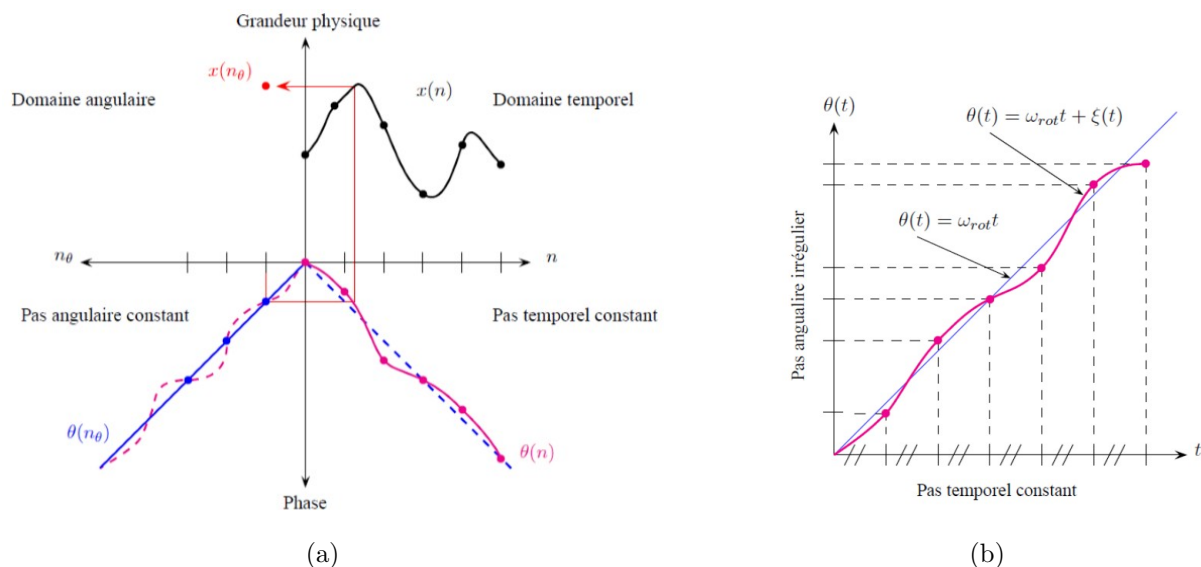


FIGURE 4.28 – Échantillonnages à pas angulaire constant (a) [Bon04] et à pas temporel constant (b) [Deb10].

□ Échantillonnage angulaire direct

Dans l'échantillonnage angulaire direct, nous disposons d'une chaîne d'acquisition dans laquelle un signal $x^{unresamp}(t)$ est acquis à partir d'un capteur quelconque (accéléromètre, jauge de contraintes, microphone, etc...) positionné au plus près du phénomène à caractériser sur la machine tournante. Un capteur de position angulaire (codeur optique, tachymètre, etc...) est accouplé à l'arbre d'un des éléments tournants (la poulie motrice couramment), qui délivre un signal rectangulaire $c^{unresamp}(t)$ dont la fréquence instantanée est une fonction affine de la vitesse de rotation de l'arbre choisi comme référence. Un équipement de type diviseur de fréquence permet de changer la fréquence de ce signal. Chaque fois qu'un front montant apparaît dans le signal rectangulaire, à

cause du passage à une position angulaire précise (défini par le nombre de point par tour suivant la résolution du capteur de position angulaire), une acquisition du signal $x^{unresamp}(t)$ est réalisée. Si Nbr_{ppt} est le nombre de point par tour du capteur de position angulaire, alors le pas angulaire est :

$$\theta_{step} = \frac{2\pi}{Nbr_{ppt}} \quad (4.28)$$

La fréquence d'échantillonnage $\mathbf{F}_{e_{\theta_{step}}}$ dépend du temps lorsque nous considérons le domaine temporel telle que :

$$\dot{\theta}_{step}(t) = 2\pi Nbr_{ppt} \mathbf{F}_{e_{\theta_{step}}} \quad (4.29)$$

Le filtre anti-repliement utilisé à une fréquence de coupure qui doit respecter la condition de Shannon-Nyquist :

$$\frac{\mathbf{F}_{e_{\theta_{step}}}}{2} = \frac{\dot{\theta}_{step}(t) Nbr_{ppt}}{4\pi} > \mathbf{F}_{cut} \quad (4.30)$$

Cette méthode d'échantillonnage a beaucoup d'avantages mais aussi quelques inconvénients. Le signal est effectivement enregistré de manière synchrone avec les rotations de la poulie motrice. Nous pouvons directement appliquer certains algorithmes dédiés comme par exemple d'extraire/supprimer la \mathcal{TSA} . D'autre part, elle requiert un coût élevé en instrument de mesure car lors de l'installation de la machine tournante, dont il faudra suivre le fonctionnement dans le temps, il est nécessaire pour des besoins logistiques de placer en même temps un capteur de position à l'arbre.

A partir du codeur optique et en utilisant la méthode de comptage, il est alors possible de déterminer la vitesse instantanée. En effet, le passage de chaque front montant du signal rectangulaire, qui est lié à une position angulaire bien définie de l'arbre en rotation, déclenche un compteur de fréquence d'horloge très élevé (autour du MHz). Les temps écoulés $\Delta t(\theta)$, entre 2 fronts montants, sont accumulés pour estimer au final le signal de vitesse instantanée tels que :

$$v(t) = \frac{1}{Nbr_{ppt} \Delta t(\theta)} \quad (4.31)$$

La qualité d'estimation dépend fortement de la fréquence d'horloge, de la résolution du codeur et de la fréquence de rotation de l'arbre (il faut éviter tout phénomène de repliement).

□ Re-échantillonnage angulaire *a posteriori* ($\mathcal{ANGRESAMP}$)

Dans cette configuration, un échantillonnage temporel des signaux $x^{unresamp}(t)$ et $c^{unresamp}(t)$ est effectué de manière simultanée, avant que dans un second temps $x^{unresamp}(t)$ ne soit re-échantillonné angulairement *a posteriori* (figure 4.28 (b)) pour obtenir $x^{resamp}(t)$. Différentes méthodes de re-échantillonnage angulaire *a posteriori* existent. Certains sont basés sur la démodulation de la phase [Bon04] du signal codeur tandis que d'autre utilise l'estimation des positions des fronts montants, puis une interpolation des signaux vibratoires à partir des positions estimés précédemment. Le détail de ces méthodes est présenté dans les articles scientifiques [BK09, Bra11b, Bra11a]. Nous utilisons cette dernière méthode dans notre travail que nous noterons $\mathcal{ANGRESAMP}$. Mesurer séparément les 2 types de signaux est très intéressant et utile notamment dans les techniques d'identification de la fonction de transfert du système. Mais retenons que l'un des apports principaux du re-échantillonnage est la limitation des fluctuations de vitesses, conditions requise généralement pour utiliser l'ensemble techniques d'extraction des composantes déterministes ou aléatoires.

Nous voulons apprécier la contribution de l'opération $\mathcal{ANGRESAMP}$ sur notre étude expérimentale des systèmes de transmissions par courroie. Les figures 4.29 et 4.31 montrent les résultats sur les signaux accélérométriques tandis que ceux des jauges de contraintes sont visibles sur les figures 4.30 et 4.32. Le variateur entraîne la poulie motrice à 45 Hz. La 1^{re} colonne regroupe les vues temporelle (1^{re} ligne) et fréquentielle du signal brut (et respectivement la 2^e colonne pour le signal reéchantillonné correspondant). Le rectangle □ sur

la densité spectrale de puissance du signal brut (à la 2^e ligne de la 1^{re} colonne) correspond à la région de zoom dans la 2^e colonne pour le signal rééchantillonné. Le constat général est que l'*ANGRESAMP* recale les signaux bruts de telle sorte que les composantes périodiques (raies spectrales) soient davantage caractérisées. Nous le voyons en particulier sur les signaux de jauges : figures 4.30 et 4.32. Son signal temporel non rééchantillonné est dominé par la fréquence de rotation de la poulie accessoire (25 Hz) et l'opération de re-échantillonnage caractérise davantage cela. D'autre part, les signaux de courroies sont constitués de multiples harmoniques liés aux éléments tournants. Enfin, dans le signal original, nous reconnaissons la raie liée à la fréquence MLI du variateur (à 10 kHz), sur l'accéléromètre et non sur le signal de jauge (effectuant un filtrage passe-bas).

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

Accelerometre (direction transversale)

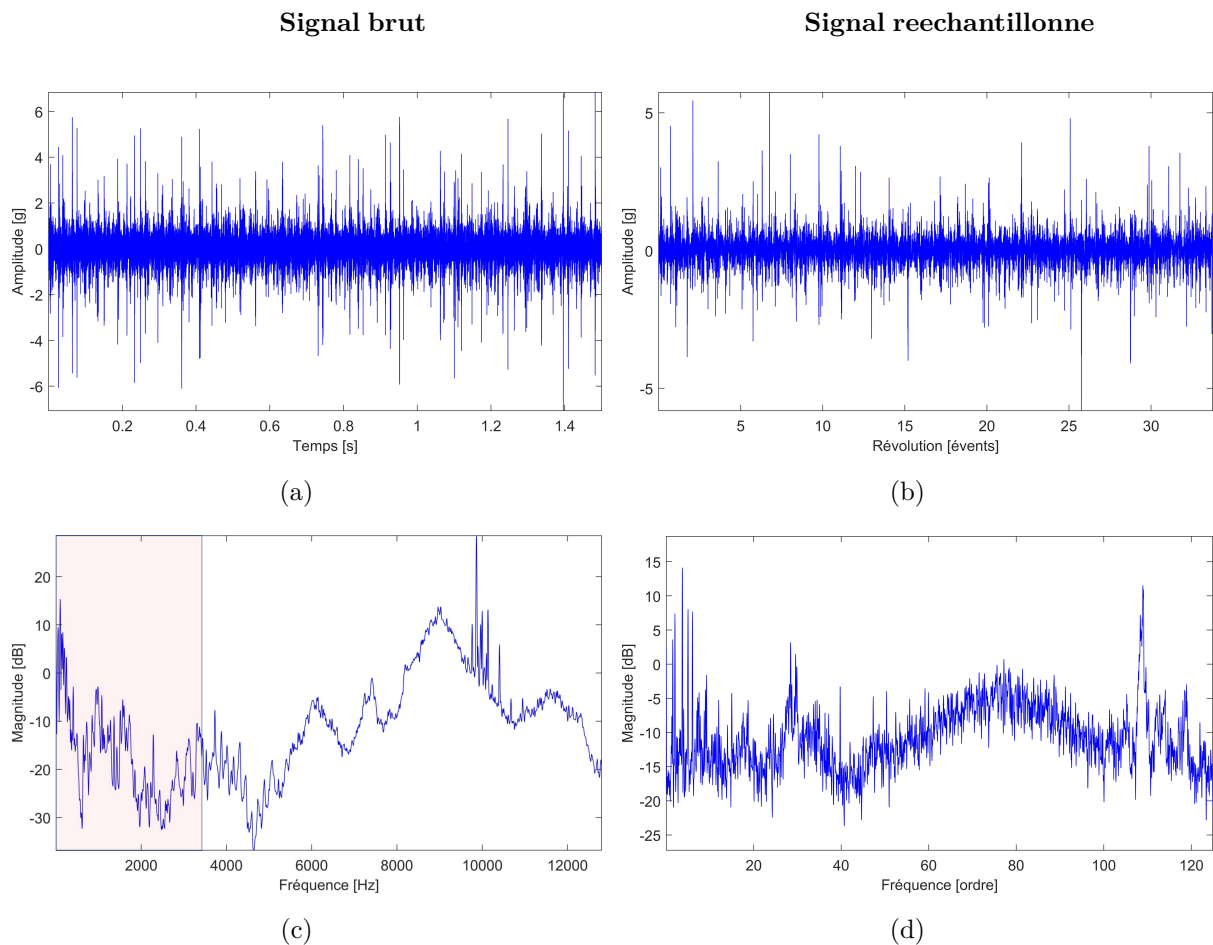


FIGURE 4.29 – Apports du re-échantillonnage angulaire (*ANGRESAMP*) pour la limitation des fluctuations de vitesse.

4.5.5.2 Méthode de démodulation (*RCC*)

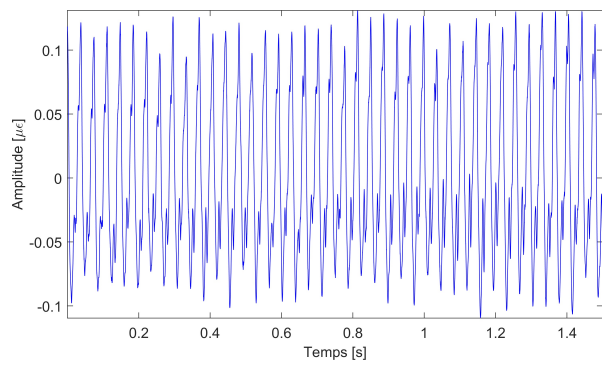
□ État de l'art sur les techniques de démodulation

En vue de mieux distinguer les composantes aléatoires dues aux chocs répétitifs causés par des éléments défectueux (notamment les roulements et engrenages) mis en rotation au cours du fonctionnement des machines tournantes, différentes approches ont été développées. Le Kurtosis Spectral (*SK*) a été proposé par Antoni et al. [Ant06, RA11], avec comme objectif la détection et la localisation de la meilleure bande de fréquence pour y effectuer une démodulation. Le signal démodulé optimal doit être celui exhibant l'impulsivité maximale

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

Jauge de contraintes

Signal brut



Signal rechantillonne

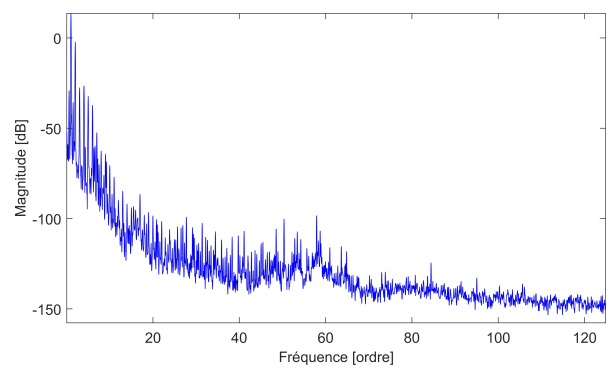
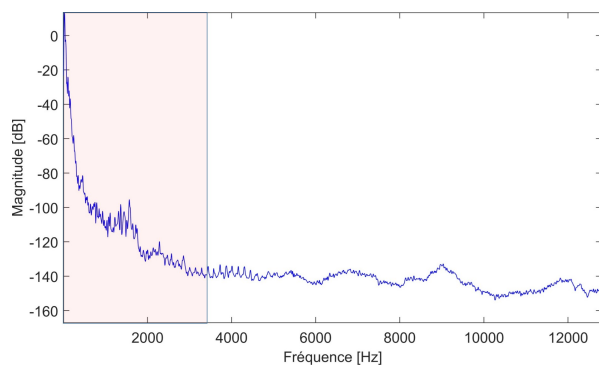
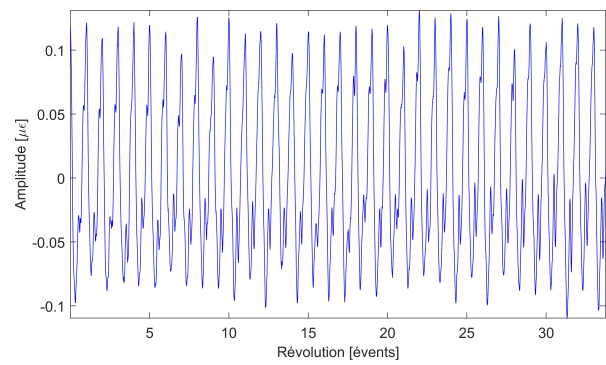
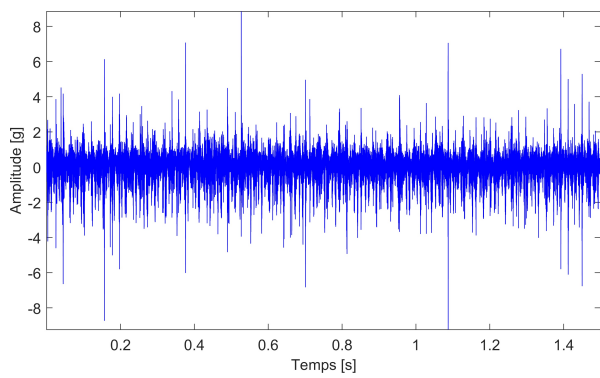


FIGURE 4.30 – Apports du re-échantillonnage angulaire (*ANGRESAMP*) pour la limitation des fluctuations de vitesse.

ARBRE DE LA POULIE VILEBREQUIN

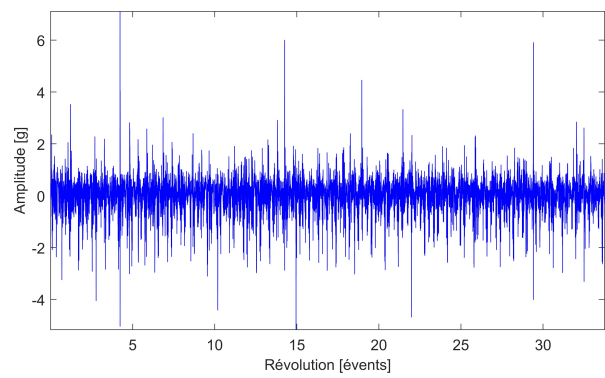
Accelerometre (direction transversale)

Signal brut

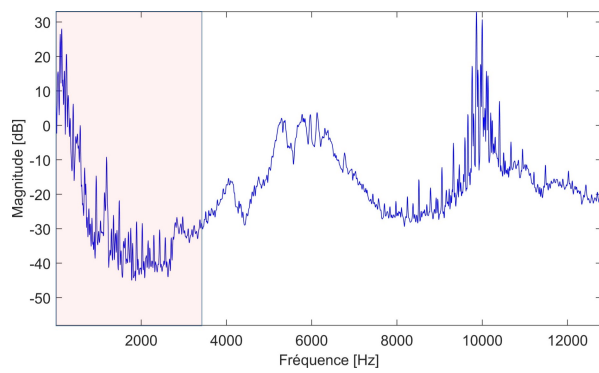


(a)

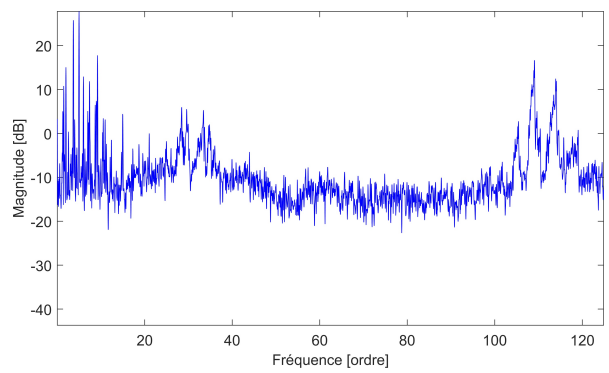
Signal reechantillonne



(b)



(c)



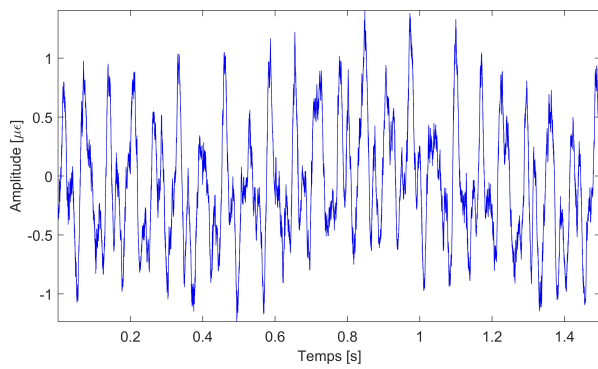
(d)

FIGURE 4.31 – Apports du re-échantillonnage angulaire (*ANGRESAMP*) pour la limitation des fluctuations de vitesse.

ARBRE DE LA POULIE ACCESSOIRE

Jauge de contraintes

Signal brut



Signal reechantillonne

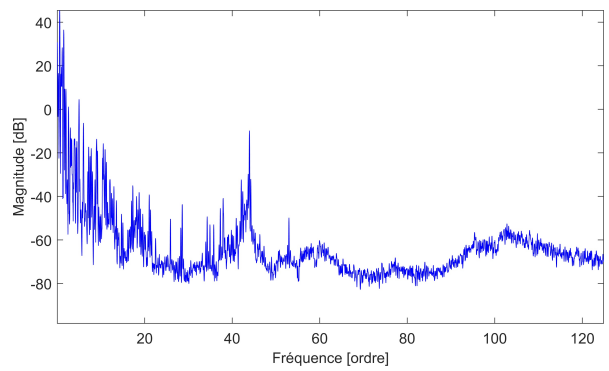
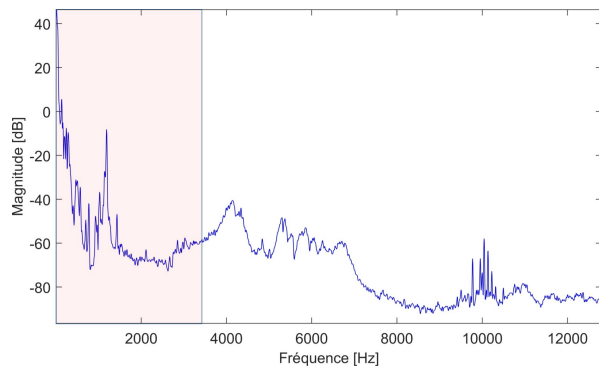
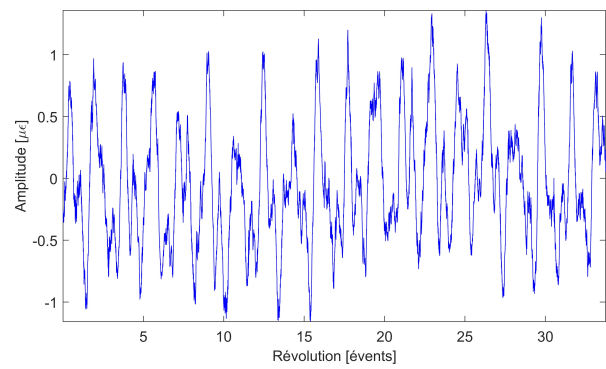


FIGURE 4.32 – Apports du re-échantillonnage angulaire (*ANGRESAMP*) pour la limitation des fluctuations de vitesse.

caractérisant le signal d'impact réel. Un problème considérable apparaît dans les techniques basées sur l'estimation du kurtosis. La valeur de ce critère dépend fortement du nombre d'impulsions dans le signal et d'un autre côté, celle-ci diminue avec l'augmentation des phénomènes transitoires répétitifs, qu'ils soient de nature différentes ou non. Dans la même idée, le *KURTOGRAM*, algorithme basé sur une sélection de la meilleure bande de démodulation à partir d'une décomposition par paquets d'ondelettes, a été défini [Ant07, SHZ+14]. Parmi ces quelques limites liées par exemple à l'usage du kurtosis, nous pouvons considérer une faible efficacité en environnement bruité. Des auteurs comme Barszcz et Jablonski [BJ11] ont développé une technique efficace dans laquelle tout le spectre du signal vibratoire est scanné (figure 4.33) et des démodulations successives sont effectuées sur chacune des bandes spectrales : le *PROTRUGRAM*. Urbanek et al. [UBU12, UAB12] ont fait une comparaison des méthodes de démodulation appliquées au diagnostic des roulements, avant de conclure que la carte 2D de la corrélation spectrale avait de meilleure capacité à indiquer les zones d'intérêts. Alors que Randall et al. [RAC01] ont montré le lien étroit entre la corrélation spectrale et le Spectre de l'Enveloppe Carrée (Squared Envelope Spectrum - *SES*), Borghesani et al. [BPC14] sont allés plus loin en démontrant qu'il existait une forte relation entre la *SES*, le kurtosis et le blanchiment cepstral (*SES_{CPW}*). D'après leur développement théorique et les applications expérimentales, la somme des pics de la *SES* correspond au moment d'ordre 4 : le kurtosis. Antoni [Ant15] a récemment présenté un nouvel outil robuste appelé *INFOGRAM*, construit autour des concepts du *PROTRUGRAM* et des propriétés de l'entropie, généralement utilisée en Thermodynamique. Les résultats exposés supposent que l'entropie (ou son inverse) est plus stable et efficace que le kurtosis dans la détection des composantes aléatoires. Ce nouvel outil, en combinant son estimation dans les domaines temporel et spectral, peut s'inscrire dans une nouvelle stratégie de surveillance et de diagnostic plus fiables.

Nous pouvons conclure qu'il existe une relation entre la *SES*, le kurtosis, le blanchiment cepstral, la *SES_{CPW}* et la corrélation spectrale. Chacune de ces techniques peut donc être utilisée. Néanmoins, l'entropie semble plus appropriée pour suivre le changement dans les séries d'impulsions caractérisant les composantes aléatoires plutôt que le kurtosis.

□ Réadaptation du Rapport du Contenu Cyclique (*RCC*)

Dans notre approche, nous avons tenté d'améliorer le Rapport du Contenu Cyclique *RCC* (Ratio of Cyclic Content) de Borghesani et al.. Ces auteurs se sont servis du kurtosis (κ_u) comme critère de démodulation alors que nous l'avons remplacé par le critère entropique (*negmer*) d'Antoni [Ant15] précédemment présenté. Tout cela est intégré dans un algorithme complexe de démodulation dont nous présentons les grandes lignes dans la suite :

1. Soit un signal vibratoire $x(t)$. En régime stationnaire, il sera noté $x^{stat}(t)$. Son échantillonnage peut être effectué :

(a) dans le domaine temporel à la fréquence d'échantillonnage \mathbf{F}_e et il sera noté $x_{stat}^{unresamp}(t)$

(b) dans le domaine angulaire direct ou après un re-échantillonnage angulaire *a posteriori* à la fréquence d'échantillonnage \mathbf{F}_e^{resamp} et il prendra la notation $x_{stat}^{resamp}(t)$.

2. Nous définissons le premier pas $step_{lh}$ qui permet de parcourir itérativement la plage fréquentielle de l ($0 < l < h$) à h ($h \leq \frac{\mathbf{F}_e}{2}$), en respectant la condition $0 < step_{lh} < h - l$. La plage fréquentielle $[l, h]$ est donc découpée en nbr_{lh} bandes telles que :

$$nbr_{lh} = \frac{h-l}{step_{lh}} \quad , \quad band_{lh_i, i+1} = step_{lh} \times [i-1, i]_{(i=1:nbr_{lh}-1)}.$$

3. Nous définissons le second pas $step_{pq}$ qui permet de parcourir itérativement la plage fréquentielle de p ($0 < p < q$) à q ($q \leq \frac{\mathbf{F}_e}{2}$), en respectant la condition $0 < step_{pq} < q - p$. La plage fréquentielle $[p, q]$ est à son tour découpée en nbr_{pq} bandes telles que :

$$nbr_{pq} = \frac{q-p}{step_{pq}} \quad , \quad band_{pq_j, j+1} = step_{pq} \times [j-1, j]_{(j=1:nbr_{pq}-1)}.$$

4. Un premier critère statistique est choisi dans la liste $Crit_{lh} = (Crit_{ku}^{lh}, Crit_{negmer}^{lh}, Crit_{negsur}^{lh})$. Dans la suite, il sera calculé sur chaque spectre du carré de l'enveloppe du signal filtré : $|\mathcal{F}(\mathcal{H}_{lh}^i)|$. La notation $Crit_{lh}^m$ indiquera que c'est dans la m^e sous-bande $\mathbf{band}_{lh_{m,m+1}}$ de $[l, h]$ que nous obtiendrons une valeur maximale de $Crit_{lh}$.

5. Un second critère statistique est quant à lui sélectionné dans la liste $Crit_{pq} = (Crit_{lf}^{pq}, Crit_{lfpq}^{pq}, Crit_{lf\ ratio}^{pq}, Crit_{va\ ratio}^{pq}, Crit_{ku\ ratio}^{pq}, Crit_{negmer}^{pq}, Crit_{negsur}^{pq}, Crit_{xc\ ratio}^{pq})$. Nous le calculerons sur chaque enveloppe filtré $\mathcal{H}_{\otimes lh\ pq}^{ij}$ ou son spectre $|\mathcal{F}(\mathcal{H}_{\otimes lh\ pq}^{ij})|$. La notation $Crit_{pq}^n$ indiquera que c'est dans la n^e sous-bande $\mathbf{band}_{pq_{n,n+1}}$ de $[p, q]$ que $Crit_{pq}$ est maximal.

6. Pour i allant de 1 à $nbr_{lh} - 1$:

(a) Le signal $x(t)$ est filtré passe-bande dans la sous-bande $\mathbf{band}_{lh_{i,i+1}}$ (figure 4.33) :

$$x_{\otimes i-1, i}(t) = x(t) \otimes \mathcal{H}_{bandpass}^{\mathbf{band}_{lh_{i-1, i}}}.$$

(b) Nous estimons le carré de son enveloppe :

$$\mathcal{H}_{lh}^i = |x_{\otimes i-1, i}(t)|^2 = x_{\otimes i-1, i}^2(t) + \mathcal{H}^2[x_{\otimes i-1, i}(t)]$$

et son premier critère statistique $Crit_{lh}$.

(c) Pour j allant de 1 à $nbr_{pq} - 1$:

i. Nous appliquons un nouveau filtrage passe-bande dans la sous-bande $\mathbf{band}_{pq_{j,j+1}}$ au carré de l'enveloppe :

$$\mathcal{H}_{\otimes lh\ pq}^{i j} = \mathcal{H}_{lh}^i \otimes \mathcal{H}_{bandpass}^{\mathbf{band}_{pq_{j, j+1}}}$$

et déterminons son second critère statistique $Crit_{pq}$.

7. Nous cherchons, dans l'ensemble des sous-bandes $\mathbf{band}_{lh_{i,i+1}}$ de $[l, h]$, la bande $\mathbf{band}_{lh_{m,m+1}}$ dont la valeur $Crit_{lh}$ est maximale.

8. Dans $\mathbf{band}_{lh_{m,m+1}}$, nous extrayons la bande $\mathbf{band}_{pq_{n,n+1}}$ parmi les sous-bandes respectives $\mathbf{band}_{pq_{j,j+1}}$ de $[p, q]$ dont la valeur de $Crit_{pq}$ est maximale.

9. La meilleure enveloppe carré $\mathcal{H}_{\otimes lh\ pq}^{mn}$ est alors obtenu à l'itération $[m, n]$.

Les résultats de la procédure \mathcal{RCC} sont nettement conditionnés par un pré-traitement du signal vibratoire $x(t)$, par des méthodes de séparation des composantes telles que présentées en début de ce chapitre.

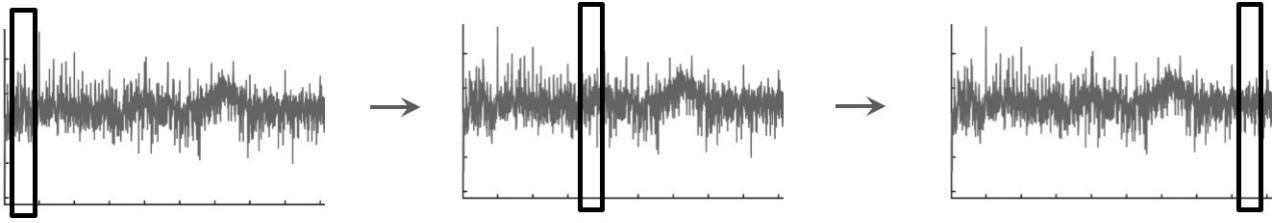


FIGURE 4.33 – Scan des différentes bandes fréquentielles d’un signal vibratoire de courroie, par la méthode du *PROTRUGRAM*.

Les figures 4.34 et 4.35 donnent une application pratique sur respectivement les signaux accélérométriques et de jauges de contraintes. Même dominée par les composantes périodiques, la méthode *RCC* arrive à détecter les composantes aléatoires. Pour l’accéléromètre, le signal pertinent a été filtré (figure 4.34(a)) dans la bande fréquentielle $[18736;19985]$ Hz (figure 4.34(b)), là où le critère *negmer* calculé sur l’ensemble des signaux filtrés a une valeur maximale. Nous exhibons aussi son enveloppe (figure 4.34(c)) et le spectre de celle-ci (figure 4.34(d)). Dans le cas de la jauge de contraintes, c’est la bande d’intérêt $[2497;3746]$ Hz (figure 4.35(b)) qui a révélé le meilleur signal impulsif (figure 4.35(a)), dont nous avons déterminé l’enveloppe et son spectre respectivement en figures 4.35(c) et (d). Les fréquences cycliques reconnaissables sont liées aux rotations de la poulie accessoire (autour de 24 Hz) dans le cas d’une courroie tendue. Ces derniers résultats sont à comparer respectivement à ceux des figures 4.26 (b) et (d) obtenus avec la *SPECCOHE*. La *RCC* donne une représentation moins bruitée du spectre d’enveloppe.

4.5.6 Indicateurs de condition (*CI*)

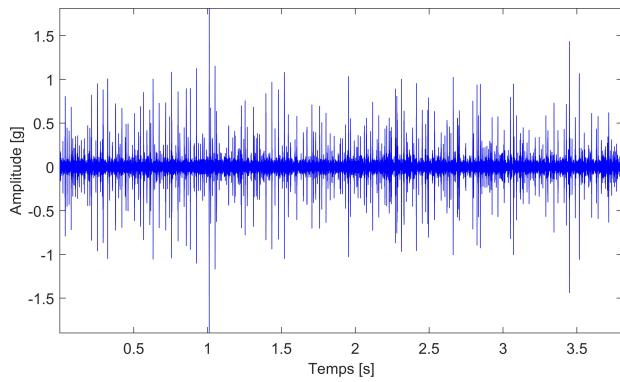
Au cours de ces deux dernières décennies, la surveillance et le diagnostic des machines tournantes sont devenus des procédures incontournables dans les secteurs de l’industrie. Les machines tournantes finissent naturellement par souffrir de fatigue pendant les conditions de travail, ce qui se traduit généralement par l’apparition de défauts en tout genre. Dans un environnement industriel, il existe souvent une grande diversité d’équipements matériels. Il serait alors long et fastidieux de suivre de manière empirique chaque machine. D’où l’intérêt de la mesure et du traitement automatisé des données. Plusieurs documents dans la littérature font état de l’usage de puissantes techniques de surveillance et de diagnostic. Cependant celles-ci requièrent régulièrement un calcul complexe ainsi que des connaissances approfondies en traitement du signal. Cela va à l’encontre des attentes industrielles qui désirent des indicateurs claires et calculés en temps-réel, qui soient capables de déceler tout changement anormal dans les conditions de fonctionnement.

Mettre en place des procédures de surveillance et de diagnostic automatisées demandent de choisir avec précaution des indicateurs de condition (*CI*). Ils doivent à la fois être adaptés au défaut à suivre mais aussi sensibles au moindre écart par rapport à un seuil limite, qui ne relève pas d’une fausse alarme. Autrement dit, la valeur d’un *CI* traduisant un état de santé sain doit être suffisamment nuancée en comparaison de celle caractérisant un état défectueux. De plus, une différence notable devrait aussi exister entre les valeurs du *CI* considéré, pour divers stades de défauts, avec la possibilité d’identifier le type de défaillance concerné. Par conséquent, tester la robustesse des *CI* en conditions réelles est indispensable et permet de définir les signatures fiables de chaque état de fonctionnement.

Lorsque nous regardons les éléments de la littérature de ces dernières années, en industrie et plus particulièrement dans le domaine militaire, le diagnostic des défaillances touchant les engrenages des réducteurs planétaires est devenu une nécessité. Une pléthore de *CI* spécialement dédiés aux engrenages a de ce fait été développée. Zivanovic et Gardner [ZG91] ainsi que plusieurs autres auteurs [MPH02, RAS08, KTEBR14] ont appliqué avec succès les *CI* aux signaux vibratoires d’engrenages endommagés. Plus récemment, Ishak et

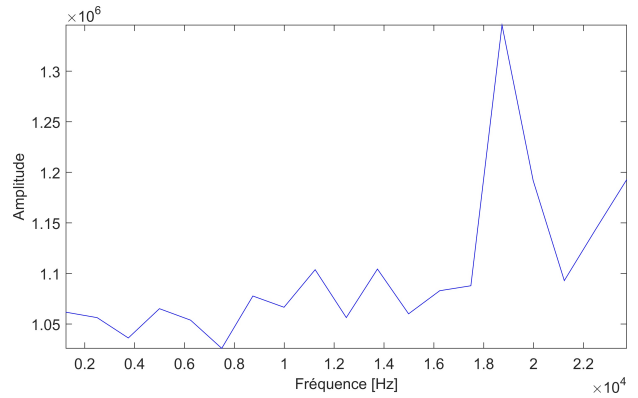
Accelerometre (arbre de la poulie accessoire)

Signal filtre



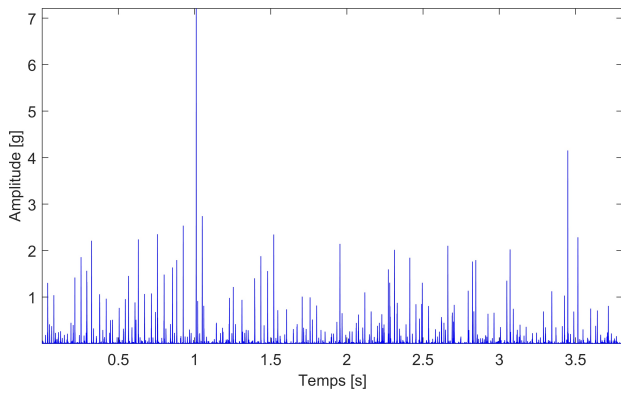
(a)

Bande de demodulation pertinente
[18736; 19985] Hz



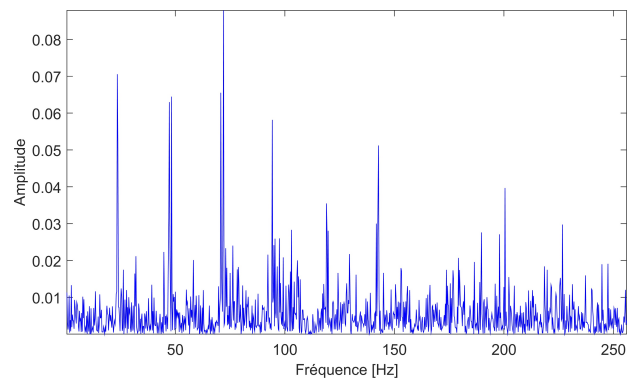
(b)

Enveloppe carree



(c)

Spectre de l'enveloppe carree

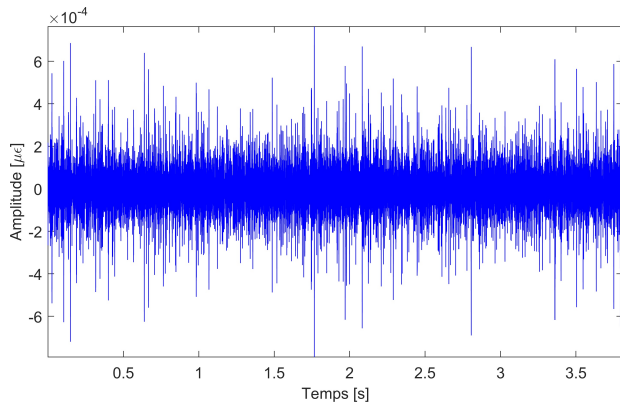


(d)

FIGURE 4.34 – Extraction du signal filtré le plus impulsif par la méthode $\mathcal{RCC}_{negmer \cap negmer}$.

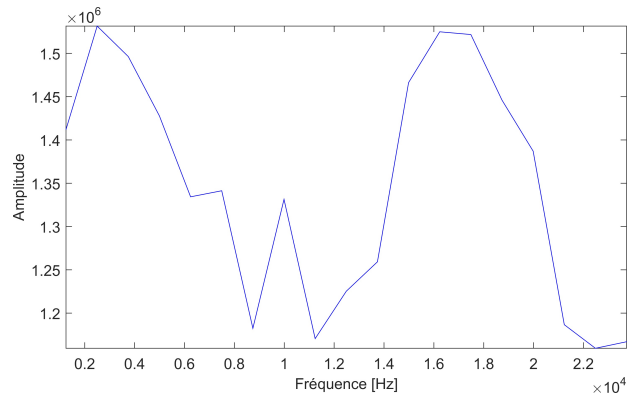
Jauge de contraintes (arbre de la poulie accessoire)

Signal filtre



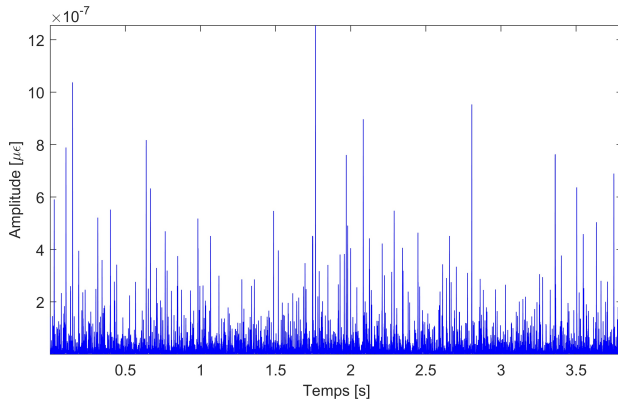
(a)

Bande de demodulation pertinente
[2497; 3746] Hz



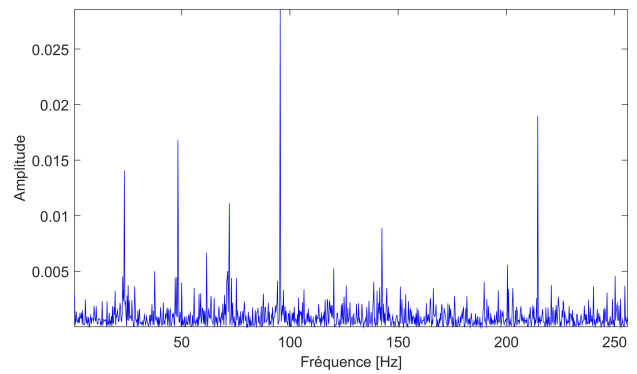
(b)

Enveloppe carree



(c)

Spectre de l'enveloppe carree



(d)

FIGURE 4.35 – Extraction du signal filtré le plus impulsionnel par la méthode $\mathcal{RCC}_{negmer \cap negmer}$.

al, [IRA13] et Kedadouche et al [KTT12] ont montré l'intérêt des \mathcal{CI} , cette fois-ci, au diagnostic des roulements. Les \mathcal{CI} classiques tels que le rms , le facteur de Crête (cr), le skewness (sk_e) et le kurtosis (κ_u) ont donné de bons résultats pour la discrimination de signaux vibratoires dans le domaine temporel [JLB06, SBT08]. Chimentin et al. [CMC+10] ont utilisé des \mathcal{CI} classiques (rms et κ_u) sur des données expérimentales, en vue d'améliorer le rapport signal sur bruit dans un but de débruitage (analyse en ondelettes et soustraction spectrale). Dans le domaine fréquentiel, Kilundu et al. [Ka11] ont appliqué la corrélation spectrale intégrée (ics) pour la surveillance des défauts de roulement relativement grands, à partir de signaux acoustiques. Les indicateurs ics_1 et ics_2 ont été exploités par Lamraoui et al. [LTEBG13] pour la surveillance des machines d'usinage à partir de leurs signaux de vitesses. L'étude comparative de Kedadouche et al. [KTT14], avec ces mêmes \mathcal{CI} , a démontré l'avantage certain de travailler sur le signal acoustique au lieu du signal vibratoire dans un but du diagnostic des roulements avec un défaut précoce. Stewart [Ste77] a été parmi les premiers auteurs à introduire de nouveaux \mathcal{CI} tels que fm_0 et fm_4 . Il a constaté que fm_0 croissait avec l'amplitude d'un signal périodique alors que fm_4 augmentait en même temps que l'amplitude ou la phase dudit signal. Zakrajsek [ZTD93] a introduit na_4 et l'a utilisé pour surveiller la présence d'un défaut tandis que fm_4 lui a permis de suivre l'évolution du défaut après son apparition. Dempsey [DZ01] a apporté des améliorations à na_4 afin de le rendre moins sensible aux variations de couple.

L'étude bibliographique sur les \mathcal{CI} nous amène à un constat dubitatif. Alors que les \mathcal{CI} peuvent conduire à des décisions bien différentes, les auteurs ont tendance à ne présenter que des études de cas avec des résultats de détection positifs. Heureusement, certains auteurs se sont attelés à faire une étude comparative critique des différents \mathcal{CI} . Il a été ainsi montré que \mathcal{CI} pourraient être calculés directement sur les données brutes (vibratoires ou acoustiques), tandis que d'autres devraient mieux être estimés à partir du signal pré-traité (amélioration du rapport signal/bruit), de la Moyenne Synchrone ou encore du signal résiduel (retranchement préalablement de la TSA [BK09]). Mosher et al. [MPH02], après avoir comparé les six métriques $fm_0, fm_4, n_6a, n_8a, na_4, nb_4$ sur les signaux acquis à partir d'une boîte de vitesses d'un hélicoptère, sont arrivés à la conclusion qu'il existait un lien entre certains \mathcal{CI} lorsqu'un rotor est soumis à des variations de couple et de vitesse. Decker et Lewicki [DL03] ont comparé treize métriques (\mathcal{CI} classiques et récents) sur des signaux d'une boîte de vitesses montée sur un banc d'essai, pour des conditions de fonctionnement différentes. Plus récemment, D'Elia et al [DECRD15] ont poursuivi dans l'analyse comparative des \mathcal{CI} déterminés à partir des mesures expérimentales. Leur étude, avec fm_4, na_4, er, rv et crv , calculés sur des signaux vibratoires issus d'une boîte de vitesses épicycloïdal à trois étages, a montré que ces \mathcal{CI} pouvaient donner des informations sûres concernant l'évolution de défauts dans le domaine temporel et ces données peuvent aider à coup sûr les utilisateurs expérimentés dans le choix de paramètres optimaux liés au fonctionnement de la boîte de vitesse. Ils sont également montrés une meilleure efficacité de rv et crv pour exhiber clairement les changements d'état suivant la durée de vie de la boîte de vitesse. L'index d'adoucissement si (Smoothness Index) [AS72, Kay79] a été employé dans le domaine du Traitement du Signal appliqué à la parole, en vue de mesurer l'aplatissement spectral dans la carte des ondelettes de Gabor [SBL07]. Il est intrduit dans notre étude de même que le critère de combinaison ($mevas\acute{e}kumegme$) issu du concept des ondelettes quaternioniques [LM99, SLB06, ELBS14] qui essaie de combiner au mieux les points forts de chaque indicateur statistique.

L'usage de capteurs différents (accéléromètre, jauge de contraintes, microphone, codeur optique) pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes montre que leurs signaux mesurés respectivement ont souvent une forme distincte. De ce fait, il n'est que trop rare d'observer un \mathcal{CI} permettant une discrimination efficace pour tous les capteurs en même. En d'autres termes, il est plus probable de trouver un ou plusieurs \mathcal{CI} adaptés à la discrimination des mesures effectuées par un capteur considéré. Pour chaque capteur, il paraît évident qu'il va falloir trouver le(s) meilleur(s) critère(s) de condition capable de caractériser par une valeur croissante (ou décroissante) les changements d'état de la machine. Nous pouvons nous rapprocher du travail très élaboré de l'auteur Soualhi [Sou13], qui a présenté la technique \mathcal{SBS} . Elle a pour but d'ordonner du plus pertinent ou moins utile un ensemble de \mathcal{CI} calculés sur un signal donné.

4.6 Méthodologie proposée pour le diagnostic des transmissions par courroies

Ce chapitre nous a permis de présenter un état de l'art des dernières techniques de séparation des signaux vibratoires recueillis sur les machines tournantes et des exemples d'applications concrètes sur les systèmes de transmission par courroie. L'objectif principal est de séparer les parties déterministe et/ou aléatoire. Dans un second temps, nous cherchons à caractériser la signature d'état (sain, défectueux), à partir des signaux séparés. Cela requiert de sélectionner le domaine d'analyse qui exhibe le mieux cette signature spécifique, tout en permettant un suivi fiable de son évolution conditionné par le choix d'indicateurs de condition adaptés (*CI*).

La démarche que nous souhaitons appliquer à la surveillance et au diagnostic est résumée à la figure 4.36.

<i>Etape</i>	<i>Objectif</i>	<i>Méthode associée</i>
①	Connaître l'état réel de la machine tournante <i>(acquisition de données multicapteurs à proximité du défaut à caractériser)</i>	<i>RAWSIG</i>
②	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Suppression des fluctuations de vitesse ▪ Amélioration de la cohérence spectrale 	<i>ANGRESAMP</i>
③	Extraction/Suppression : <ul style="list-style-type: none"> ▪ de(s) composante(s) déterministe(s) ▪ de(s) composante(s) aléatoires 	<i>SYNCHLIP, TOC, TFCT, TSA, ISA, JSA, SANC, DRS, CEP, OFDRS, DCOIS</i>
④	Suppression de l'effet de masquage de la fonction de transfert du signal	<i>ARMED, CPW</i>
⑤	Détermination de la bande optimale de démodulation pour améliorer l'impulsivité du signal	<i>SK, KURTOGRAM, PROTRUGRAM, RCC SPECCOHE, INFOGRAM</i>
⑥	Calcul d'un ensemble de critères statistiques sur le signal (domaines temporel, spectral, cespital ou cyclostationnaire)	<i>CI</i>
⑦	Choix automatisé ou visuel du meilleur critère	<i>SBS</i>

FIGURE 4.36 – Démarche de diagnostic.

Chapitre 5

Application de l’outil de diagnostic aux signaux de transmissions par courroie striée en conditions expérimentales

5.1 Campagnes de mesures

□ Dispositif expérimental

Nous sommes partis du banc d’essai de la figure 5.1 (a), composé des poulies accessoire et vilebrequin, d’un tendeur, le tout étant entraîné par une courroie trapézoïdale. La recherche bibliographique [Far88] a montré que ce type de courroie transmet la meilleure puissance lorsque le tendeur est à l’intérieur de la transmission, tel que visible sur la figure 5.1 (b). Tout au long de la thèse, nous avons fait évoluer le banc d’essai afin qu’il se rapproche des systèmes de transmissions par courroie dans des cas réels. Ainsi, le système de charge est passé de la poulie accessoire tournant à vide (figure 5.1 (a)), vers l’intégration d’un premier système de charge (figures 5.1 (b)-(c)) s’étant révélé insuffisant avant l’usage d’un second système plus sensible. En vue de faciliter le changement de courroie mais aussi de travailler avec des courroies de différentes longueurs, nous avons mis le moteur sur une base glissante. Nous avons donc abouti à la dernière version du banc d’essai expérimental représentée à la figure 5.1 (e), permettant de faire des simulations de transmissions par courroie (striée et trapézoïdale). Un schéma caractéristique est présenté sur la figure 5.2. Un moteur asynchrone triphasé, contrôlé grâce à un variateur, entraîne la transmission. Ce variateur offre donc la possibilité d’étudier des vitesses différentes. Une poulie motrice est fixée à l’arbre vilebrequin du moteur. La transmission de puissance entre les poulies motrice et accessoire est assurée par une courroie striée. La poulie accessoire est accouplée à une génératrice à courant continu et une résistance variable, qui servent de charge. La tension de la courroie striée est réglable en changeant la position du moteur, fixé sur une base glissante. Des roulements sont présents sur les arbres des poulies accessoire et motrice. Le banc d’essai est sous 2 formes : d’une part des poulies et courroies striées et d’autre part des poulies à gorge entraînées par une courroie trapézoïdale. Dans notre étude, nous ne présentons que les résultats de la première configuration. Tous les détails relatifs au matériel sont présentés dans le tableau 5.2

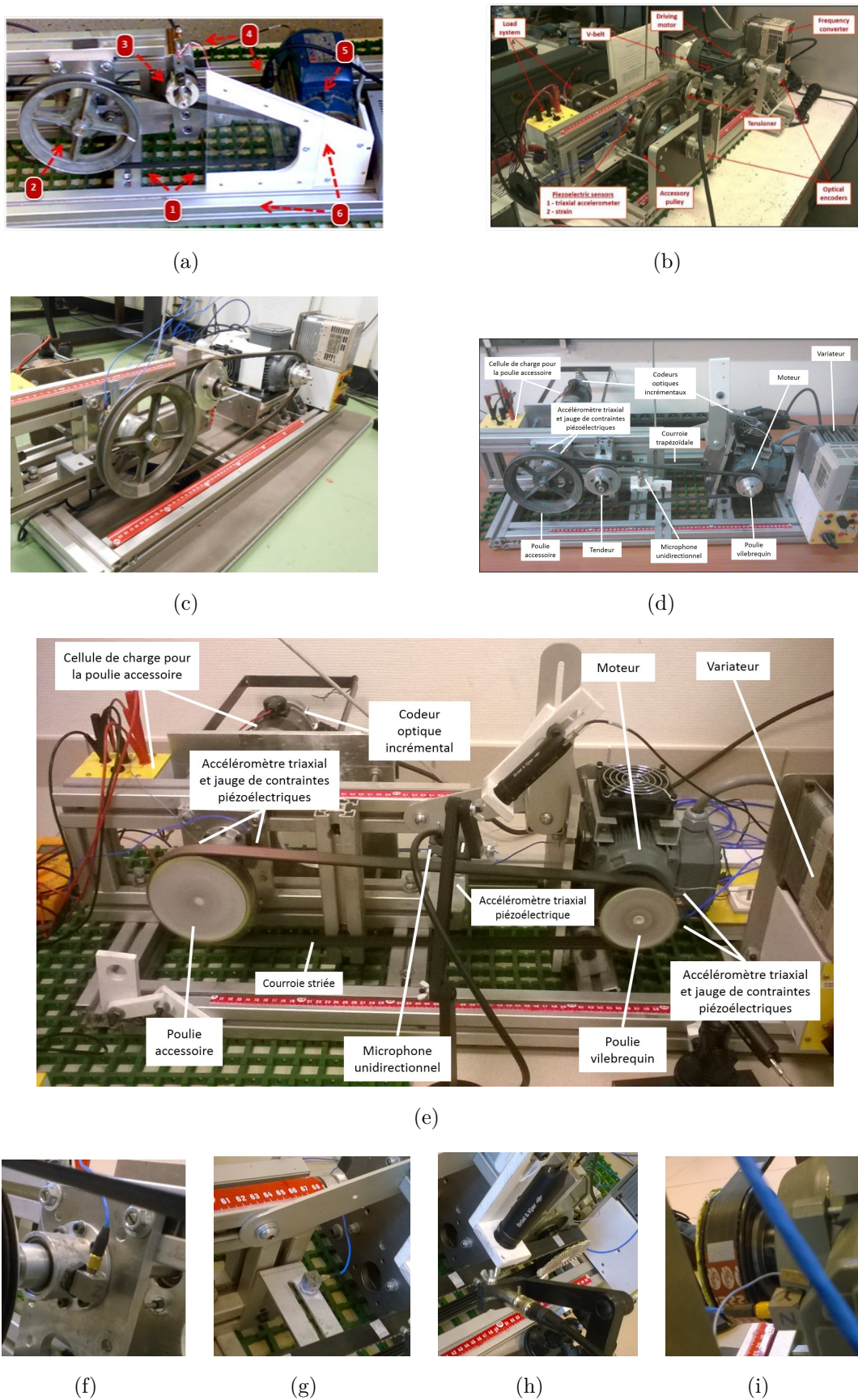


FIGURE 5.1 – Évolution dans la conception du banc d’essai de transmission par courroie de (a) à (d), banc d’essai final avec courroie striée (e), positionnement des accéléromètres triaxiaux et jauges de contraintes piézoélectriques sur la poulie accessoire (f), le bâti (g), le support du microphone (h) et la poulie vilebrequin (i).

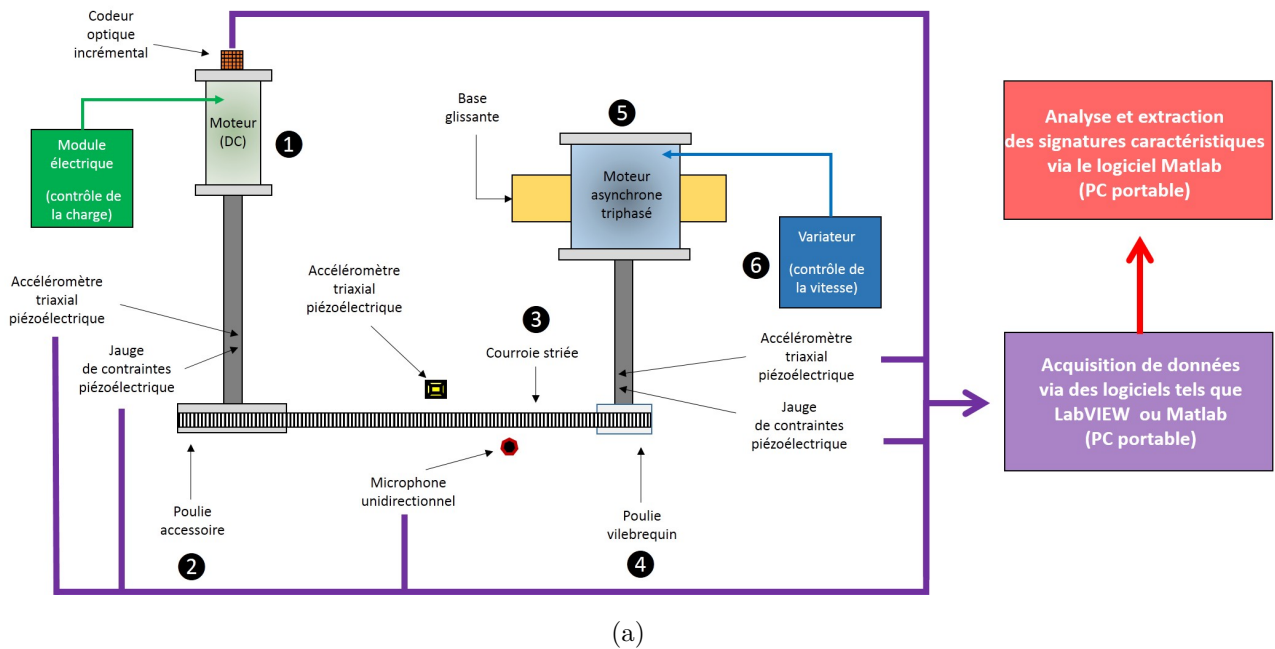


FIGURE 5.2 – Schéma caractéristique du banc d'essai expérimental et chaîne d'acquisition des signaux.

situé dans la partie annexe 5.9.

□ Chaîne d'acquisition et instrumentation

Une chaîne d'acquisition, caractérisée par les traits ■ sur la figure 5.2, a été mise en place pour recueillir les signaux des capteurs. Des accéléromètres triaxiaux et jauges de contraintes piézoélectriques sont placés sur les paliers des arbres accessoire (figure 5.1 (f)) et moteur (figure 5.1 (i)), ainsi que le bâti du banc d'essai au plus près du centre des brins de courroie (figure 5.1 (g)). Un microphone est positionné face au brin tendu de la courroie striée (figure 5.1 (h)). Le codeur optique incrémental se situe en bout de l'arbre accessoire, après le moteur à courant continu (figures 5.1 (e) et 5.2). L'accélération, la déformation, le son émis et la vitesse instantanée sont obtenus à l'aide respectivement de l'accéléromètre, la jauge de contraintes, le microphone et le codeur optique incrémental. Nous étudierons les signaux de mesure de chaque capteur, en nous concentrant en particulier sur la comparaison entre les capteurs traditionnels (les accéléromètres) et la nouvelle approche utilisant les jauges de contraintes ainsi que la vitesse instantanée). Les détails sur les capteurs sont dans le tableau 5.3 en annexe 5.9.

Les signaux provenant des capteurs sont enregistrés à la fréquence d'échantillonnage 51200 Hz , grâce à un module 9234 (4 voies, $\pm 5 \text{ V}$, $F_{e_{max}} = 51200 \text{ Hz}$) placé sur un châssis NI CompactDAQ. Le matériel d'acquisition est aussi composé d'un ordinateur portable HP Elitebook 8570w sur Windows 7 (64 bits), avec un processeur Core i5, 8 Go de RAM et 4 coeurs. L'enregistrement et le conditionnement des données sont gérés par un logiciel spécifique, basée sur la toolbox National Instruments de Matlab (version Été 2011), développé au cours de ce travail de thèse au LASPI. Le script général sous Matlab (5500 lignes) est une méthode de programmation en étage qui a également été développée pendant la thèse et permet la réalisation de la combinaison des différentes techniques d'analyse vibratoire. Les tableaux 5.9 et 5.10 (en annexe 5.9) regroupent l'ensemble des traitements numériques présentés dans la suite de ce chapitre.

□ Configurations variables du banc d'essai avec courroie striée

Nous avons fait varier plusieurs paramètres pour obtenir de nombreux scénarios de simulation pouvant correspondre à des cas d'usage réels. Deux courroies striées sont utilisables : rodée et usée. Dans la suite, nous travaillerons avec la courroie rodée. Quatre types de distensions de la courroie sont étudiés : les courbes ■, ■, ■, et ■ étant relatives respectivement aux tensions décroissantes $T_{0_{co}}$, $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$ ($T_{0_{co}}$ étant le niveau de tension normale). En faisant glisser le moteur, nous pouvons changer la tension de la courroie. Cependant, dans les cas réels, le banc d'essai devrait fonctionner en continu. A intervalles de temps réguliers, il faudrait effectuer des mesures vibratoires jusqu'à une usure complète ou la rupture de la courroie (étude de la perte progressive de la tension de courroie avec l'usure continue). Six différents régimes de vitesses ont été imposées au variateur (F_{va20} , F_{va25} , F_{va30} , F_{va35} , F_{va40} et F_{va45}) et 3 charges à la poulie accessoire (C_0 , C_1 , C_2). Nos résultats sont obtenus à partir de la combinaison de paramètres (F_{va45} , C_0).

5.2 Analyse modale pour l'estimation des fréquences naturelles de la courroie striée (OMA)

En cours d'opération, les brins de la courroie se déplacent, notamment dans la direction transversale. L'amplitude de leurs déplacements ne doit pas être trop importante sinon cela nuirait au rendement en termes de puissance à transmettre aux autres éléments tournants. La tension de la courroie tout comme la fluctuation de couple provenant des poulies peuvent affecter ces déplacements, encore appelées vibrations. De nombreuses méthodes existent pour déterminer la fréquence naturelle des brins de courroie. Dans notre cas, nous avons excité régulièrement la courroie à l'arrêt, mesurer les réponses impulsionnelles de chaque excitation avec différents capteurs (accéléromètres, jauges de contraintes et microphone), sélectionner la réponse la plus impulsionnelle et calculer le spectre exhibant les fréquences naturelles des brins. Les traitements numériques sont réalisés avec la **procédure 39** ($OMA_{mfcc \cap mci \cap srs}$) du tableau des traitements numériques 5.10. En cours de fonctionnement, lorsque les fréquences naturelles des brins sont proches des fréquences en rotation des poulies, le phénomène de couplage apparaît, ce qui conduit à de la résonance nuisible au système entier. Pour y remédier, il est nécessaire d'éloigner/rapprocher les poulies pour modifier les fréquences naturelles des brins (tenu et mou). Nous pouvons de ce fait exclure les fréquences de rotation des éléments tournants de sorte qu'elles ne coïncident plus avec ces fréquences naturelles. Nous opterons pour cette dernière option dans la suite de notre travail. D'autre part, la connaissance des fréquences naturelles des brins nous servira comme information essentielle pour définir un indicateur des changements dans la transmission par courroie.

5.2.1 Fréquences naturelles de la courroie striée obtenues à partir des mesures de capteurs

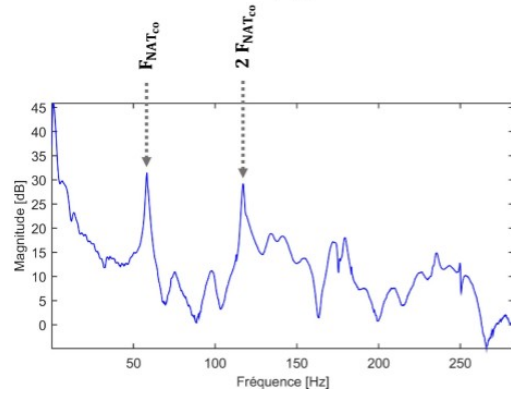
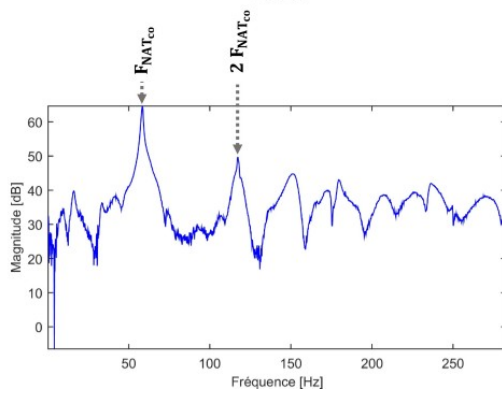
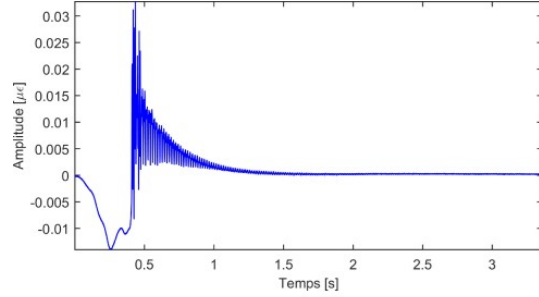
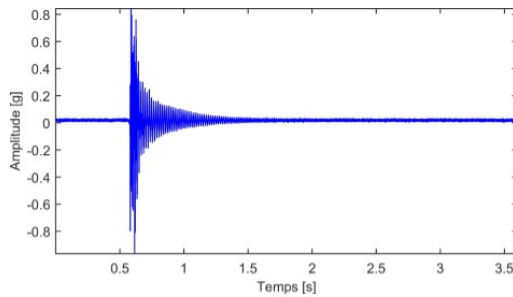
Les résultats de la **procédure 39** ($OMA_{mfcc \cap mci \cap srs}$) sont sur la figure 5.3. La détermination de la fréquence fondamentale de la courroie est plus aisée sur les mesures effectuées avec les 3 capteurs **AccX_{2_{pa}}**, **Jau_{5_{pa}}** et **Mic_{15_{pv}}** (cas de la courroie à la tension normale $T_{0_{co}}$). Le capteur accélérométrique semble le meilleur moyen pour mesurer la fréquence fondamentale. Le tableau 5.15 en annexe résume l'ensemble des fréquences naturelles. Ces valeurs sont ensuite exploitées pour déterminer les tensions de pose ($T_{0_{co}}$, $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$), à partir de la formule 2.1, puisque nous connaissons notamment les longueurs de brin et la masse par unité de longueur de la courroie.

$\mathcal{O}M\mathcal{A}_{mfcc \cap mci \cap srs}$ (procedure 39)

Signal temporel et son spectre associe

Accelerometre sur l'arbre
de la poulie accessoire – AccX_{2pa}

Jauge de contraintes sur l'arbre
de la poulie accessoire – Jau_{5pa}

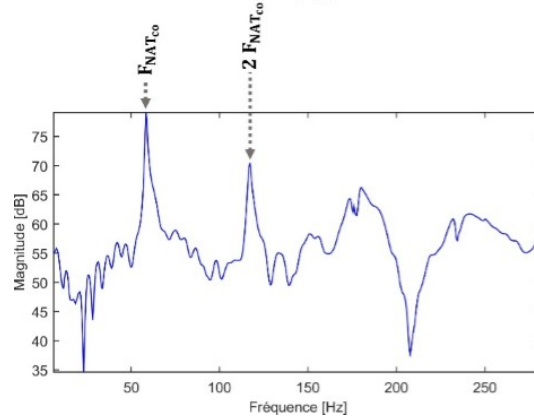
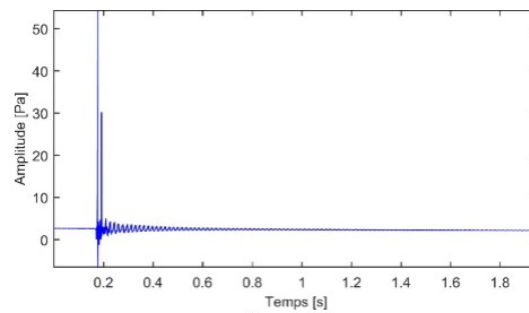


(a)

(b)

Microphone sur le bati

Mic_{15co}



(c)

FIGURE 5.3 – Extraction des réponses impulsionnelles, après excitation de la courroie striée.

5.3 Analyse modale pour l'estimation des fréquences naturelles du système (OMA)

Nous souhaitons faire fonctionner la transmission par courroie dans des conditions stables. Cela permet une transmission maximum de puissance de la courroie vers les autres éléments et assure une durée de vie optimale de la transmission. Dans la partie 5.2, les fréquences naturelles de la courroie ont été estimées. Nous avons fait le choix de déterminer les zones dans lesquelles les fréquences de rotations des poulies seront distinctes de ces fréquences naturelles. Dans cette partie, nous chercherons à calculer les diagrammes de Campbell avec les traitements numériques de la **procédure 30** ($\mathcal{O}MA_{CD}^{disc} \cap_{ff} \cap_{ra} \text{synchplot}$) du tableau 5.10 en annexe. Ils présenteront non seulement les vitesses critiques pour le système mais aussi celles qui génèrent le phénomène de couplage poulie/courroie.

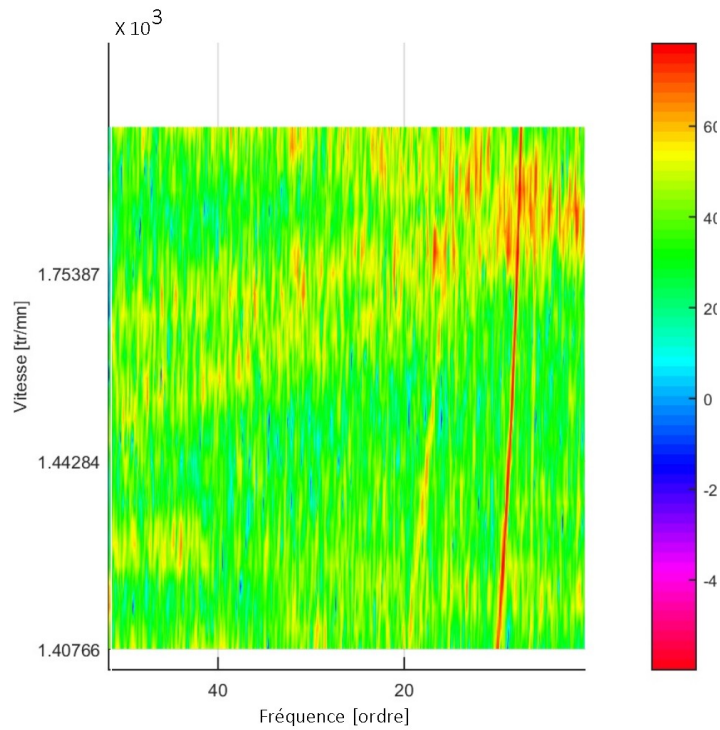
Les figures 5.4 et 5.5 présentent les diagrammes de Campbell 2D d'un signal accélérométrique acquis au plus près du palier de l'arbre moteur, pour les 4 niveaux de tension, dans **des conditions de montée de régime** pendant 15 s. Le nombre de tours en axe des ordonnées correspond aux rotations de la poulie accessoire et les fréquences cinématiques se regroupent en abscisse. Avec la décroissance de la tension, nous remarquons l'apparition de nouvelles fréquences naturelles (hyperboles). Le système est dominé les fréquences particulières dont celles relatives aux hyperboles relatives à l'excitation des poulies (surtout la poulie vilebrequin). A $T_{0_{co}}$ (figure 5.4 en 1^{re} ligne), nous remarquons les hyperboles de la fréquence « somme rigidité » $\mathbf{F}_{BENDSU_{pv}}$ ($\simeq 9,45 \text{ Hz}^{ordre}$ à la vitesse de $1407,66 \text{ tr/min}$) et son premier harmonique. Ces hyperboles décroissent avec la perte de tension. A $T_{-1_{co}}$ (figure 5.4 en 2^e ligne), $\mathbf{F}_{BENDSU_{pv}} \simeq 8,5 \text{ Hz}^{ordre}$ à la vitesse de $562,138 \text{ tr/min}$. A $T_{-2_{co}}$ (figure 5.4 en 3^e ligne), $\mathbf{F}_{BENDSU_{pv}} \simeq 7,57 \text{ Hz}^{ordre}$ à la vitesse de $668,402 \text{ tr/min}$. A $T_{-3_{co}}$ (figure 5.4 en 4^e ligne), $\mathbf{F}_{BENDSU_{pv}} \simeq 7,5 \text{ Hz}^{ordre}$ à la vitesse de $571,581 \text{ tr/min}$. La diminution de la tension fait apparaître les autres résonances de façon plus marquées. Dans ces cas de figure, les maxima (pics orangés) se répartissent plus uniformément sur les diagrammes (augmentation de leur densité). Les hyperboles sont tellement dominantes que l'on remarque difficilement les fréquences cinématiques fonctions de la vitesse de rotation (lignes parallèles à l'axe des ordonnées). Ces représentations montrent clairement qu'il y a un abaissement de la fréquence « somme rigidité » de la poulie vilebrequin avec l'augmentation de la vitesse de rotation des poulies, cette diminution étant plus lente pour une tension élevée et minimale pour de grandes vitesses. Cette fréquence est aussi fonction de la tension statique (tension de pose) de la courroie, tout en ayant le même sens de variation. Puisque les résonances se généralisent davantage (densité uniforme des pics orangés sur les cartes 2D et 3D) avec l'augmentation de la vitesse de rotation de la poulie accessoire (à partir de 700 tr/mn , soit au-delà de $12,5 \text{ Hz}$), nous travaillerons dans une plage plus basse. En effet, plus la vitesse augmente, plus la fréquence « somme rigidité » des poulies diminuera jusqu'à se rapprocher dangereusement des fréquences de rotation des éléments tournants (rotation des poulies et de la courroie). Dès lors, nous risquons d'observer le phénomène de couplage, jusqu'à rendre « instable » le système.

L'extraction de chaque fonction de transfert issue des 9 capteurs sont observables en annexe (5.12) et dans la suite (figures de 5.6 à 5.7), nous ne présenterons que ceux des capteurs $\mathbf{Jau}_{11_{pv}}$ et $\mathbf{AccZ}_{13_{pv}}$. Les capteurs $\mathbf{AccY}_{3_{pa}}$, $\mathbf{AccZ}_{4_{pa}}$ et $\mathbf{Jau}_{5_{pa}}$ sont placés sur le palier de la poulie accessoire, les capteurs $\mathbf{AccX}_{6_{co}}$ et $\mathbf{AccZ}_{8_{co}}$ sur le bâti du banc d'essai entre les deux poulies, tandis que les capteurs $\mathbf{Jau}_{11_{pv}}$, $\mathbf{AccX}_{12_{pv}}$ et $\mathbf{AccZ}_{13_{pv}}$ se trouvent sur le palier de la poulie vilebrequin (le microphone se situant à proximité de la courroie $\mathbf{Mic}_{15_{co}}$). La colonne 1 affiche les fonctions de transfert des signaux originaux alors que la colonne 2 présente quant à elle les résultats sur les signaux pré-traités par notre procédure d'Analyse Modale Opérationnelle. Les pics fréquentiels correspondant aux fréquences de résonances sont plus nombreux sur les signaux accélérométriques mesurés dans la direction transversale par rapport à ceux observés dans la direction latérale. Les fonctions de transfert estimées par la jauge de contraintes et le microphone sont globalement similaires dans les deux cas (signaux bruts et pré-traités). Les résultats globaux sur les signaux pré-traités de chaque capteur montrent une augmentation des amplitudes des fonctions de transfert avec la diminution de la tension. Cela peut être causé par l'opération de blanchiment cepstral qui rehausserait les amplitudes automatiquement les amplitudes des densités

$$\mathcal{O}MA_{CD}^{disc} \cap_{ff} \cap_{rawsynchplot} \text{ (procedure 30)}$$

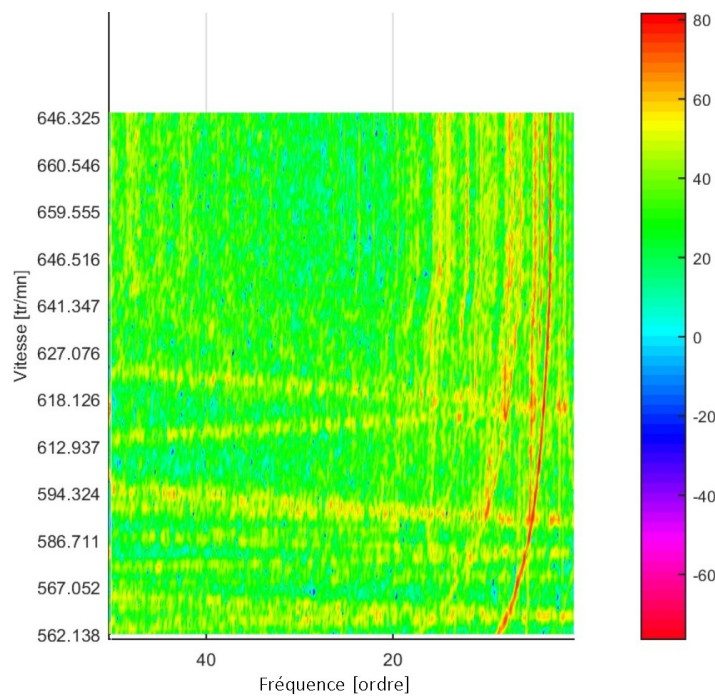
Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – AccZ_{13pv}

Tension $T_{0_{co}}$



(a)

Tension $T_{-1_{co}}$

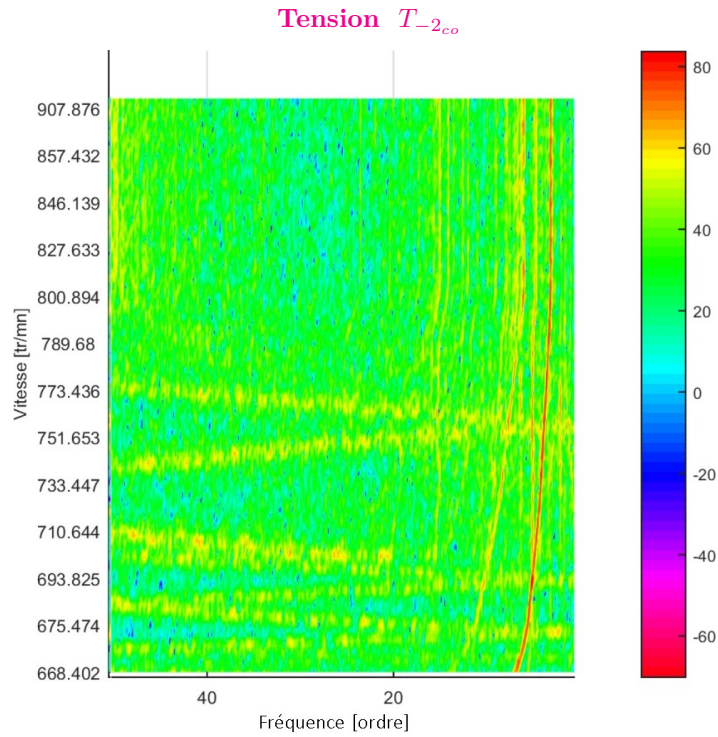


(b)

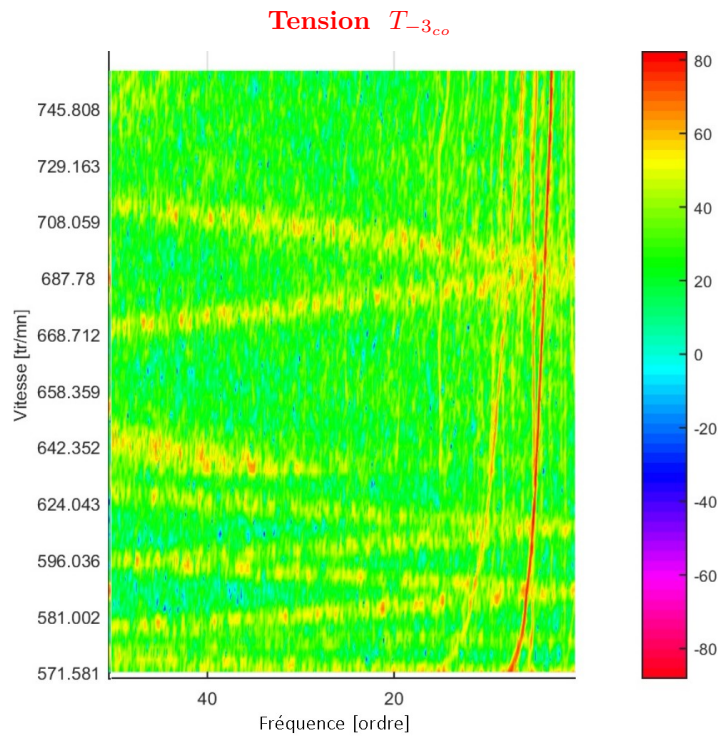
FIGURE 5.4 – Vues 2D des diagrammes de Campbell (partie 1/2).

$$OMA_{CD}^{disc} \cap fff \cap rawsynchplot \text{ (procedure 30)}$$

Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – AccZ_{13pv}



(a)



(b)

FIGURE 5.5 – Vues 2D des diagrammes de Campbell (partie 2/2).

spectrales. Les capteurs accélérométriques effectuant les mesures dans la direction transversale et les jauges de contraintes donnent une identification similaire et plus détaillée des fréquences de résonances, en comparaison des autres capteurs, bien que la jauge semble plus précise. Le microphone apporte peu d'informations à notre étude. Les résonances sont plus distinguables du côté de la poulie vilebrequin plutôt que le bâti, voire même la poulie accessoire. En annexe, nous présentons les 8 principaux modes de résonances du système (tableau 5.16).

Cette étape des expérimentations nous permet de confirmer les résultats théoriques montrant qu'il y a une diminution des fréquences de vibration naturelle de la courroie avec l'augmentation de sa vitesse axiale. Elle montre aussi que la vitesse de lancement du moteur (couple appliqué) est plus important à la tension normale de la courroie, en comparaison des autres cas de figures.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie vilebrequin – Jau₁₁_{PV}

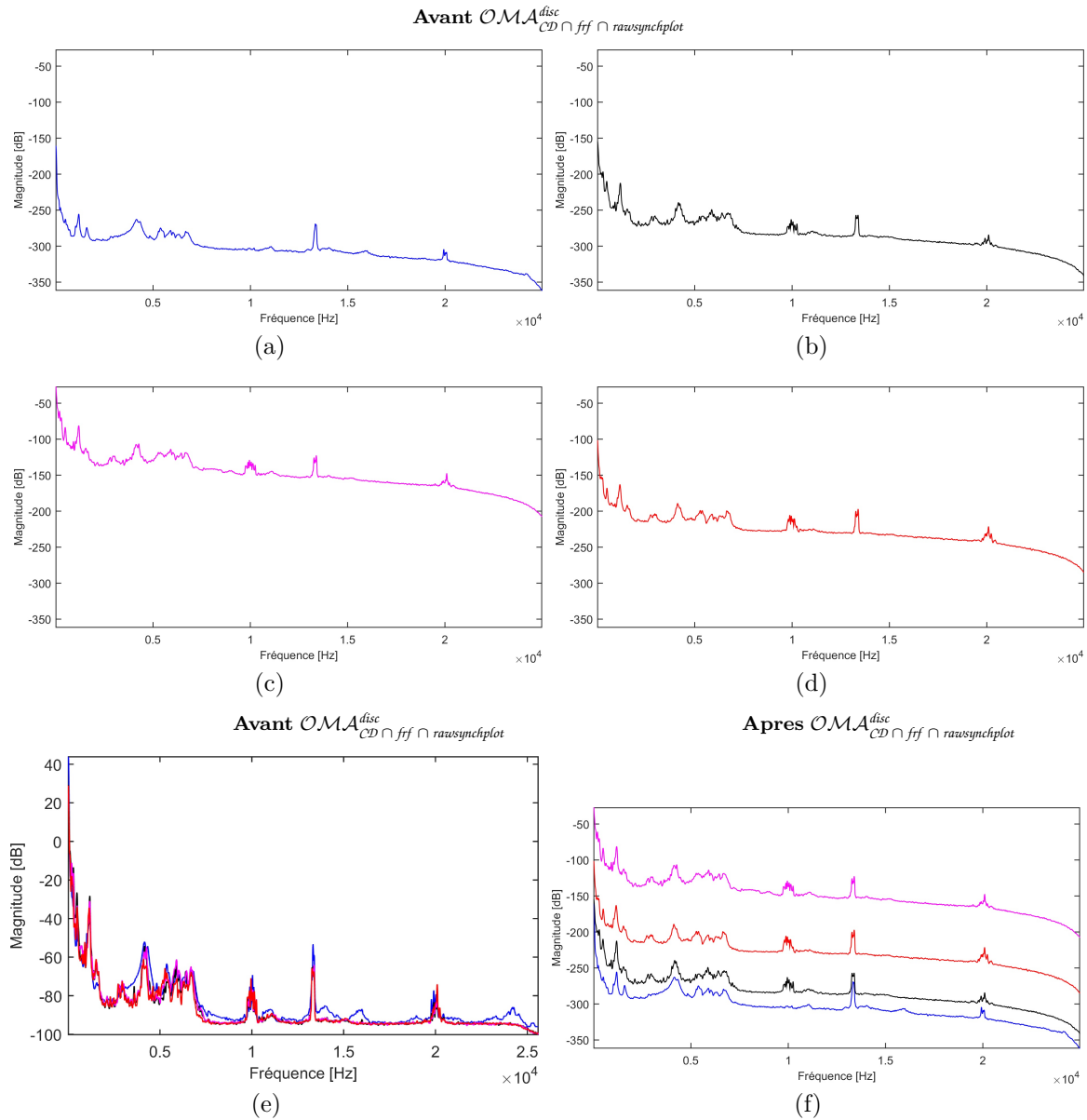


FIGURE 5.6 – Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 1/2).

Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – AccZ13pv

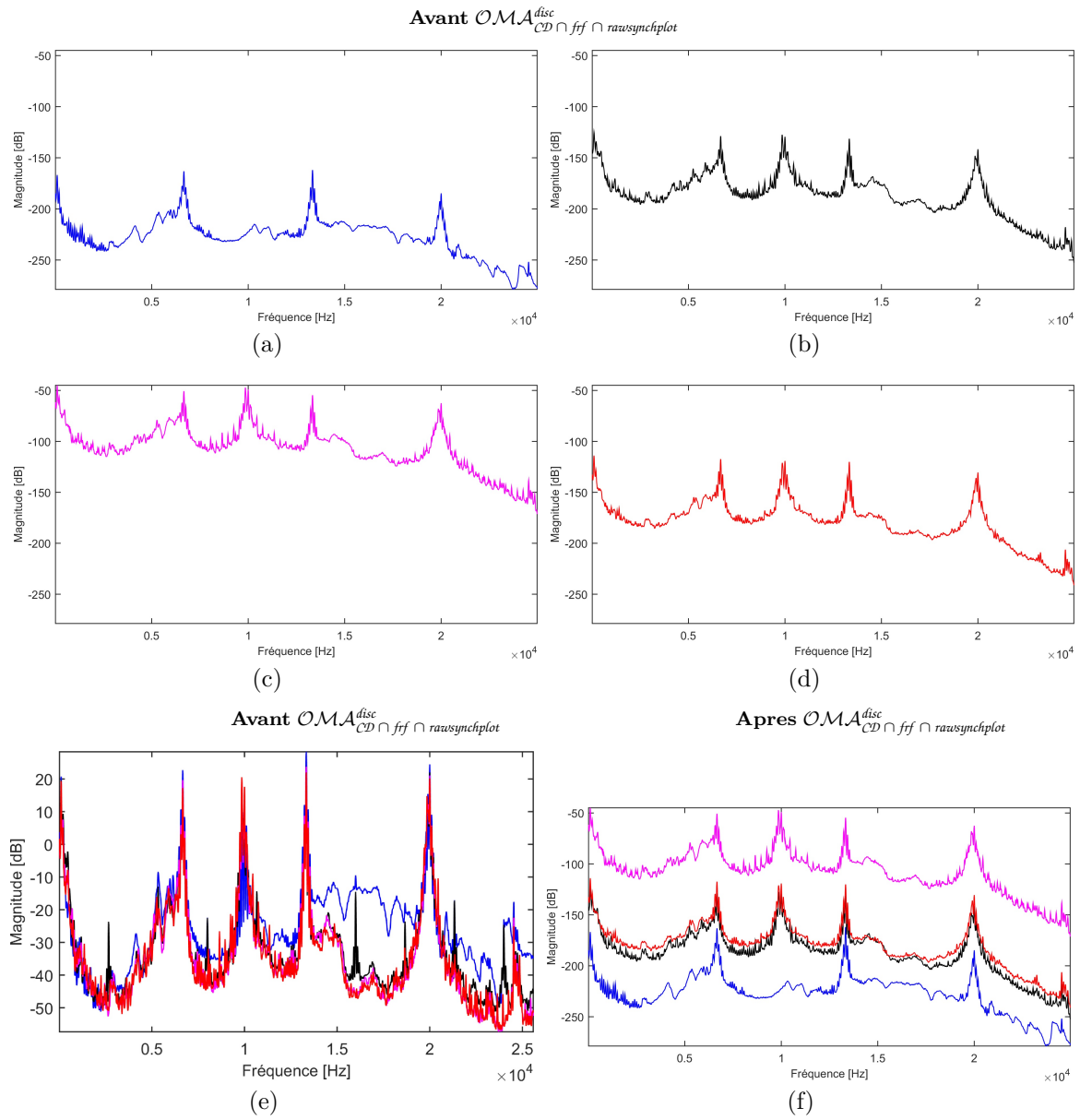


FIGURE 5.7 – Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 2/2).

5.4 Étude des signaux bruts (TRAD)

Dans la suite, les 4 différents niveaux de tension sont étudiés et les figures dans les 4 cas sont à la même échelle. Seule l'échelle apparaît sur la figure de la tension normale $T_{0_{co}}$ (courbe en bleu). En-dessous de chaque figure, des critères statistiques sont calculés le long du vecteur caractérisant chaque courbe (à chaque couleur correspond une valeur dans l'histogramme des résultats). Le tableau 5.1 résume l'ensemble des critères sachant que les définitions mathématiques sont en annexe 5.6, 5.7 et 5.8. Ceci est valable pour le reste du chapitre.

TABLE 5.1 – Liste des critères statistiques.

Critères temporels		Critères fréquentiels	
Symbole	Définition	Symbole	Définition
$cl_{SC(i)}$	Facteur de clérance	$negme_{SC(vii)}$	Negentropie basée sur la moyenne
$cr_{SC(ii)}$	Facteur de crête	$sumaPic_{SC(xi)}$	Somme des amplitudes des 15 premiers pics maximum
$im_{SC(iii)}$	Facteur d'impulsivité		
$jb_{SC(iv)}$	Statistique Jarque-Berra		
$rms_{SC(ix)}$	Valeur rms		

Dans cette section sur l'étude des signaux bruts, nous exploitons les mesures expérimentales enregistrées à partir de 5 capteurs différents : $\mathbf{AccZ}_{4_{pa}}$, $\mathbf{Jau}_{5_{pa}}$, $\mathbf{AccX}_{6_{co}}$, $\mathbf{Jau}_{11_{pv}}$ et $\mathbf{AccZ}_{13_{pv}}$. Notons que les figures correspondant aux résultats des capteurs $\mathbf{AccX}_{6_{co}}$, $\mathbf{Jau}_{11_{pv}}$ et $\mathbf{AccZ}_{13_{pv}}$ seront visibles en annexe 5.13. Le temps global d'acquisition est de 10 s mais nous présenterons les résultats sur 3 s, avec une analyse graphique plus aisée en particulier dans le domaine temporel (fréquence d'échantillonnage de 51200 Hz). Les mesures sont faites simultanément sur l'ensemble des capteurs, dans des conditions de régime stationnaire. La poulie motrice est entraînée à la vitesse lente de 25 Hz (informations sur la cinématique données dans les tableaux 5.11 et 5.12). Les graphiques sont tirés de l'application de la procédure 23 ($\mathcal{R}AWSTG_{stat}^{bench\ data}$) basée sur les signaux bruts non re-échantillonnées (voir ensemble des procédures du tableau 5.9).

L'accéléromètre côté poulie accessoire est étudié dans les figures 5.8 et 5.9. Nous avons de gauche à droite respectivement le signal temporel, son spectre (échelle logarithmique) et son spectre d'enveloppe. A la tension normale $T_{0_{co}}$, le signal accélérométrique est complexe et cette complexité diminue avec la tension de telle sorte que l'on finisse par voir apparaître une période particulière (pour $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$). Elle caractérise les tours de la poulie accessoire ($\mathbf{P}_{ROT_{pa}} \simeq 0,065\ s = \frac{1}{15,27\ Hz}$). L'étude spectrale peut être résumée par un zoom dans la plage fréquentielle [0;100] Hz. Nous retrouvons entre 10 et 20 Hz la fréquence de rotation de la poulie accessoire dans un spectre riche en harmonique, lequel est dominé par les fréquences « somme rigidité » côté poulies accessoire $\mathbf{F}_{BENDSU_{pa}}$ ($\simeq 78,27\ Hz$) et vilebrequin $\mathbf{F}_{BENDSU_{pv}}$ ($\simeq 96,18\ Hz$). Sans aucun pré-traitement, la \mathcal{SES} est dominée par les fréquences « somme rigidité » à la tension normale et en cas de perte de tension, ce sont les raies de la poulie accessoire $\mathbf{F}_{ROT_{pa}}$ que l'on reconnaît. La majeure partie des critères statistiques sont sensibles au changement dans le signal temporel mais le critère jb marque nettement la différence entre l'état $T_{0_{co}}$ et les autres $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$, ce qui valide sa capacité à distinguer les cas de signaux à nature impulsive. L'autre cas sur lequel les \mathcal{CI} peuvent être utilisés efficacement est dans le spectre d'enveloppe où l'on observe la tendance croissante des critères sensibles aux variations affectant la globalité du signal. Seul le : $rms_{SC(ix)}$ correspond. Pour cet accéléromètre, il semble que les vibrations soient dominées par les fréquences « somme rigidité » des poulies et dès la 1^{re} distension. Ces vibrations proviennent principalement des tours des poulies accessoire et des rigidités des poulies. Avec la perte de tension, un aléa tend à apparaître sur les tours de la poulie considérée.

Les représentations temporelle et fréquentielle du capteur $\mathbf{Jau}_{5_{pa}}$ sont visibles sur les figures 5.10 et 5.11.

Quelle que soit la tension choisie, la forme reste globalement la même excepté son rapport cyclique qui tend à diminuer avec la perte de tension. La version spectrale est plus épurée et composée principalement de la fréquence fondamentale et des nombreux harmoniques de la poulie accessoire $\mathbf{F}_{\text{ROT}_{\text{pa}}}$ (15,27 Hz). Nous obtenons une \mathcal{SES} similaire à la précédente où la fréquence cyclique principale est liée à la poulie accessoire. Quand la courroie est normalement tendue, il y a surtout les fréquences de rotation de la courroie, des brins et de la poulie vilebrequin. Comme pour l'accéléromètre, le signal brut de la jauge, issu de la poulie accessoire, indique que les fluctuations répétitives (mais de courtes durées), dans les contraintes imposées par les tours de la poulie accessoire, augmentent progressivement avec les tensions $T_{-1_{\text{co}}}$, $T_{-2_{\text{co}}}$ et $T_{-3_{\text{co}}}$. A tension normale, nous percevons davantage les fréquences du roulement de la poulie accessoire ($\mathbf{F}_{\text{BPFO}_{\text{pa}}} \simeq 40,5 \text{ Hz}$).

Les résultats des autres capteurs sont en annexe 5.13. Concernant l'accéléromètre fixé sur le bâti $\text{AccX}_{6_{\text{co}}}$, ses signaux sont complexes et la forme générale se résume à un motif répétitif dès l'abaissement de la tension. Nous y reconnaissons la période de la poulie accessoire $\mathbf{F}_{\text{ROT}_{\text{pa}}}$. Le spectre se compose du fondamental et des harmoniques de cette fréquence tandis que le cepstre est représenté globalement par les rhamoniques de la poulie vilebrequin $\mathbf{P}_{\text{ROT}_{\text{pv}}}$. Dans le spectre d'enveloppe, nous constatons des raies équivalentes à la fréquence de rotation des brins de courroie ($\mathbf{F}_{\text{SPANS}_{\text{co}}} \simeq 8,64 \text{ Hz}$) et avec la distension, cela tend à disparaître. Pour une surveillance par \mathcal{CI} , il conviendrait d'utiliser le cepstre dans lequel $j\hat{b}_{\mathcal{SC}(iv)}$ et $rms_{\mathcal{SC}(ix)}$ sont pleinement discriminants. Le niveau vibratoire à proximité du bâti augmente avec la perte de tension et le comportement cyclique global est lié à la rotation de la poulie accessoire.

La jauge de contraintes $\mathbf{Jau}_{11_{\text{pv}}}$ côté poulie vilebrequin paraît très sensible aux différents cas de tension et ceci est validé par l'analyse temporelle qui présente des profils toujours dépendant de chaque tension. Il y a une égalisation progressive des amplitudes des signaux temporels. Le spectre montre au fur et à mesure des fréquences liées aux rotations des brins, de la poulie accessoire puis de la vilebrequin. Le cepstre apporte peu d'informations alors que le spectre d'enveloppe est globalement marqué par les raies des tours de la courroie ($\mathbf{F}_{\text{SPANS}_{\text{co}}}$) et de la poulie accessoire ($\mathbf{F}_{\text{ROT}_{\text{pa}}}$). Les \mathcal{CI} ont une très bonne correspondance sur le signal temporel et les $\mathcal{C}_{\mathcal{SC}(i)}$, $j\hat{b}_{\mathcal{SC}(iv)}$ et $rms_{\mathcal{SC}(ix)}$ tandis que l'ensemble des \mathcal{CI} est efficace sur la \mathcal{SES} . Il va s'en dire que de nombreuses contraintes aléatoires de nature répétitive (surtout brin et poulie accessoire) siègent à proximité de l'arbre de la poulie vilebrequin et celles-ci ont de moins en moins d'influence avec la perte de tension.

Sur le capteur $\text{AccZ}_{13_{\text{pv}}}$, le signal temporel analysé dans le cas de la tension normale est très impulsif par rapport aux autres scénarios. Différentes fréquences caractéristiques sont visibles sur le spectre. A la tension $T_{-3_{\text{co}}}$, la fréquence fondamentale et les harmoniques de la poulie vilebrequin sont dominantes. Alors que le cepstre reste bien représenté par les rhamoniques de la poulie accessoire, le spectre d'enveloppe présente les raies relatives aux fréquences cycliques de la poulie vilebrequin. Mis à part pour le spectre, plus de la moitié des \mathcal{CI} font une bonne discrimination des signaux. Ces résultats laissent à penser qu'à proximité de la poulie accessoire, il y a de grandes vibrations provenant des rigidités des poulies et des rotations de la poulie accessoire.

Cette première étude apporte de nombreuses informations. Il semble que si l'on souhaite suivre un élément tournant en particulier, il est préférable de placer les capteurs au plus près de celui-ci. Par exemple, les phénomènes affectant les brins sont bien visibles sur le capteur du bâti (proche des brins) et très peu marqués sur les autres capteurs. D'autre part, il peut être nécessaire de choisir un domaine d'étude adapté (temporel, fréquentiel, cepstral ou d'enveloppe) et un critère statistique spécifique (jauge de contraintes de la poulie accessoire). Cependant, les approches temporelle, ceptrale et d'analyse d'enveloppe paraissent plus adaptées pour caractériser les variations de tension. Quand le capteur est bien placé, les \mathcal{CI} (en tant que critères globaux) donnent généralement de bons résultats, comme nous l'avons vu dans le cas de l'accéléromètre côté poulie vilebrequin.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – $AccZ_{4pa}$

*ANGRESAMP*_{counter} (procedure 23)

Signal temporel

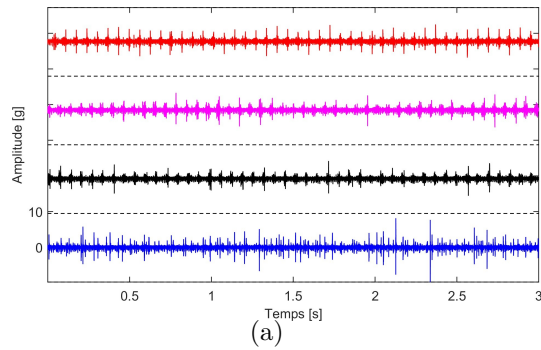


FIGURE 5.8 – Signaux temporels.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – $AccZ_{4pa}$

*ANGRESAMP*_{counter} (procedure 23)

spectre associe

\mathcal{SES} associee

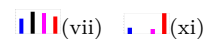
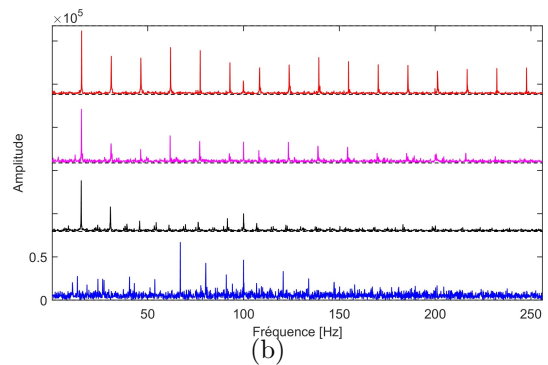
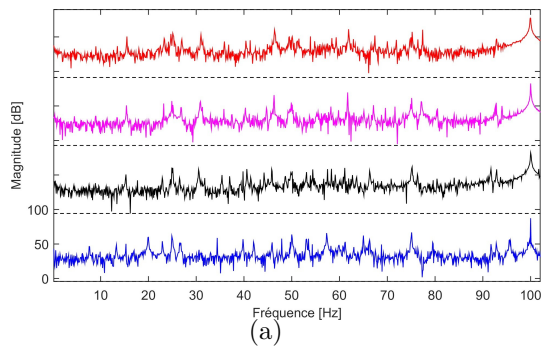
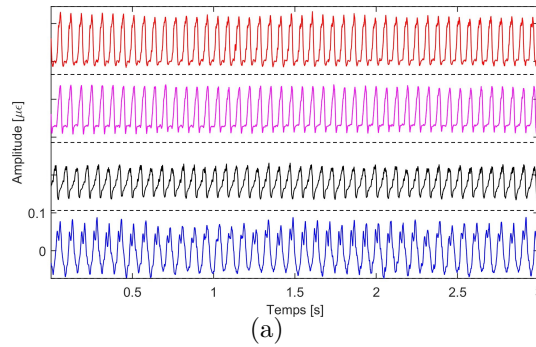


FIGURE 5.9 – Spectres des signaux temporels et de leur enveloppe respective.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{5_{pa}}

ANGRESAMP_{counter} (procedure 23)

Signal temporel



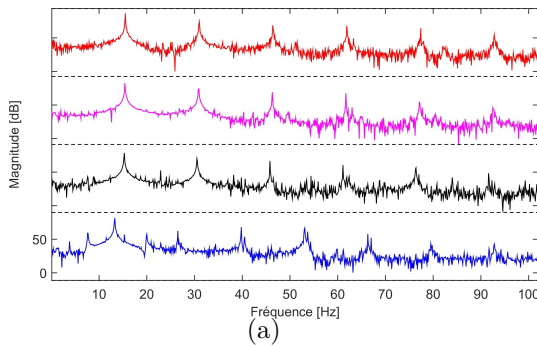
(i) (ii) (iii) (iv) (ix)

FIGURE 5.10 – Signaux temporels.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{5_{pa}}

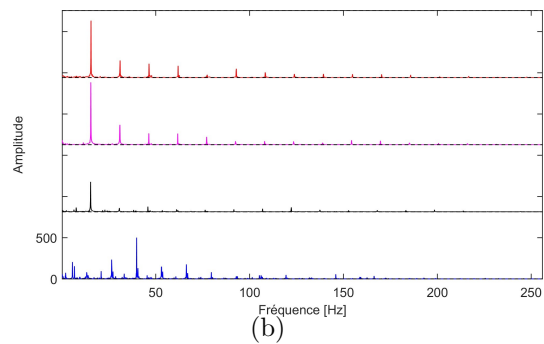
ANGRESAMP_{counter} (procedure 23)

Spectre associe



(vii)

SES associe



(vii) (vii)

FIGURE 5.11 – Spectres des signaux temporels et de leur enveloppe respective.

5.5 Exploitation des coefficients des cartes temps-fréquence (TIFR)

Dans cette partie, nous cherchons à exploiter la modulation dans les signaux de transmissions par courroie de telle sorte à être capable de différencier les différents scénarios de tension. Pour cela, nous calculons la *TFFT* du signal brut de chaque capteur parmi **AccZ_{4_{pa}}**, **Jau_{5_{pa}}**, **AccX_{6_{co}}**, **Jau_{11_{pv}}** et **AccZ_{13_{pv}}**. Les coefficients de chaque carte sont sommés le long des fréquences et nous calculons à partir de ces derniers, le spectre et cepstre associés. Cela correspond à l'application des traitements numériques de la **procédure 18** et de la **procédure 20** respectivement. Dans la suite, nous faisons une analyse comparative de ces deux approches temps-fréquence. Les signaux expérimentaux sont les mêmes qu'à la section précédente. Une idée des périodes et fréquences caractéristiques sont recensées sur les tableaux 5.11 et 5.12. **Notons que les figures correspondant aux résultats des capteurs AccX_{6_{co}}, Jau_{11_{pv}} et AccZ_{13_{pv}} seront visibles en annexe 5.14.**

Le capteur accélérométrique **AccZ_{4pa}** (placé côté poulie accessoire) a été analysé dans les figures 5.12 et 5.13. La figure 5.13 confirme que les motifs répétitifs qui apparaissent au fur et à mesure des distensions de la courroie sont le résultat d'une modulation croissante dans les signaux. Celles-ci sont inhérentes à la fréquence de rotation de la poulie accessoire **F_{ROT_{pa}}** (15,27 Hz). Le spectre est dominé par la fondamentale et ses harmoniques dans les cas de tension $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$. La somme des coefficients et leur spectre sont visibles sur les figures respectives 5.14 et 5.15, pour le capteur **Jau_{5pa}**. Comme dans le cas précédent, le même motif répétitif se retrouve dans le cas de distension, avec un rapport cyclique qui diminue progressivement. La jauge de contraintes donne des spectres de signaux où se caractérise nettement les fréquences de la poulie accessoire.

Comme précisé en début de section, les résultats des autres capteurs sont en annexe. Le signal accélérométrique **AccX_{6co}** est similaire aux résultats des capteurs côté poulie accessoire. Le point d'intérêt est la fréquence des brins dont la fréquence fondamentale (et ses harmoniques) et le rhamonique associé augmentent avec la distension : $\mathbf{F}_{\text{SPANS}_{co}} = 8,64 \text{ Hz} \simeq \frac{1}{0,11 \text{ s}}$.

L'analyse des signaux du côté de la poulie vilebrequin (**Jau_{11pv}** et **AccZ_{13pv}**) montre qu'il y a une modulation liée aux rotations de la poulie vilebrequin. Le signal de jauge de contraintes est plus difficile à exploiter. L'analyse globale des critères statistiques (**SC**) révèle leur intérêt pour l'étude de la somme des coefficients. Ces critères restent inefficaces dans le domaine spectral. L'une des principales conclusion de cette section est qu'il y a des phénomènes de modulations liées aux rotations des poulies, de la courroie et des brins de courroie. Toutefois, chaque modulation est très largement dominante à proximité de l'élément considéré. Dans des études supplémentaires, nous étudierons les bandes affectées par le phénomène de modulation car dans notre technique, il y a une somme des coefficients sur toute la bande fréquentielle..

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – **AccZ_{4pa}**

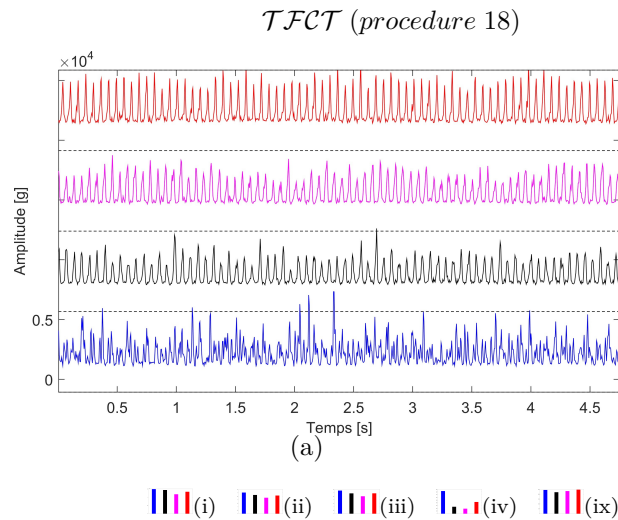


FIGURE 5.12 – Somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – AccZ_{4pa}

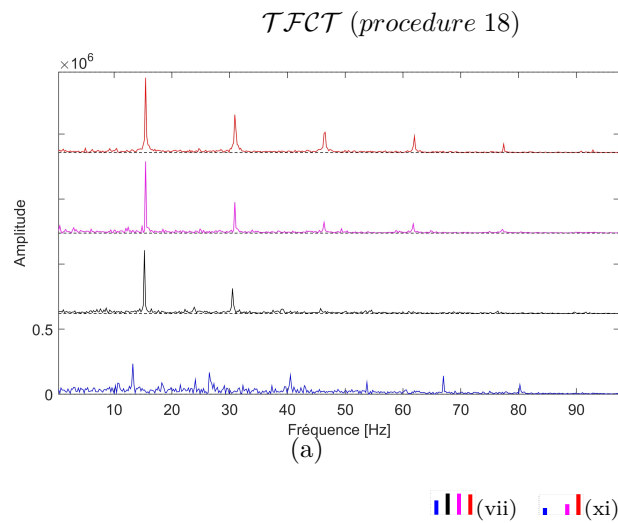


FIGURE 5.13 – Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{5pa}

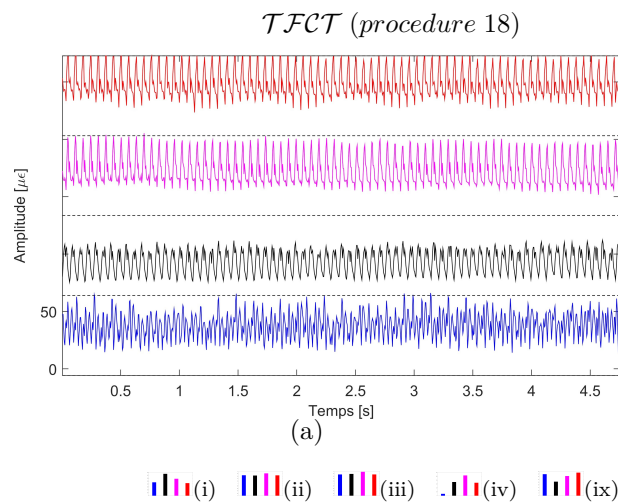


FIGURE 5.14 – Somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{5_{pa}}

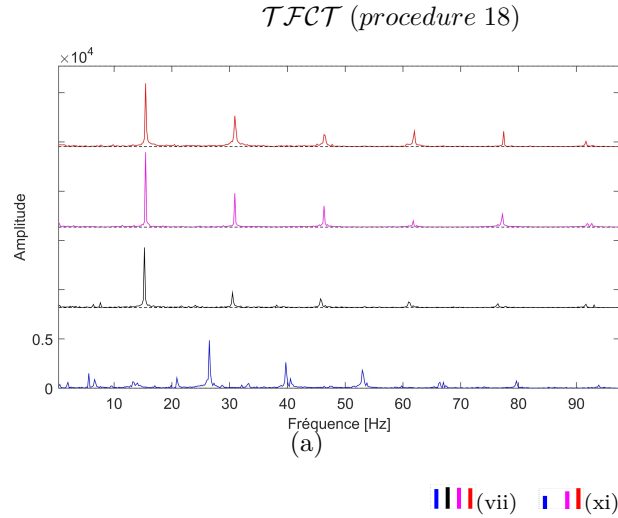


FIGURE 5.15 – Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences extraits à partir des cartes temps-fréquences respectives.

5.6 Exploitation des composantes aléatoires (CS2)

Nous continuons notre analyse des signaux séparés en utilisant d'autres méthodes plus élaborées pour l'extraction de la composante CS2. Les conditions de travail sont les mêmes que précédemment. Les résultats proviennent des mesures effectuées sur les 5 capteurs suivants : **Cod256_{1_{pa}}**, **AccZ_{4_{pa}}**, **Jau_{5_{pa}}**, **Jau_{11_{pv}}** et **AccZ_{13_{pv}}**. Notons que les figures correspondant aux résultats des capteurs **Cod256_{1_{pa}}**, **Jau_{11_{pv}}** et **AccZ_{13_{pv}}** seront visibles en annexe 5.15. Les figures présentent 4 cas de figures. Dans le premier, nous présentons le signal re-échantillonné ($ANGRESAMP_{counter}$) et sans aucun autre pré-traitement, qui correspond à l'application de la **procédure 23** (voir la partie 1 de l'ensemble des procédures de traitements numériques 5.10). Dans la 2^e figure, nous avons le résultat de la **procédure 2**, dans laquelle nous retirons la moyenne synchrone $\mathcal{T}SA_{sub}$ et appliquons la \mathcal{SES}_{CPW} à ce signal re-échantillonné. Nous remplaçons la \mathcal{SES}_{CPW} précédente par les techniques $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand|num| \cap env}$ (**procédure 1**) et $|SPECCOHE|_{negme \cap jb}$ (**procédure 5**) dans les résultats présentés dans les 3^e et 4^e figures. La vitesse d'entraînement est toujours de 25 Hz. Toutes les informations liées à la cinématique sont visibles dans le tableau 5.14.

Les figures 5.16 et 5.17 présentent les résultats expérimentaux, sur le signal brut provenant du capteur **AccZ_{4_{pa}}** (placé côté poulie accessoire). Il y a peu de changement entre la \mathcal{SES} du signal re-échantillonné (figure 5.16 (a)) et celles des signaux pré-traités avec la \mathcal{SES}_{CPW} (**procédure 2**) en figure 5.16 (b), la $DCOIS_{stat \cap cauchy}^{rand|num| \cap env}$ (**procédure 1**) en figure 5.17 (a) et la $|SPECCOHE|_{negme \cap jb}$ (**procédure 5**) en figure 5.17 (b). Les méthodes de blanchiment ont un apport substantiel pauvre sur l'analyse d'enveloppe des signaux de ce capteur. Néanmoins, les amplitudes des raies n'ont pas les mêmes valeurs. Les courbes de tensions étant à la même échelle, nous constatons sur chaque figure qu'avec l'augmentation de la distension de la courroie apparaissent de plus en plus de raies spectrales dominantes liées au tour de la poulie accessoire ($\mathbf{F}_{ROT_{pa}} = 1 \text{ Hz}^{ordre}$). Dans le cas de la tension normale $T_{0_{co}}$, les 3^{re} premières figures montrent clairement les harmoniques 5 et 6 de la fréquence de rotation de la poulie accessoire ($5 \cdot \mathbf{F}_{ROT_{pa}}$ et $6 \cdot \mathbf{F}_{ROT_{pa}}$). Cette dernière fréquence domine le spectre d'enveloppe à la figure 5.17 (b) tout en étant modulée par la fréquence de rotation des brins de courroie ($\mathbf{F}_{SPANS_{co}} = 0,56 \text{ Hz}^{ordre}$). Quant aux critères statistiques calculés sur chaque courbe, ils croissent ou décroissent avec la diminution de la tension, dès que l'on n'englobe pas le cas de la tension normale $T_{0_{co}}$. Ceci indique que la majeure partie des critères est plus apte à suivre les variations dans la \mathcal{SES} lorsqu'ils sont de nature uniforme.

Les exemples d'application, sur le capteur $\mathbf{Jau}_{5_{pa}}$, de l' $\mathcal{ANGRESAMP}_{counter}$ (**procédure 23**), de la \mathcal{SES}_{CPW} (**procédure 2**), de la $\mathcal{DCOIS}_{stat \cap cauchy}^{and}$ (**procédure 1**) et de la $\mathcal{SPECCOHE}_{negme \cap jb}$ (**procédure 5**) sont visibles sur les figures 5.18 (a), (b), 5.19 (a) et (b) respectivement. Nous sommes marqués par les grandes différences de courbes de la \mathcal{SES} à la tension normale $T_{0_{co}}$. Dans cette dernière configuration, la \mathcal{SES} du signal re-échantillonné non pré-traité à la figure 5.18 (a), obtenue sur la jauge de contraintes du côté poulie accessoire $\mathbf{Jau}_{5_{pa}}$, a des fréquences cycliques relatives au tour de la poulie accessoire ($\mathbf{F}_{ROT_{pa}} = 1 \text{ Hz}^{ordre}$) et son roulement (notamment $\mathbf{F}_{BPFO_{pa}} \simeq 2,65 \text{ Hz}^{ordre}$). Quand le signal est pré-traité, il apparaît nettement la fréquence « somme rigidité » côté poulie accessoire ($\mathbf{F}_{BENDSU_{pa}} \simeq 5,12 \text{ Hz}^{ordre}$) et ses harmoniques 1, 2 et 3 (distinctes sur les figures 5.18 et 5.19(b)). Les amplitudes des pics de $\mathbf{F}_{ROT_{pa}}$ augmentent avec la diminution de la tension de courroie. L'ensemble des critères statistiques semblent très discriminants. Ce qui n'est pas étonnant car les variations dans la \mathcal{SES} , avec la tension qui change, ne se font pas de manière égale (croissance ou décroissance des amplitudes) le long des fréquences du spectre.

Les résultats des autres capteurs sont en annexe (5.15). L'observation générale, quelle que soit la technique employée, montre qu'en cas de perte de tension ($T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$, $T_{-3_{co}}$), la \mathcal{SES} est dominée par la fréquence de roulement ($\mathbf{F}_{BPFI_{mo}} \simeq 6,77 \text{ Hz}^{ordre}$), elle-même modulée par la fréquence de rotation de la poulie vilebrequin ($\mathbf{F}_{ROT_{pv}} = 1,52 \text{ Hz}^{ordre}$). Quand la transmission est entraînée avec une courroie à la tension normale, les fréquences cycliques présentes sont la fréquence du tour de la poulie vilebrequin, les fréquences de roulement de côté poulie vilebrequin ($\mathbf{F}_{BPFO_{mo}} = 3,87 \text{ Hz}^{ordre}$) et la fréquence « somme rigidité » des poulies ($\mathbf{F}_{BENDSU_{pa}} \simeq 5,12 \text{ Hz}^{ordre}$ et $\mathbf{F}_{BENDSU_{pv}} \simeq 6,29 \text{ Hz}^{ordre}$). Les 2 critères $negme_{SC(vii)}$ et $rms_{SC(ix)}$ donnent une certaine tendance qui peut être aisément utilisé comme critère de surveillance des changements touchant la tension, pour ce capteur. Nous pouvons également constater que les signaux de jauges de contraintes ont une forte contribution CS1 mais présentent également un caractère CS2, mise en évidence par une analyse d'enveloppe.

Les résultats, dans leur globalité, montrent que les amplitudes des fréquences cycliques (composantes CS2) liées aux poulies accessoire et vilebrequin augmentent avec la perte de tension, de même que le nombre d'harmoniques de ces fréquences.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – $\mathbf{AccZ}_{4_{pa}}$

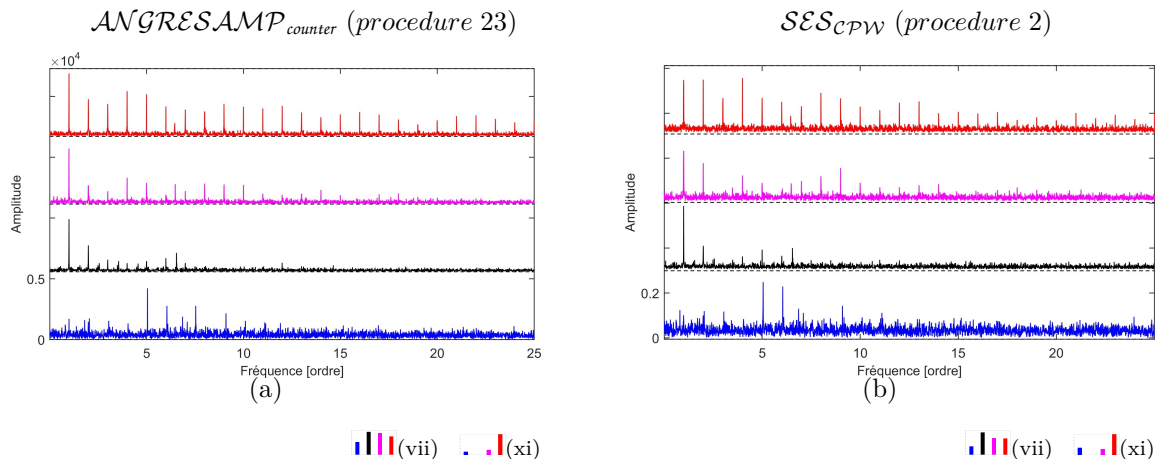


FIGURE 5.16 – Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – AccZ_{4pa}

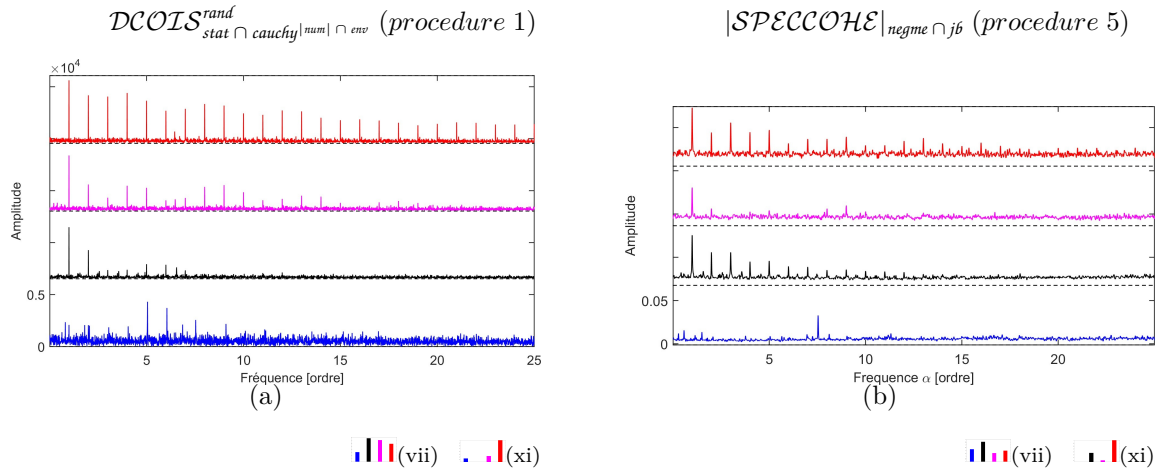


FIGURE 5.17 – Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{5pa}

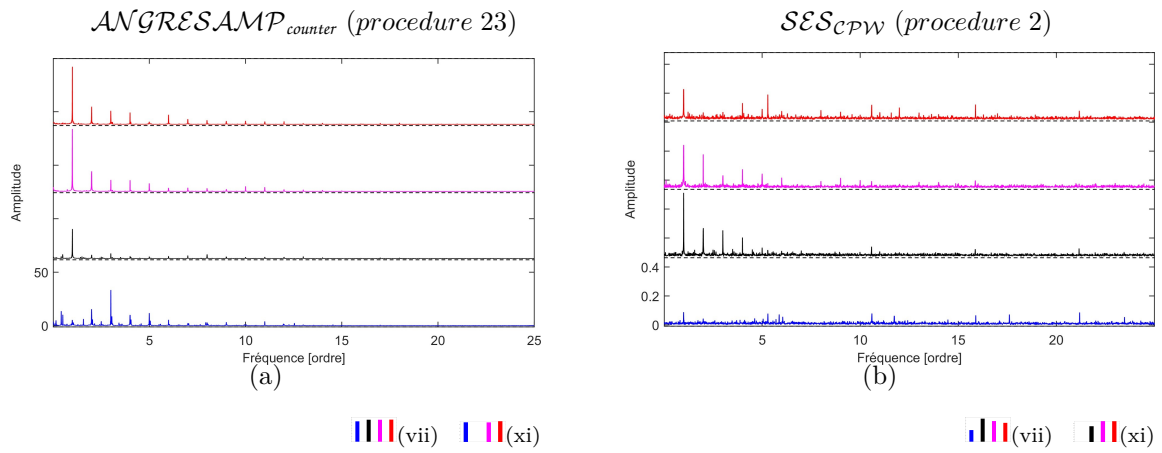


FIGURE 5.18 – Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – $\text{Jau}_{5_{pa}}$

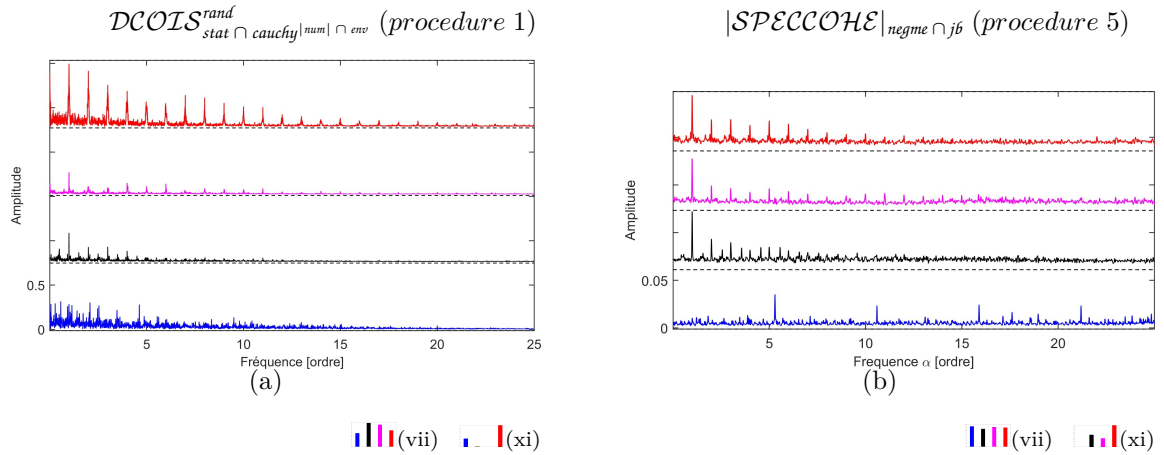


FIGURE 5.19 – Spectre d'enveloppe des signaux pré-traités.

5.7 Bilan général

Nous avons étudié le système de transmission par courroie en simulant divers scénarios :

1. à l'arrêt, et pour les 4 types différents de tension de pose ($T_{0_{co}}$, $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$) :
 - l'accéléromètre exhibe de façon plus nette la fréquence naturelle de la courroie, lorsque celle-ci est excitée. Cette fréquence naturelle sert ensuite à estimer les fréquences d'excitation des poulies (fréquences « somme rigidité »).
2. en conditions de montée en régime, et pour les 4 types différents de tension de pose ($T_{0_{co}}$, $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$) :
 - le diagramme de Campbell permet de sélectionner les plages de vitesses optimales pour entraîner un système de transmission par courroie en conditions stables. Ces plages correspondent aux régions où les fréquences d'excitation des poulies (en particulier la poulie vilebrequin) sont éloignées de celles des fréquences cinématiques (éléments tournants).
 - alors que de nombreuses méthodes requièrent des traitements particuliers afin d'obtenir la fonction de transfert (test avec le marteau de choc généralement), notre étude montre que la jauge de contraintes donne une bonne estimation des fréquences naturelles du système, sans pré-traitement préalable. Les meilleurs résultats sont issus de l'ensemble des capteurs placés côté poulie vilebrequin. L'approche OMA nécessite un temps de calcul moyen ; d'où l'intérêt de la jauge de contraintes sans pré-traitement.
3. en conditions stationnaires, pour 4 types différents de tension de pose ($T_{0_{co}}$, $T_{-1_{co}}$, $T_{-2_{co}}$ et $T_{-3_{co}}$) :
 - les jauges de contraintes effectuent un filtrage passe-bas qui est bénéfique dans le cas d'étude des signaux bruités complexes comme ceux des transmissions par courroie. Les indicateurs statistiques donnent de bons résultats calculés le long du signal temporel, de son cepstre ou son spectre d'enveloppe. Les capteurs à proximité des poulies apportent de nombreuses informations utiles, en comparaison de celui posé sur le bâti. L'approche TRAD requiert un temps de calcul très négligeable et conviendrait à un usage temps réel avec les critères statistiques.
 - il y a toujours une modulation dans les signaux de transmissions par courroie. Elles proviennent autant des fréquences de rotation et d'excitation des poulies ainsi que de la fréquence de rotation des brins et de la courroie. Avec la perte de tension, on remarque une augmentation du taux de

modulation sur chaque poulie. TIFR est une approche très efficace pour le diagnostic et ne sollicite pas un temps de calcul moyen.

- plus la tension de courroie diminue, plus apparaissent les fréquences cycliques relatives aux poulies en rotation. Les amplitudes de la fréquence cyclique (et ses harmoniques) de la poulie accessoire (respectivement de la poulie vilebrequin) sont nettement observables lorsque les mesures sont effectuées du côté de l'arbre de la poulie accessoire (respectivement du côté poulie vilebrequin). L'approche CS2 demandent un temps de calcul raisonnable, pour chaque méthode implémentée excepté le calcul de la *SPECCOHE* qui reste assez gourmand en ressource.

Quelles que soient les méthodes de débruitage utilisées, le signal résiduel comporte généralement une quantité substantielle de « bruit ». Cela perturbe grandement la valeur des critères statistiques. Les critères calculés dans le domaine fréquentiel (sensible aux phénomènes périodiques ou aléatoires) semblent plus riches en informations. Il est possible de les améliorer, déterminés sur le spectre d'enveloppe \mathcal{SES} , en mesurant la partie des raies cycliques situées au-dessus du bruit général (**somme des amplitudes des raies spectrales cycliques mesurées au-dessus de la valeur moyenne**).

Conclusion générale et perspectives

L'objectif de notre travail a été de mettre en place un ensemble de procédures fiables pour comprendre les phénomènes en présence dans les systèmes de transmissions par courroie. Il existe une bibliographie importante sur ce sujet, autant dans la théorie que l'expérimentation. Cependant, ce sont des approches qui s'opposent sur quelques points bien que nous ayons tenté de les classer en 3 catégories : **analyse du contact poulie/courroie**, **étude des mécanismes de vibrations et influence de la rigidité**. Le nombre d'éléments tournants présents dans les systèmes de transmissions par courroies complexifie les méthodologie de résolution des équations du mouvement. Il est donc plus difficile d'apporter un avis sur la simulation numérique des modèles et de les comparer avec l'étude expérimentale. Dans notre cas, nous nous sommes concentré l'expérimentation.

De nombreuses méthodes existent pour s'enquérir de l'état réel d'un système de transmission par courroie. Les inspections visuel et par le toucher sollicitent un arrêt des machines. Les obligations économiques des entreprises utilisant ce type de transmission imposent une maximisation dans l'usage de machines et les arrêts doivent être justifiés. Le diagnostic en marche est donc de rigueur. Alors que l'étude des roulements et engrenages représente la majeure partie des composants diagnostiqués par les chercheurs, ingénieurs ou techniciens, très peu de travaux de recherche ont développé des approches en analyse vibratoire adapté aux courroies. Nous avons dû faire de nombreuses recherches et en tirer des conclusions, pour surveiller et analyser les signaux expérimentaux. La bibliographie a orienté le développement du banc d'essai bien que nous ayons innové sur certains points.

Entre le développement de banc d'essais, l'implémentation informatique des nombreuses techniques d'analyse vibratoire et le choix de scénarios proches des cas réels d'usages des courroies, nous avons eu à plusieurs reprises faire des choix cornéliens dans la présentation des résultats. Une tension de pose mal réglée, à l'installation du système autant qu'après un arrêt programmé, réduit énormément la durée de vie de la courroie. De plus, lorsqu'il existe des aléas dans la rotation des éléments, cela engendre obligatoirement une perte dans la puissance transmise et par conséquent un rendement moins important. Faire attention à ce paramètre est essentiel. Dans d'autres cas de figures, les éléments tournants peuvent souffrir de leur interaction avec d'autres accessoires (problème de charge et accouplement) tout comme des perturbations apparaissent avec l'usure des flancs de la courroie et par ricochet un changement dans les vitesses. Ces paramètres influent directement sur la transmission et notre étude à essayer de les quantifier.

Il est pour nous assez difficile de donner une comparaison fidèles de nos résultats par rapport à ceux de nos prédécesseurs, car ces derniers ont étudié des modèles théoriques bien simulés. Toutefois, nous avons quelques conclusions suivant l'expérimentation. Il a été clairement présenté dans les résultats du dernier chapitre que les fréquences d'excitations des poulies autant que leur rotation ont un impact certain sur la stabilité du système. Lorsque la fréquence d'excitation de la poulie vilebrequin est approximé des rotations des autres poulies de la courroie ou des fréquences naturelles de la courroie, nous observons la résonance sur tout ou partie du système.

Au niveau des arbres, la vibration ainsi que les contraintes sont liées aux rotations des poulies.

Notre travail n'est pas exhaustif car il y a encore beaucoup à faire, notamment dans l'estimation plus précise des fréquences de rotations des poulies, des brins et de la courroie, mais aussi des roulements. La simulation du modèle théorique doit être menée à bien et comparée avec les résultats expérimentaux. Ayant développé 2 bancs d'essais, il serait judicieux d'observer les changements et données corrélées lors de l'exploitation des courroies striée et trapézoïdale. Nous avons intégré de nouveaux indicateurs plus fiables et certaines combinaisons pourraient aboutir à la redéfinition de critères plus robustes en partant des approches définies à partir du concept des ondelettes quaternioniques [LM99, SLB06, ELBS14] par exemple. Dans l'expérimentation, il faut noter que l'étude des cas défectueux (distention de la courroie) requiert normalement de faire fonctionner en continu le banc d'essai et d'effectuer des mesures à intervalles de temps réguliers, jusqu'à ce que la courroie soit complètement usée (engendrant une perte de tension) ou puisse rompre. Malheureusement, du fait de la grande fiabilité de la courroie, une étude réaliste de son usure progressive nécessiterait un temps d'acquisition extrêmement important (au moins plusieurs mois, même en cas de surcharge). C'est un travail long et difficile mais qu'il faudrait réellement étudier. Pour la thèse, nous avons des courroies de même caractéristiques mais ayant des états d'usure différents.

Conclusion

Ce travail entre dans le cadre du diagnostic de système à entraînement par courroie en particulier le problème de détection de défaut de tension. Il s'appuie sur le développement d'un banc expérimental permettant de mettre en avant ce type de problème.

Bien que les méthodes de modélisation aient été rappelées et qu'un modèle conforme au banc d'essai ait été développé, le travail a été orienté vers des méthodes des méthodes d'analyse sans modèles découlant de l'analyse spectrale. Ce choix résulte, d'une part de la difficulté de recalage de modèle sur une expérimentation donnée et d'autre part, sur la complexité de la modélisation qui doit être revue dès que l'on change de systèmes. Nous avons rappelé toutes une panoplie de méthodes qui peut conduire à fournir des indicateurs pertinents de dysfonctionnement ou dégradation et appliqué ces indicateurs sur des données expérimentales provenant du banc d'essai.

Le bilan de ce travail se concrétise donc par : La réalisation d'un banc d'essai opérationnel d'un système d'entraînement par courroie paramétrable en vitesse, charge et tension de courroie. L'exploitation de différents capteurs pour le diagnostic, et la démonstration que des jauges de contraintes pouvaient être aussi pertinentes que des accéléromètres en particulier pour les basses vitesses. Ce type de capteurs porte une information moins riche mais totalement adaptée à ce type de diagnostic qui nécessite moins de prétraitement pour éliminer les contributions de signal inhérentes à d'autres phénomènes issus du banc d'essai.

La mise en évidence de caractéristiques cyclostationnaires à l'ordre 1 et surtout 2 non exploitées à ce jour pour le diagnostic de système de transmission par courroie et qui résultent de phénomènes de glissement introduisant une certaine forme d'aléas dans les fréquences de rotation transmises. Ce type de cyclostationnarité à l'ordre deux peut-être mis en évidence par toutes les méthodes exploitant l'enveloppe du signal qu'il soit de nature vibratoire ou issu de jauges de contraintes.

Plus la courroie est distendue, plus les harmoniques des fréquences de rotation apparaissant sur les spectres d'enveloppe augmentent en énergie et en nombre.

Perspectives

Le constat fait que des indicateurs basés sur l'exploitation des harmoniques des fréquences de rotation prise sur l'enveloppe des signaux enregistrés, il serait bon de progresser sur l'analyse de la corrélation de l'évolution

de ce type d'indicateur avec l'évolution du défaut, cette problématique entre dans la thématique que l'on appelle pronostic.

Seul le défaut de distension a été vraiment analysé, il serait bon d'étudier le vieillissement d'une courroie, celui-ci conduit à des effet similaires mais d'autre phénomène mériterait d'être analyser en particulier la modification de la trajectoire de la courroie résultant de la déformation de son profil

Annexe

5.8 Détermination de l'inertie des brins de courroie

Plusieurs approximations peuvent être faites afin de déterminer la valeur du moment d'inertie des brins de courroies [Neu13]. Si nous considérons le cas des courroies striées dont l'épaisseur est assez faible, le moment d'inertie est obtenue par la formule 5.1 :

$$I = \frac{1}{12}lh^3 \quad (5.1)$$

où l et h représentent respectivement la largeur et la hauteur de la courroie. Par exemple, pour une courroie striée ayant les caractéristiques suivantes ($h = 0,017$ cm et $l = 0,0035$ cm), le moment d'inertie au niveau des brins sera alors de : $I = \frac{1}{12} (0,017) (0,0035)^3 = 1,73542 \cdot 10^{-8} \text{ kg.m}^2$

5.9 Informations sur le matériel expérimental

TABLE 5.2 – Désignations et autres détails sur le matériel.

COMPOSANTS DE LA TRANSMISSION		
N°	ÉLÉMENT	INFORMATIONS COMPLÉMENTAIRES
1	<i>Moteur charge</i>	Neckar synchrone DC G865-0000-8205,
	<i>poulie menée</i>	fréquence : 50 Hz, vitesse : 3000 tr/min, puissance $\mathbf{W}_{i_{pa}}$: 0,0722 kW.
2	<i>Poulie menée</i>	Type striée, 7 stries, largeur : 0,024 m,
		1 roulement SKF 6203-2Z, d : 0,017 m, D_{pa} : 0,04 m, B_{pa} : 0,012, ψ_{pa} : 0 °, NB_{pa} : 7, BD_{pa} : 0,0069 m, PD_{pa} : 0,0285 m.
3	<i>Courroie</i>	Type Gates Micro-V XK 5PK1220 428 PP 170, 5 stries, longueur : 1,193 m, masse $\mathbf{M}_{i_{co}}$: 0,109 kg, masse linéaire $\mathbf{m}_{i_{co}}$: 0,089344 kg/m, coefficient d'inertie : 1,433e-09 kg/m ³ ,
		épaisseur : 0,017 m, largeur : 0,0035 m.
4	<i>Poulie menante</i>	Type striée, 5 stries, diamètre : 0,071 m, largeur : 0,022 m.
5	<i>Moteur charge</i>	TEE Electric asynchrone QS 63M2B ALMO,
	<i>poulie menée</i>	fréquence : 50 Hz, vitesse : 2800 tr/min, puissance : 0,25 kW, 2 roulements SKF 6201-2Z, d_{pv} : 0,012 m, D_{pv} : 0,032 m, B_{pv} : 0,007 m, ψ_{pv} : 0 °, NB_{pv} : 7, BD_{pv} : 0,006 m, PD_{pv} : 0,022 m.
6	<i>Variateur</i>	Type YASKAWA V1000,
	<i>contrôle vitesse</i>	fréquence : 50 Hz, puissance $\mathbf{W}_{i_{pv}}$: 0,0722 kW.

TABLE 5.3 – Détails sur les capteurs utilisés dans la chaîne d'acquisition.

LISTE DES CAPTEURS					
N°	ÉLÉMENT	SYMBOLE	DÉFINITION	MODÈLE	SENSIBILITÉ
1	<i>Moteur charge poulie menée</i>	-	-	-	-
2	<i>Poulie menée</i>	Cod256_{1pa}	Codeur incrémental	Heidenhain 376 886-1K ROD 486, +/- 5V	4096 ppt
		AccX_{2pa}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		AccY_{3pa}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		AccZ_{4pa}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		Jau_{5pa}	Jauge de contraintes	uniaxial ICP piézoélectrique 740B02	50 mV/ $\mu\epsilon$
3	<i>Courroie</i>	AccX_{6co}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		AccY_{7co}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		AccZ_{8co}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		Tach_{9co}	Tachymètre optique	2981 CCLD Bruel et Kjaer	-
4	<i>Poulie menante</i>	Tach_{10pv}	Tachymètre optique	2981 CCLD Bruel et Kjaer	-
		Jau_{11pv}	Jauge de contraintes	uniaxial ICP piézoélectrique 740B02	50 mV/ $\mu\epsilon$
		AccX_{12pv}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		AccZ_{13pv}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		AccY_{14pv}	Accéléromètre	triaxial ICP piézoélectrique 356A02	10 mV/g
		Mic_{15co}	Microphone	130E20	45 mV/Pa
5	<i>Moteur charge poulie menée</i>	-	-	-	-
6	<i>Variateur contrôle vitesse</i>	-	-	-	-

5.10 Informations sur la cinématique

TABLE 5.4 – Formules.

FORMULES		
N°	ÉLÉMENT	DÉTAILS
2	Poulie menée	$\mathbf{F}_{\text{ROT}_{pa}} = \frac{1}{P_{\text{ROT}_{pa}}}, \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}} = \frac{\mathbf{F}_{\text{ROT}_{pa}}}{60}, \mathbf{F}_{\text{BEND}_{pa}} = \frac{360\mathbf{V}_{\text{LIN}_{co}}}{2\pi r_{ipa} \alpha_{ipa}},$
		$\mathbf{F}_{\text{BENDSU}_{pa}} = \mathbf{F}_{\text{BEND}_{pa}} + \mathbf{F}_{\text{NATTV}_{co}}, \mathbf{F}_{\text{FTF}_{pa}} = \frac{\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}}{2} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pa}}{\mathbf{PD}_{pa}} \cos(\psi_{pa})\right),$
		$\mathbf{F}_{\text{BSF}_{pa}^{\cup o}} = \frac{\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}}{2\mathbf{BD}_{pa}} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pa}}{\mathbf{PD}_{pa}} \cos(\psi_{pa})\right)^2,$
		$\mathbf{F}_{\text{BSF}_{pa}^{\cap o}} = \frac{\mathbf{PD}_{pa} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}}{2\mathbf{BD}_{pa}} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pa}}{\mathbf{PD}_{pa}} \cos(\psi_{pa})\right)^2,$
		$\mathbf{F}_{\text{BPFO}_{pa}} = \frac{\mathbf{NB}_{pa} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}}{2} \left(1 + \frac{\mathbf{BD}_{pa}}{\mathbf{PD}_{pa}} \cos(\psi_{pa})\right),$
		$\mathbf{F}_{\text{BPFI}_{pa}} = \frac{\mathbf{NB}_{pa} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}}{2} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pa}}{\mathbf{PD}_{pa}} \cos(\psi_{pa})\right),$
		$\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}} = \frac{r_{ipv} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}}{r_{ipa}}, d_{ipa} = \frac{r_{ipa}}{2}, \mathbf{e}_{ipa} = \sqrt{(\mathbf{O}_{xpv} - \mathbf{O}_{xpa})^2 + (\mathbf{O}_{ypv} - \mathbf{O}_{ypa})^2},$
		$\mathbf{C}_{ipa} = \frac{\mathbf{W}_{ipa}}{\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}} \cdot \mathbf{BD}_{pa} = 0,3(D_{pa} - d_{pa}), \mathbf{PD}_{pa} = \frac{d_{pa} + D_{pa}}{2},$
3	Courroie	$\mathbf{F}_{\text{ROT}_{co}} = \frac{2\pi d_{ipa} \mathbf{F}_{\text{ROT}_{pv}}}{2\mathbf{L}_{ico}}, \mathbf{F}_{\text{SPANS}_{co}} = 2\mathbf{F}_{\text{ROT}_{co}}, \mathbf{F}_{\text{NATTV}_{co}} = \frac{1}{2\mathbf{l}_{ico}} \frac{\mathbf{T}_{ico} - m_{ico} \mathbf{V}_{\text{LIN}_{co}}^2}{\sqrt{\mathbf{T}_{ico} m_{ico}}},$
		$\mathbf{V}_{\text{LIN}_{co}} = \frac{2\pi r_{ipa} \mathbf{F}_{\text{ROT}_{pa}}}{60}, \mathbf{L}_{ico} = \mathbf{l}_{ico} + \frac{2\pi}{360} (r_{ipa} \alpha_{ipa} + r_{ipv} \alpha_{ipv}),$
		$\mathbf{T}_{ico} = 2m_{ico} \mathbf{F}_{\text{NATTV}_{co}} \mathbf{l}_{ico}^2, \mathbf{IC}_{ico} = \frac{1}{12} \mathbf{W}_{ico} \mathbf{Th}_{ico}^3.$
4	Poulie menante	$\mathbf{F}_{\text{ROT}_{pv}} = \frac{1}{P_{\text{ROT}_{pv}}}, \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}} = \frac{\mathbf{F}_{\text{ROT}_{pv}}}{60}, \mathbf{F}_{\text{BEND}_{pv}} = \frac{360\mathbf{V}_{\text{LIN}_{co}}}{2\pi r_{ipv} \alpha_{ipv}},$
		$\mathbf{F}_{\text{BENDSU}_{pv}} = \mathbf{F}_{\text{BEND}_{pv}} + \mathbf{F}_{\text{NATTV}_{co}}, \mathbf{F}_{\text{FTF}_{pv}} = \frac{\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}}{2} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pv}}{\mathbf{PD}_{pv}} \cos(\psi_{pa})\right),$
		$\mathbf{F}_{\text{BSF}_{pv}^{\cup o}} = \frac{\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}}{2\mathbf{BD}_{pv}} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pv}}{\mathbf{PD}_{pv}} \cos(\psi_{pa})\right)^2,$
		$\mathbf{F}_{\text{BSF}_{pv}^{\cap o}} = \frac{\mathbf{PD}_{pv} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}}{2\mathbf{BD}_{pv}} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pv}}{\mathbf{PD}_{pv}} \cos(\psi_{pa})\right)^2,$
		$\mathbf{F}_{\text{BPFO}_{pv}} = \frac{\mathbf{NB}_{pv} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}}{2} \left(1 + \frac{\mathbf{BD}_{pv}}{\mathbf{PD}_{pv}} \cos(\psi_{pa})\right),$
		$\mathbf{F}_{\text{BPFI}_{pv}} = \frac{\mathbf{NB}_{pv} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}}{2} \left(1 - \frac{\mathbf{BD}_{pv}}{\mathbf{PD}_{pv}} \cos(\psi_{pa})\right),$
		$\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}} = \frac{r_{ipa} \mathbf{V}_{\text{ROT}_{pa}}}{r_{ipv}}, d_{ipv} = \frac{r_{ipv}}{2}, \mathbf{e}_{ipv} = \sqrt{(\mathbf{O}_{xpv} - \mathbf{O}_{xpv})^2 + (\mathbf{O}_{ypv} - \mathbf{O}_{ypv})^2},$
		$\mathbf{C}_{ipv} = \frac{\mathbf{W}_{ipv}}{\mathbf{V}_{\text{ROT}_{pv}}} \cdot \mathbf{BD}_{pv} = 0,3(D_{pv} - d_{pv}), \mathbf{PD}_{pv} = \frac{d_{pv} + D_{pv}}{2},$

TABLE 5.5 – Mesures à partir des poulies et de la courroie striée.

ARCHITECTURE, GÉOMÉTRIE ET CALCULS DIVERS									
N°	ÉLÉMENT	SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION		TENSION			
						T_0	T_{-1}	T_{-2}	T_{-3}
1	Moteur charge poulie menée	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Poulie menée	O_{xpa}	m	Coordonnée X		0	0	0	0
		O_{ypa}	m	Coordonnée Y		0,1175	0,129	0,129	0,129
		d_{ipa}	m	Diamètre		0,108	0,108	0,108	0,108
		r_{ipa}	m	Rayon		0,054	0,054	0,054	0,054
		e_{ipa}	m	Entraxe		0,46524	0,45863	0,45889	0,45553
		α_{ipa}	°	Angle d'enroulement		184,5579	184,6236	184,621	184,6551
		C_{ipa}	N.m	Couple		0,86605	0,75247	0,74478	0,74228
3	Courroie	l_{ico}	m	Longueur brin		0,46487	0,45826	0,45852	0,45516
		L_{co}	m	Longueur courroie		1,2124	1,1992	1,1997	1,193
		T_{ico}	N	Tension de pose		252,1607	176,5325	176,7359	174,1527
4	Poulie menante	O_{xpv}	m	Coordonnée X		0,465	0,458	0,458	0,455
		O_{ypv}	m	Coordonnée Y		0,1025	0,105	0,1004	0,107
		d_{ipv}	m	Diamètre		0,071	0,071	0,071	0,071
		r_{ipv}	m	Rayon		0,0355	0,0355	0,0355	0,0355
		e_{ipv}	m	Entraxe		0,46524	0,45863	0,45889	0,45553
		α_{ipv}	°	Angle d'enroulement		175,4421	175,3764	175,379	175,3449
		C_{ipv}	N.m	Couple		1,9714	1,7129	1,6954	1,6897
5	Moteur charge poulie menée	-	-	-	-	-	-	-	-
6	Variateur contrôle vitesse	-	-	-	-	-	-	-	-

TABLE 5.6 – Ensemble des indicateurs de condition (partie 1/3).

LISTE DES INDICATEURS DE CONDITION		
N°		DEFINITION
1	Statistique AD	$ad[s] = N - \frac{1}{N} su [2[1 : N] - 1 \log(\text{sort}(me[s], std[s]))]$,
2	Facteur de clérance	$cl[s] = \frac{pk[s]}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N s_n \right]^2}$,
3	Facteur de crête	$cr[s] = \frac{pk[s]}{rms[s]}$,
4	Statistique CVM	$cvm[s] = \frac{1}{12N} + \left[su \left(s - \frac{2[1:N]-1}{2N} \right) \right]^2$,
5	Energie normalisée	$ene[s] = \frac{su[s ^2]}{-su \left[\frac{ s ^2}{su[s ^2]} \log \left(\frac{ s ^2}{su[s ^2]} \right) \right]}$,
6	Energie	$ener[s] = su [s ^2]$,
7	Entropie	$ent_1[s] = -su [s \log(s)]$,
8	Entropie carrée	$ent_2[s] = -su [s^2 \log(s^2)]$,
9	Entropie cubique	$ent_3[s] = -su [s^3 \log(s^3)]$,
10	Entropie 4e	$ent_4[s] = -su [s^4 \log(s^4)]$,
11	Facteur d'impulsion	$im[s] = \frac{cl[s]}{me[s]}$,
12	Statistique Jarque-Berra	$jb[s] = \frac{\epsilon}{6} \left(skg[s]^2 + \frac{(ku[s]-1)^2}{4} \right)$,
13	Statistique KS	$ks[s] = ma \left[\frac{[1:N]-1}{N} \log(\text{sort}(me[s], std[s])) \right]$,
14	Facteur d'aplatissement	$ku[s] = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^2 \right)^2}$,
15	Maximum	$ma[s] = \max(s)$,
16	Maximum des quantiles	$mad[s] = ma \left[\left \Psi^{-1} \left[\frac{2k-1}{2J} \right] - \frac{\Psi^{-1}[0.75] - \Psi^{-1}[0.25]}{qt[0.75] - qt[0.25]} \right \cdot s - \left(\Psi^{-1}[0.75] - qt[0.75] \frac{\Psi^{-1}[0.75] - \Psi^{-1}[0.25]}{qt[0.75] - qt[0.25]} \right) \right]$ $\Psi(x) = \int_{-\infty}^x \frac{1}{\sqrt{2\pi va[x]^2}} e^{-\frac{(x-me[s])^2}{2va[x]^2}} ds$,
17	Moyenne	$me[s] = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N s_n$,

TABLE 5.7 – Ensemble des indicateurs de condition (partie 2/3).

LISTE DES INDICATEURS DE CONDITION		
N°		DEFINITION
18	Moyennes des quantiles	$medi[s] = me \left[\Psi^{-1} \left[\frac{2k-1}{2J} \right] - \frac{\Psi^{-1}[0.75] - \Psi^{-1}[0.25]}{qt[0.75] - qt[0.25]} \cdot s - \left(\Psi^{-1}[0.75] - qt[0.75] \frac{\Psi^{-1}[0.75] - \Psi^{-1}[0.25]}{qt[0.75] - qt[0.25]} \right) \right]$ $\Psi(x) = \int_{-\infty}^x \frac{1}{\sqrt{2\pi va[x]^2}} e^{-\frac{(x-me[s])^2}{2va[x]^2}} ds,$
19	Combinaison des moments et de la moyenne de l'entropie	$mevaskekeunegme[s] = me [me[s], va[s], ske[s], ku[s], negme[s]],$
20	Combinaison des moments et de la somme de l'entropie	$mevaskekeunegsu[s] = me [me[s], va[s], ske[s], ku[s], negsu[s]],$
21	Minimum	$mi[s] = \min(s),$
22	Negentropie basée sur la moyenne	$negme[s] = -me \left[\frac{ H[s]^2 ^2}{me[H[s]^2 ^2]} \log \left(\frac{ H[s]^2 ^2}{me[H[s]^2 ^2]} \right) \right],$
23	Negentropie basée sur le rapport des moyennes	$negmer[s] = \frac{1}{2} \left(-me \left[\frac{ H[s]^2 ^2}{me[H[s]^2 ^2]} \log \left(\frac{ H[s]^2 ^2}{me[H[s]^2 ^2]} \right) \right] - me \left[\frac{ H[SEs[s]] ^2 ^2}{me[H[SEs[s]] ^2 ^2]} \log \left(\frac{ H[SEs[s]] ^2 ^2}{me[H[SEs[s]] ^2 ^2]} \right) \right] \right)$
24	Negentropie basée sur la somme	$negsu[s] = -su \left[\frac{ H[s]^2 ^2}{me[H[s]^2 ^2]} \log \left(\frac{ H[s]^2 ^2}{me[H[s]^2 ^2]} \right) \right],$
25	Negentropie basée sur le rapport des sommes	$negsur[s] = \frac{1}{2} \left(-su \left[\frac{ H[s]^2 ^2}{su[H[s]^2 ^2]} \log \left(\frac{ H[s]^2 ^2}{su[H[s]^2 ^2]} \right) \right] - su \left[\frac{ H[SEs[s]] ^2 ^2}{su[H[SEs[s]] ^2 ^2]} \log \left(\frac{ H[SEs[s]] ^2 ^2}{su[H[SEs[s]] ^2 ^2]} \right) \right] \right)$
26	Facteur d'aplatissement normalisé	$nkku[s] = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^2 \right)^2} - 3,$
27	Facteur de pic	$pk[s] = ma[s],$
28	Valeur rms	$rms[s] = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N s_n^2},$
29	Energie normalisée	$rwe[s] = \frac{ s ^2}{su[s ^2]},$
30	Facteur de forme	$sf[s] = \frac{rms[s]}{me[s]},$
31	Ecart-type	$std[s] = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^2},$
32	Index d'adoucissement	$si[s] = \frac{e^{\frac{1}{N} su[\log(s)]}}{\frac{1}{N} su[s]},$
33	Index d'adoucissement moyenné	$sime[s] = \frac{mean \left[e^{\frac{1}{N} su[\log(s)]} \right] e^{\frac{1}{N} su[\log(s)]}}{mean \left[\frac{1}{N} su[s] \right] \frac{1}{N} su[s]},$

TABLE 5.8 – Ensemble des indicateurs de condition (partie 3/3).

LISTE DES INDICATEURS DE CONDITION		
N°		DEFINITION
34	Valeur absolue de l'index d'adoucissement	$sia[s] = \frac{e^{\frac{1}{N} su[\log(s)]}}{\frac{1}{N} su[s]},$
35	Valeur absolue de l'index d'adoucissement moyenné	$siame[s] = \frac{\frac{mean\left[\frac{1}{N} su[\log(s)]\right] e^{\frac{1}{N} su[\log(s)]}}{mean\left[\frac{1}{N} su[s]\right] \frac{1}{N} su[s]}}$
36	Facteur d'asymétrie	$ske[s] = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^3}{(va[s])^{\frac{3}{2}}},$
37	Somme	$su[s] = \sum_{n=1}^N s_n,$
38	Variance	$va[s] = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (s_n - me[s])^2,$
39	Blanchiment par variance	$wth[s] = \sqrt{2 \log(N) std[s]},$

TABLE 5.9 – Procédures de traitements appliqués (partie 1/2).

LISTE DES PROCÉDURES		
N°	ANALYSE	COMBINAISON DES TECHNIQUES ASSOCIÉES
1	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA _{sub} → DCOIS ^{rand} _{stat ∩ cauchy num ∩ env}
2	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA _{sub} → SES _{CPW}
3	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA _{sub} → CPW
4	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA _{sub} → RCC _{negmer ∩ negmer}
5	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA _{sub} → SPEC _{COHE} _{negme ∩ jb}
6	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA _{sub} → OFDRS ^{rand} _{jbmin} → RCC _{negmer ∩ negmer}
8	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → DCOIS ^{rand} _{stat ∩ cauchy num ∩ env}
9	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → SES _{CPW}
10	CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → CPW
14	CS1,CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → TSA ¹⁰²⁴ + TSV ¹⁰²⁴ + TSK ¹⁰²⁴
15	CS1,CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → FSA ^{1,800} + FSV ^{1,800} + FSK ^{1,800}
16	CS1,CS2 ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter} → GSA + GSV + GSK
18	TIFR ^{unresamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → TFCT ^{rand} _{nden ∩ negme ∩ jb}
19	TIFR ^{unresamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → TFCT ^{rand} _{den ∩ negme ∩ jb}
20	TIFR ^{unresamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → TOC ^{rand} _{nden ∩ negme ∩ jb}
21	TIFR ^{unresamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → TOC ^{rand} _{den ∩ negme ∩ jb}
22	TRAD ^{unresamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat}
23	TRAD ^{resamp} _{stat}	. RAWSIG ^{bench data} _{stat} → ANGRESAMP _{counter}

TABLE 5.10 – Procédures de traitements appliqués (partie 2/2).

LISTE DES PROCÉDURES		
N°	ANALYSE	COMBINAISON DES TECHNIQUES ASSOCIÉES
28	OMA _{unresamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat}
29	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter}
30	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter} → OMA ^{disc} _{CD} ∩ fff ∩ rawsynchplot
31	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter} → OMA ^{disc} _{CD} ∩ fff ∩ synchplot
32	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter} → OMA ^{rand} _{CD} ∩ rand ∩ rawsynchplot
33	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter} → OMA ^{rand} _{CD} ∩ rand ∩ synchplot
34	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter} → OMA ^{disc} _{CD} ∩ disc ∩ rawsynchplot
35	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → ANGRESAMP _{counter} → OMA ^{disc} _{CD} ∩ disc ∩ synchplot
36	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → DCOIS ^{rand} _{nstat} ∩ cauchy ^{num} ∩ env
37	OMA _{nsynch+synch} nstat	.RAWSIG ^{bench parameters} _{nstat} → EQUILIBRIUM _{0,5,10:40 Hz} ^{16:25 Hz order}
38	OMA _{nsynch+synch} nstat	.RAWSIG ^{bench parameters} _{nstat} → EQUILIBRIUM _{0,5,19:31 Hz} ^{0,2:15 Hz order}
39	OMA _{unresamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → OMA _{mfcc} ∩ mei ∩ srs
40	OMA _{resamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → OMA _{fcc}
41	OMA _{unresamp} nstat	.RAWSIG ^{bench data} _{nstat} → OMA _{mfcc}

TABLE 5.11 – Périodes et vitesses (domaine temporel).

LISTE DES PÉRIODES CARACTÉRISTIQUES									
N°	ÉLÉMENT	SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION	HARMO	TENSION			
						T_0	T_{-1}	T_{-2}	T_{-3}
1	Moteur charge	-	-	-	-	-	-	-	-
	poulie menée	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Poulie menée	$P_{ROT_{pa}}$	s	Période rotation	oui	0,075	0,065	0,064	0,064
		$P_{BEND_{pa}}$	s	Période rigidité	oui	0,038	0,033	0,033	0,033
		$P_{BENDSU_{pa}}$	s	Période somme rigidité	oui	0,012	0,012	0,012	0,012
		$P_{FTF_{pa}}$	s	Période train fondamental	oui	0,198	0,172	0,171	0,17
		$P_{BSFi_{\cup o}_{pa}}$	s	Période défaut bille	oui	0,038	0,033	0,033	0,033
		$P_{BSFi_{\cap o}_{pa}}$	s	Période double défaut bille	oui	0,019	0,016	0,016	0,016
		$P_{BPFO_{pa}}$	s	Période défaut bague extérieure	oui	0,028	0,024	0,024	0,024
$P_{BPFI_{pa}}$	s	Période défaut bague intérieure	oui	0,017	0,015	0,014	0,014		
3	Courroie	$P_{ROT_{co}}$	s	Période rotation	oui	0,269	0,231	0,229	0,227
		$P_{SPANS_{co}}$	s	Période rotation	oui	0,134	0,115	0,114	0,113
		$P_{NATTV_{co}}$	s	Période naturelle	oui	0,017	0,02	0,02	0,02
		$V_{LIN_{co}}$	m/s	Vitesse linéaire	oui	0,222	0,193	0,191	0,19
4	Poulie menante	$P_{ROT_{pv}}$	s	Période rotation	oui	0,049	0,043	0,042	0,042
		$P_{BEND_{pv}}$	s	Période rigidité	oui	0,024	0,02	0,02	0,02
		$P_{BENDSU_{pv}}$	s	Période somme rigidité	oui	0,01	0,01	0,01	0,01
5	Moteur charge poulie menée	$P_{FTF_{mo}}$	s	Période train fondamental	oui	0,136	0,118	0,117	0,116
		$P_{BSFi_{\cup o}_{mo}}$	s	Période défaut bille	oui	0,029	0,025	0,025	0,025
		$P_{BSFi_{\cap o}_{mo}}$	s	Période double défaut bille	oui	0,014	0,012	0,012	0,012
		$P_{BPFO_{mo}}$	s	Période défaut bague extérieure	oui	0,019	0,016	0,016	0,016
		$P_{BPFI_{mo}}$	s	Période défaut bague intérieure	oui	0,011	0,009	0,009	0,009
		$P_{C1_{mo}}$	s	Période additionnelle	oui	0,038	0,038	0,038	0,038
		$P_{C2_{mo}}$	s	Période additionnelle	oui	0,02	0,02	0,02	0,02
		$P_{C3_{mo}}$	s	Période additionnelle	oui	0,016	0,016	0,016	0,016
$P_{C4_{mo}}$	s	Période additionnelle	non	0,008	0,008	0,008	0,008		
$P_{C5_{mo}}$	s	Période additionnelle	non	0,004	0,004	0,004	0,004		
6	Variateur								
	contrôle vitesse	P_{va}	s	Période variateur	oui	0,04	0,04	0,04	0,04

TABLE 5.12 – Fréquences et vitesses (domaine temporel).

LISTE DES FRÉQUENCES CARACTÉRISTIQUES										
N°	ÉLÉMENT	SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION	HARMO	TENSION				
						T_0	T_{-1}	T_{-2}	T_{-3}	
1	Moteur charge poulie menée	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Poulie menée	$F_{ROT_{pa}}$	Hz	Fréquence rotation	oui	13,268	15,27	15,428	15,48	
		$F_{BEND_{pa}}$	Hz	Fréquence rigidité	oui	25,881	29,777	30,085	30,18	
		$F_{BENDSU_{pa}}$	Hz	Fréquence somme rigidité	oui	83,021	78,277	78,585	78,68	
		$F_{FTF_{pa}}$	Hz	Fréquence train fondamental	oui	5,027	5,786	5,846	5,866	
		$F_{BSFi_{pa}^o}$	Hz	Fréquence défaut bille	oui	25,795	29,689	29,995	30,097	
		$F_{BSFi_{pa}^{\circ}}$	Hz	Fréquence double défaut bille	oui	51,591	59,378	59,991	60,194	
		$F_{BPFO_{pa}}$	Hz	Fréquence défaut bague extérieure	oui	35,195	40,508	40,926	41,064	
		$F_{BPFI_{pa}}$	Hz	Fréquence défaut bague intérieure	oui	57,682	66,388	67,074	67,3	
3	Courroie	$F_{ROT_{co}}$	Hz	Fréquence rotation	oui	3,713	4,32	4,363	4,402	
		$F_{SPANS_{co}}$	Hz	Fréquence rotation	oui	7,42	8,64	8,726	8,804	
		$F_{NATV_{co}}$	Hz	Fréquence naturelle	oui	57,14	48,5	48,5	48,5	
		$V_{LIN_{co}}$	m/s	Vitesse linéaire	oui	4,501	5,181	5,234	5,252	
4	Poulie menante	$F_{ROT_{pv}}$	Hz	Fréquence rotation	oui	20,182	23,229	23,469	23,548	
		$F_{BEND_{pv}}$	Hz	Fréquence rigidité	oui	41,414	47,683	48,174	48,346	
		$F_{BENDSU_{pv}}$	Hz	Fréquence somme rigidité	oui	98,554	96,183	96,674	96,846	
5	Moteur charge poulie menée	$F_{FTF_{mo}}$	Hz	Fréquence train fondamental	oui	7,339	8,446	8,534	8,562	
		$F_{BSFi_{mo}^o}$	Hz	Fréquence défaut bille	oui	34,249	39,419	39,826	39,96	
		$F_{BSFi_{mo}^{\circ}}$	Hz	Fréquence double défaut bille	oui	68,498	78,838	79,652	79,921	
		$F_{BPFO_{mo}}$	Hz	Fréquence défaut bague extérieure	oui	51,374	59,128	59,739	59,94	
		$F_{BPFI_{mo}}$	Hz	Fréquence défaut bague intérieure	oui	89,904	103,475	104,543	104,896	
		$F_{C1_{mo}}$	Hz	Fréquence additionnelle	oui	26,3	26,3	26,3	26,3	
		$F_{C2_{mo}}$	Hz	Fréquence additionnelle	oui	50	50	50	50	
		$F_{C3_{mo}}$	Hz	Fréquence additionnelle	oui	60,7	60,7	60,7	60,7	
		$F_{C4_{mo}}$	Hz	Fréquence additionnelle	non	112,4	112,4	112,4	112,4	
		$F_{C5_{mo}}$	Hz	Fréquence additionnelle	non	209,9	209,9	209,9	209,9	
6	Variateur contrôle vitesse	F_{va}	Hz	Fréquence variateur	oui	25	25	25	25	

TABLE 5.13 – Périodes et vitesses (domaine angulaire).

LISTE DES PÉRIODES CARACTÉRISTIQUES										
N°	ÉLÉMENT	SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION	HARMO	TENSION				
						T_0	T_{-1}	T_{-2}	T_{-3}	
1	Moteur charge	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	poulie menée	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Poulie menée	$P_{ROT_{pa}}$	tr	Période rotation	oui	1	1	1	1	
		$P_{BEND_{pa}}$	tr	Période rigidité	oui	0,512	0,512	0,512	0,512	
		$P_{BENDSU_{pa}}$	tr	Période somme rigidité	oui	0,159	0,195	0,196	0,196	
		$P_{FTF_{pa}}$	tr	Période train fondamental	oui	2,638	2,638	2,638	2,638	
		$P_{BSFi_{\cup_{pa}}}$	tr	Période défaut bille	oui	0,514	0,514	0,514	0,514	
		$P_{BSFi_{\cap_{pa}}}$	tr	Période double défaut bille	oui	0,257	0,257	0,257	0,257	
		$P_{BPFO_{pa}}$	tr	Période défaut bague extérieure	oui	0,376	0,376	0,376	0,376	
		$P_{BPFI_{pa}}$	tr	Période défaut bague intérieure	oui	0,23	0,23	0,23	0,23	
3	Courroie	$P_{ROT_{co}}$	tr	Période rotation	oui	3,573	3,534	3,535	3,516	
		$P_{SPANS_{co}}$	tr	Période rotation	oui	1,786	1,767	1,768	1,758	
		$P_{NATTV_{co}}$	tr	Période naturelle	oui	0,232	0,314	0,318	0,319	
		$V_{LIN_{co}}$	m/tr	Vitesse linéaire	oui	2,947	2,947	2,947	2,947	
4	Poulie menante	$P_{ROT_{pv}}$	tr	Période rotation	oui	0,657	0,657	0,657	0,657	
		$P_{BEND_{pv}}$	tr	Période rigidité	oui	0,32	0,32	0,32	0,32	
		$P_{BENDSU_{pv}}$	tr	Période somme rigidité	oui	0,134	0,158	0,159	0,159	
5	Moteur charge poulie menée	$P_{FTF_{mo}}$	tr	Période train fondamental	oui	1,807	1,807	1,807	1,807	
		$P_{BSFi_{\cup_{mo}}}$	tr	Période défaut bille	oui	0,387	0,387	0,387	0,387	
		$P_{BSFi_{\cap_{mo}}}$	tr	Période double défaut bille	oui	0,193	0,193	0,193	0,193	
		$P_{BPFO_{mo}}$	tr	Période défaut bague extérieure	oui	0,258	0,258	0,258	0,258	
		$P_{BPFI_{mo}}$	tr	Période défaut bague intérieure	oui	0,147	0,147	0,147	0,147	
		$P_{C1_{mo}}$	tr	Période additionnelle	oui	0,504	0,58	0,586	0,588	
		$P_{C2_{mo}}$	tr	Période additionnelle	oui	0,265	0,305	0,308	0,309	
		$P_{C3_{mo}}$	tr	Période additionnelle	oui	0,218	0,251	0,254	0,255	
		$P_{C4_{mo}}$	tr	Période additionnelle	non	0,118	0,135	0,137	0,137	
$P_{C5_{mo}}$	tr	Période additionnelle	non	0,063	0,072	0,073	0,073			
6	Variateur contrôle vitesse	P_{va}	tr	Période variateur	oui	0,53	0,61	0,617	0,619	

TABLE 5.14 – Fréquences et vitesses (domaine angulaire).

LISTE DES FRÉQUENCES CARACTÉRISTIQUES										
N°	ÉLÉMENT	SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION	HARMO	TENSION				
						T_0	T_{-1}	T_{-2}	T_{-3}	
1	Moteur charge poulie menée	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	Poulie menée	$F_{ROT_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence rotation	oui	1	1	1	1	
		$F_{BEND_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence rigidité	oui	1,95	1,949	1,949	1,949	
		$F_{BENDSU_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence somme rigidité	oui	6,257	5,125	5,093	5,082	
		$F_{FTF_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence train fondamental	oui	0,378	0,378	0,378	0,378	
		$F_{BSFi_{\cup o}_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence défaut bille	oui	1,944	1,944	1,944	1,944	
		$F_{BSFi_{\cap o}_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence double défaut bille	oui	3,888	3,888	3,888	3,888	
		$F_{BPFO_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence défaut bague extérieure	oui	2,652	2,652	2,652	2,652	
$F_{BPFI_{pa}}$	Hz^{ordre}	Fréquence défaut bague intérieure	oui	4,347	4,347	4,347	4,347			
3	Courroie	$F_{ROT_{co}}$	Hz^{ordre}	Fréquence rotation	oui	0,279	0,282	0,282	0,284	
		$F_{SPANS_{co}}$	Hz^{ordre}	Fréquence rotation	oui	0,559	0,565	0,565	0,568	
		$F_{NATV_{co}}$	Hz^{ordre}	Fréquence naturelle	oui	4,306	3,175	3,143	3,132	
		$V_{LIN_{co}}$	m/tr	Vitesse linéaire	oui	0,339	0,339	0,339	0,339	
4	Poulie menante	$F_{ROT_{pv}}$	Hz^{ordre}	Fréquence rotation	oui	1,521	1,521	1,521	1,521	
		$F_{BEND_{pv}}$	Hz^{ordre}	Fréquence rigidité	oui	3,121	3,122	3,122	3,123	
		$F_{BENDSU_{pv}}$	Hz^{ordre}	Fréquence somme rigidité	oui	7,427	6,298	6,265	6,255	
5	Moteur charge poulie menée	$F_{FTF_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence train fondamental	oui	0,553	0,553	0,553	0,553	
		$F_{BSFi_{\cup o}_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence défaut bille	oui	2,581	2,581	2,581	2,581	
		$F_{BSFi_{\cap o}_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence double défaut bille	oui	5,162	5,162	5,162	5,162	
		$F_{BPFO_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence défaut bague extérieure	oui	3,871	3,871	3,871	3,871	
		$F_{BPFI_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence défaut bague intérieure	oui	6,775	6,775	6,775	6,775	
		$F_{C1_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence additionnelle	oui	1,982	1,722	1,704	1,698	
		$F_{C2_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence additionnelle	oui	3,768	3,274	3,24	3,229	
		$F_{C3_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence additionnelle	oui	4,574	3,974	3,934	3,921	
		$F_{C4_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence additionnelle	non	8,471	7,36	7,285	7,26	
$F_{C5_{mo}}$	Hz^{ordre}	Fréquence additionnelle	non	15,819	13,745	13,604	13,558			
6	Variateur contrôle vitesse	F_{va}	Hz^{ordre}	Fréquence variateur	oui	1,884	1,637	1,62	1,614	

5.11 Informations sur les fréquences naturelles

TABLE 5.15 – 5^{re} fréquences naturelles de la courroie striée et tension de pose associée.

LISTE DES FRÉQUENCES NATURELLES DE LA COURROIE							
SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION	TENSION				
			T_0	T_{-1}	T_{-2}	T_{-3}	
-	-	-	252,16 N	176,53 N	176,73 N	174,15 N	
$F_{NATTV_{co}}$	Hz	Fréquence fondamentale	57,14	48,5	48,5	48,5	
$F_{NATTV_{co1}}$	Hz	Fréquence harmonique n°1	114,28	97	97	97	
$F_{NATTV_{co2}}$	Hz	Fréquence harmonique n°2	171,42	145,5	145,5	145,5	
$F_{NATTV_{co3}}$	Hz	Fréquence harmonique n°3	228,56	194	194	194	
$F_{NATTV_{co4}}$	Hz	Fréquence harmonique n°4	285,7	242,5	242,5	242,5	

TABLE 5.16 – 8 principales fréquences naturelles du système.

LISTE DES FRÉQUENCES NATURELLES DU SYSTÈME			
SYMBOLE	UNITÉ	DÉFINITION	VALEUR
$F_{NAT_{sys1}}$	Hz	Fréquence naturelle n°1	1184
$F_{NAT_{sys2}}$	Hz	Fréquence naturelle n°2	3026
$F_{NAT_{sys3}}$	Hz	Fréquence naturelle n°3	4078
$F_{NAT_{sys4}}$	Hz	Fréquence naturelle n°4	5526
$F_{NAT_{sys5}}$	Hz	Fréquence naturelle n°5	6710
$F_{NAT_{sys6}}$	Hz	Fréquence naturelle n°6	10000
$F_{NAT_{sys7}}$	Hz	Fréquence naturelle n°7	13684
$F_{NAT_{sys8}}$	Hz	Fréquence naturelle n°8	20394

5.12 Figures annexes de la section « Analyse modale pour l'estimation des fréquences naturelles du système (OMA) »

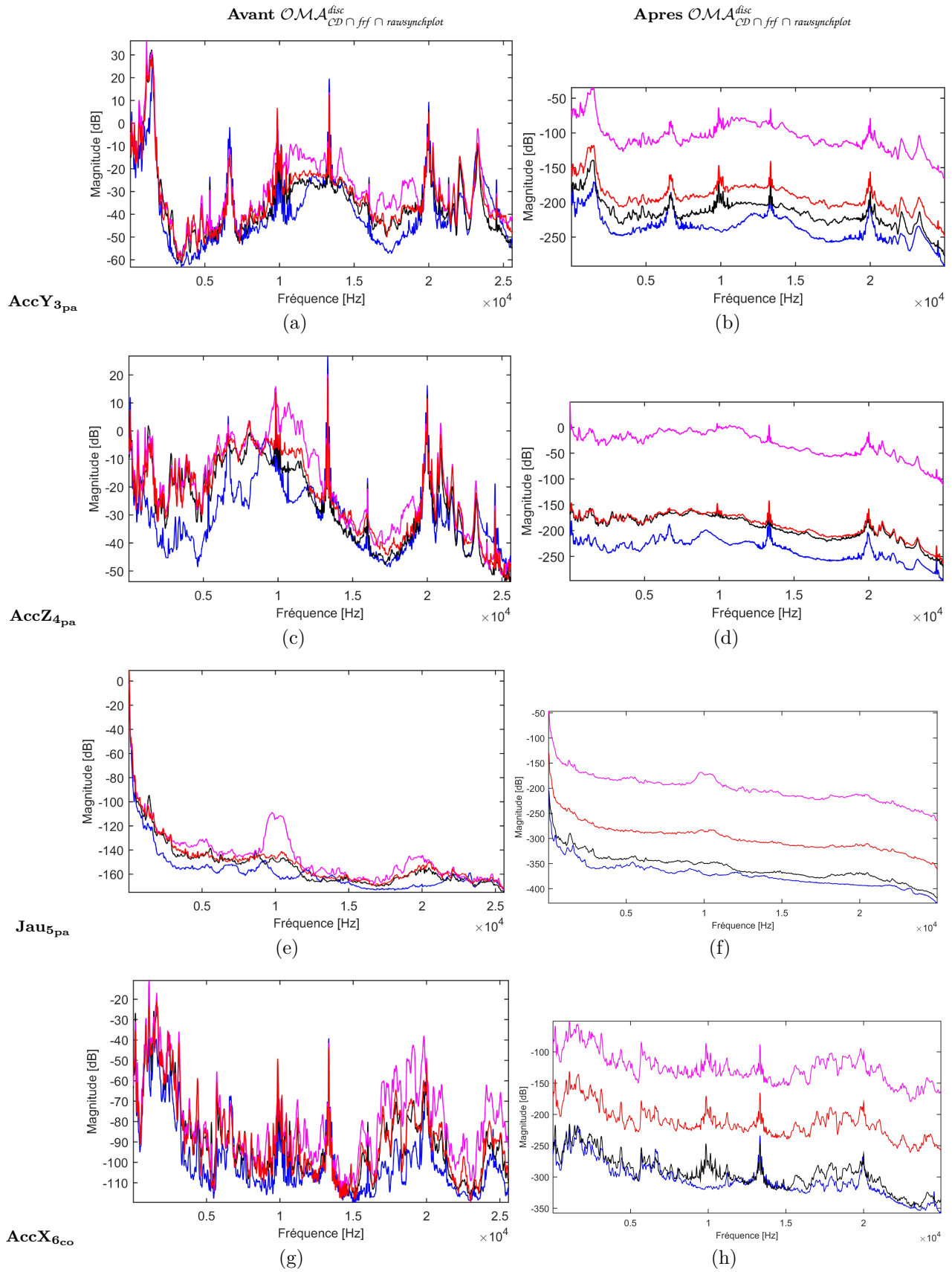


FIGURE 5.20 – Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 1/2).

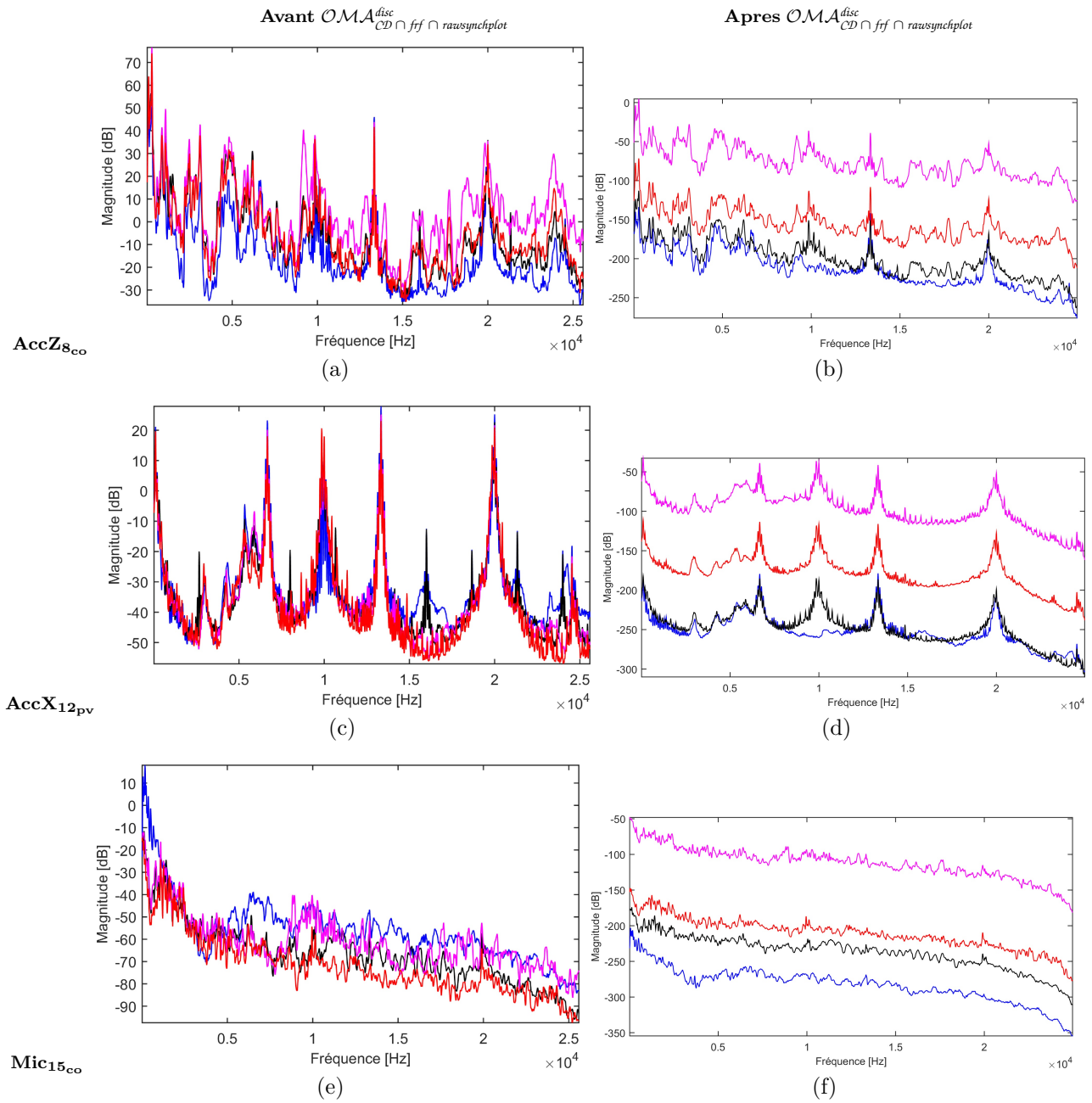


FIGURE 5.21 – Fonctions de transfert des signaux bruts et pré-traités (partie 2/2).

5.13 Figures annexes de la section « Étude des signaux bruts (TRAD) »

Accelerometre sur le bati – $AccX_{6_{co}}$

$ANGRESAMP_{counter}$ (procedure 23)

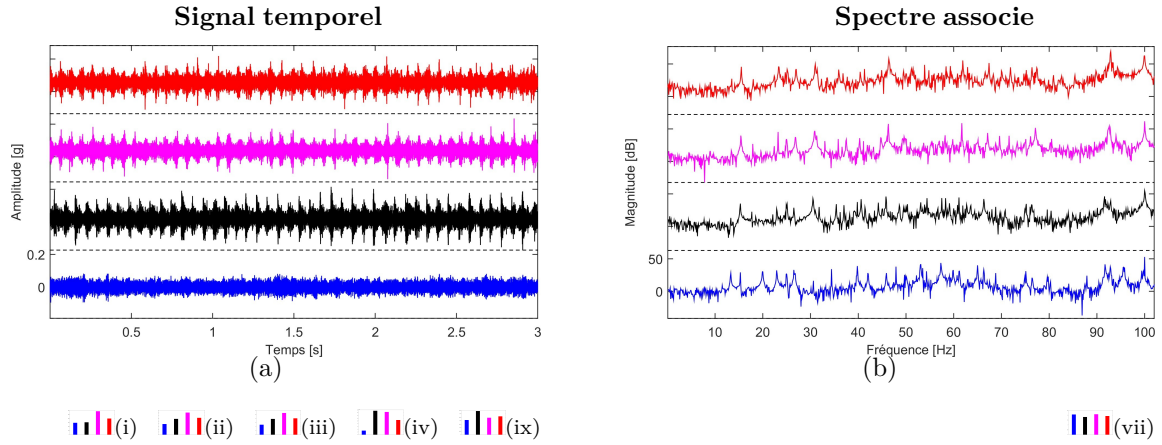


FIGURE 5.22 – Signaux temporels.

Accelerometre sur le bati – $AccX_{6_{co}}$

$ANGRESAMP_{counter}$ (procedure 23)

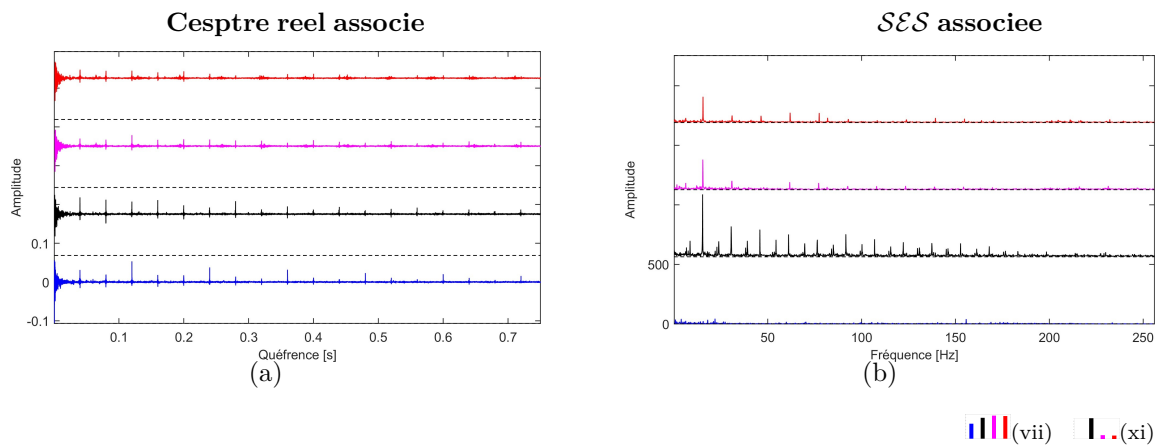


FIGURE 5.23 – Signaux temporels.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie vilebrequin – Jau_{11pv}

ANGRESAMP_{counter} (procedure 23)

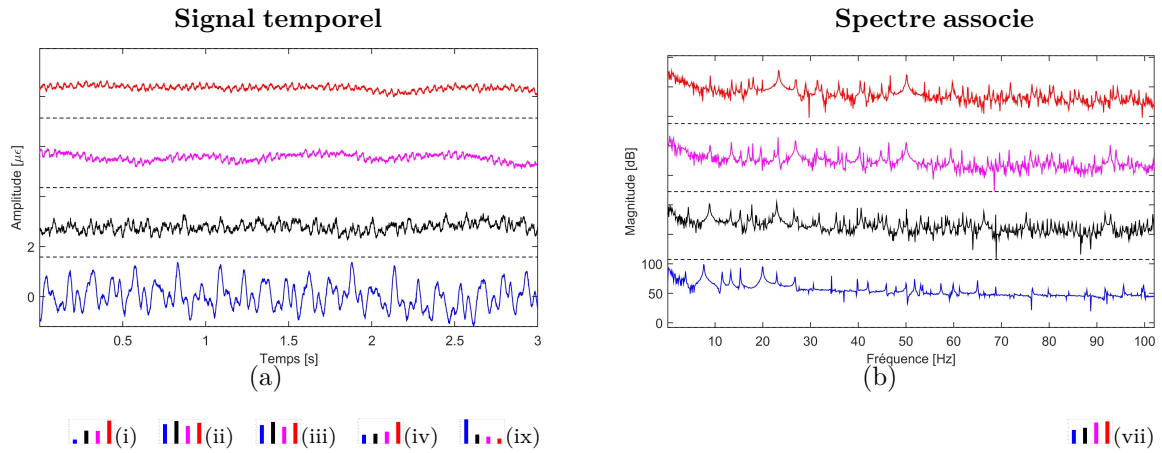


FIGURE 5.24 – Signaux temporels.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie vilebrequin – Jau_{11pv}

ANGRESAMP_{counter} (procedure 23)

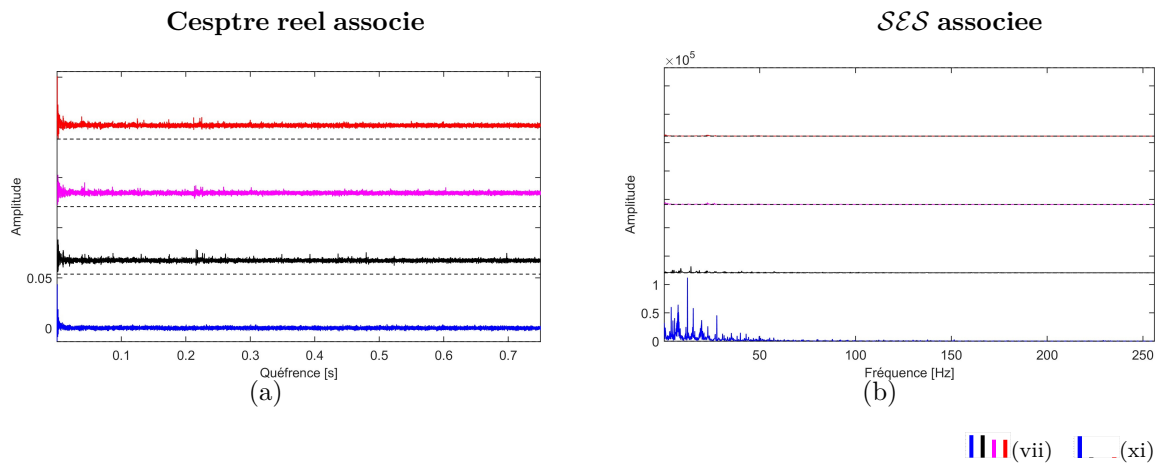


FIGURE 5.25 – Signaux temporels.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – AccZ_{13_pv}

ANGRESAMP_{counter} (procedure 23)

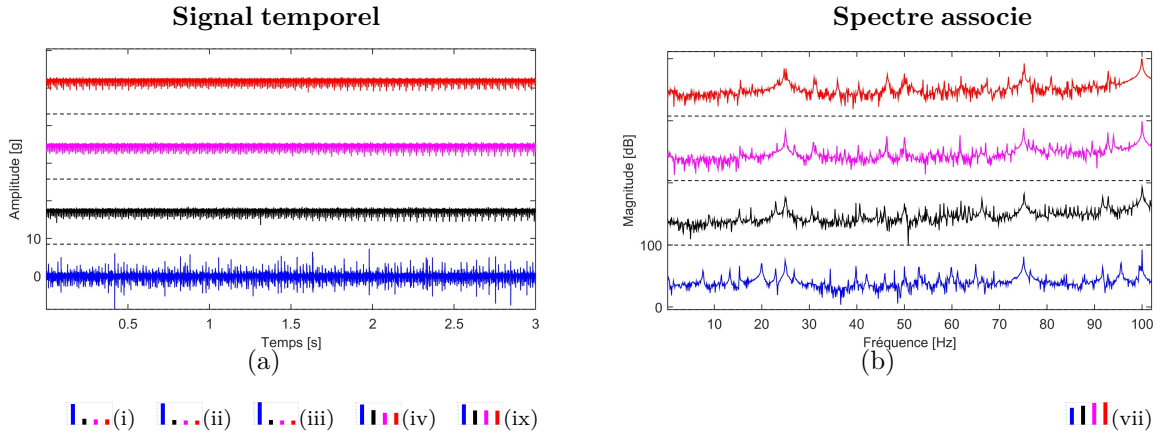


FIGURE 5.26 – Signaux temporels.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – AccZ_{13_pv}

ANGRESAMP_{counter} (procedure 23)

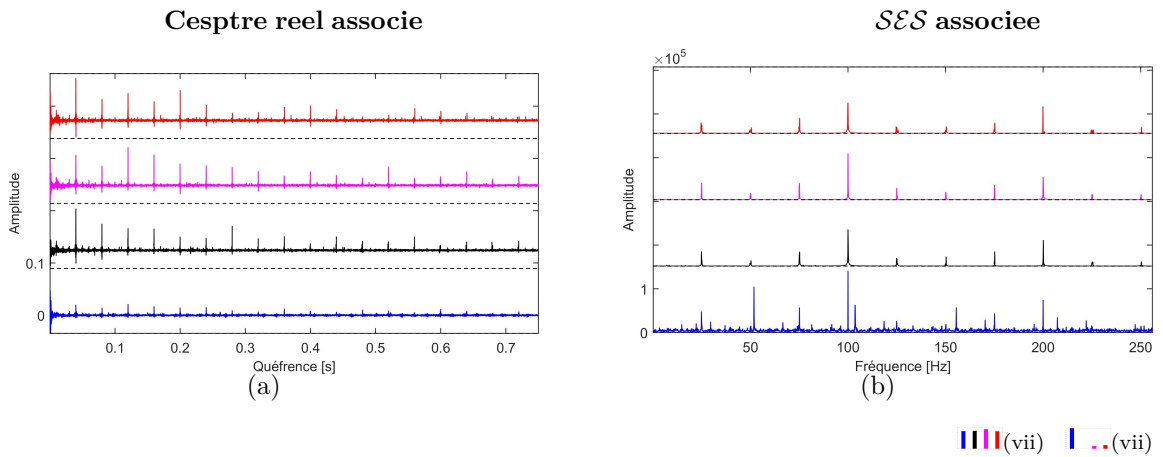


FIGURE 5.27 – Signaux temporels.

5.14 Figures annexes de la section « Exploitation des coefficients des cartes temps-fréquence (TIFR) »

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – $AccX_{\delta_{co}}$

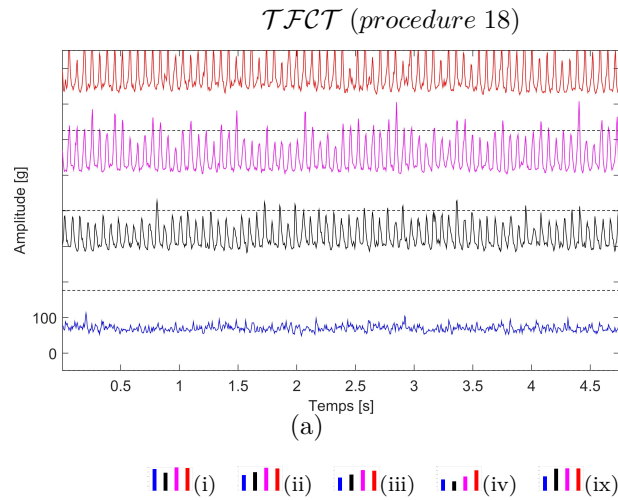


FIGURE 5.28 – Somme des coefficients le long des fréquences.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – $AccX_{\delta_{co}}$

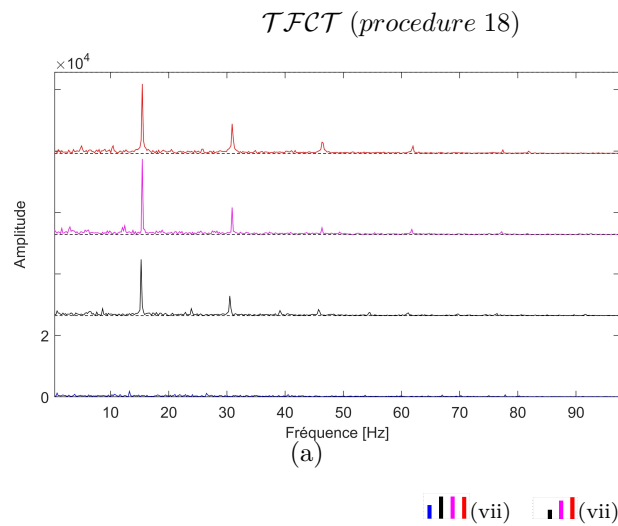


FIGURE 5.29 – Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{11pv}

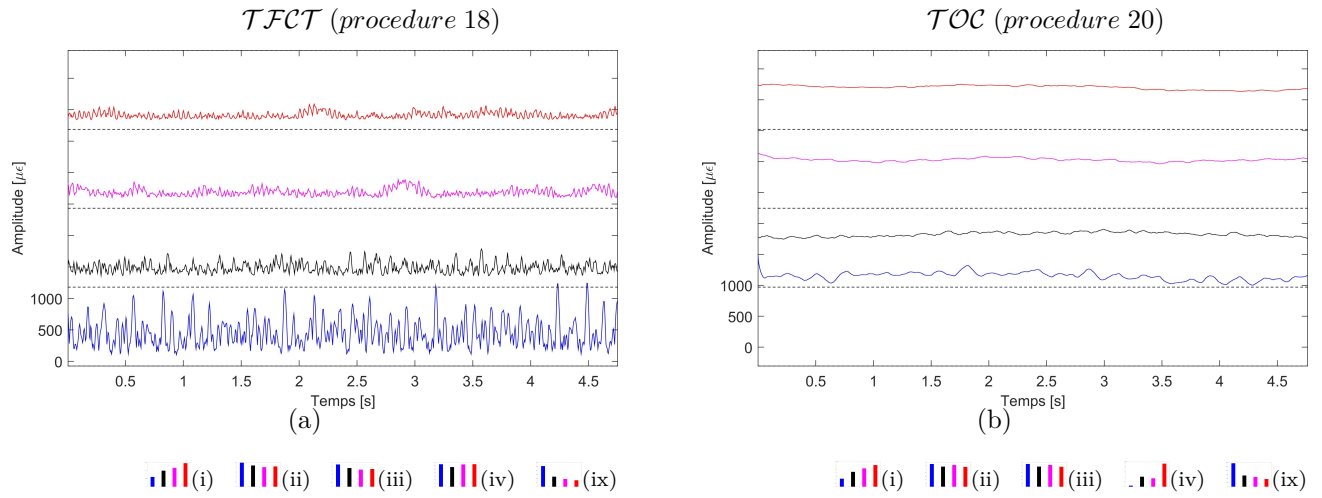


FIGURE 5.30 – Somme des coefficients le long des fréquences.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie accessoire – Jau_{11pv}

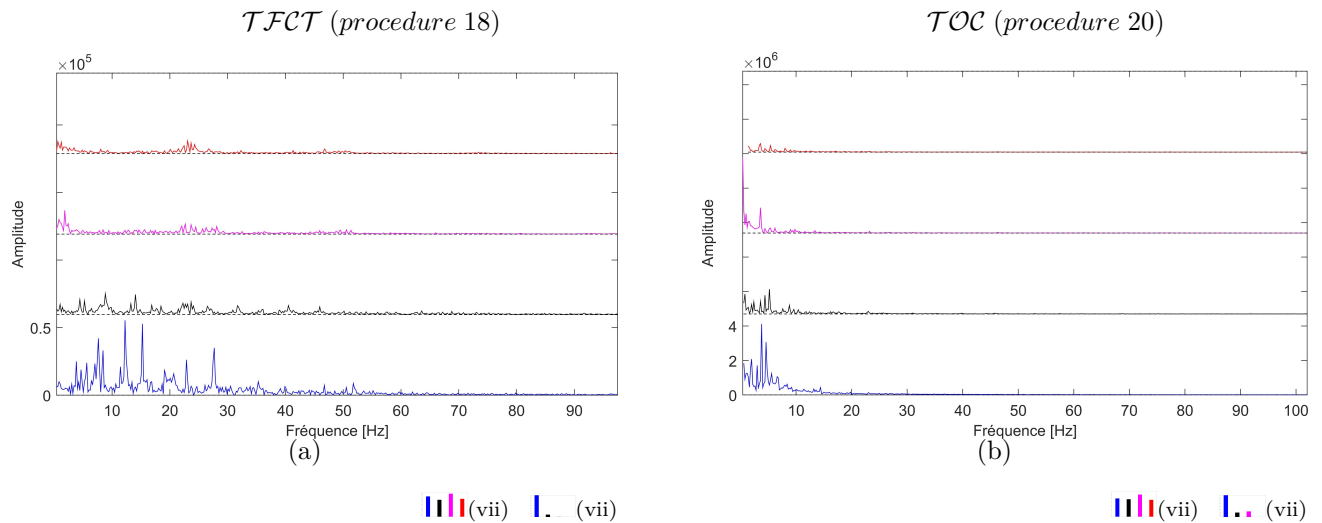


FIGURE 5.31 – Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – AccZ_{13pv}

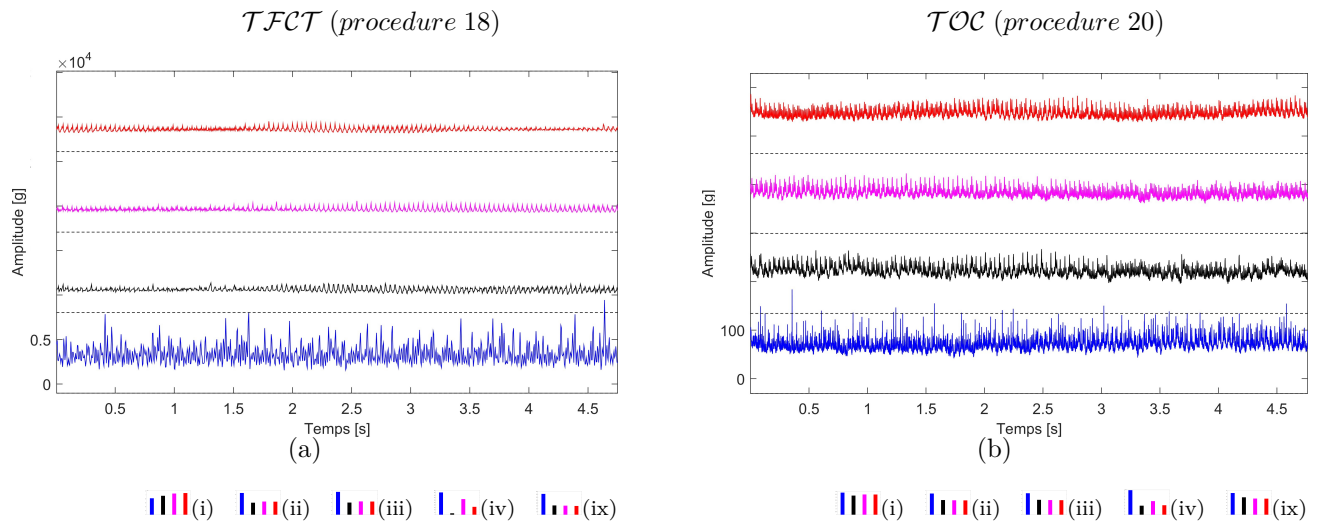


FIGURE 5.32 – Somme des coefficients le long des fréquences.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie accessoire – AccZ_{13pv}

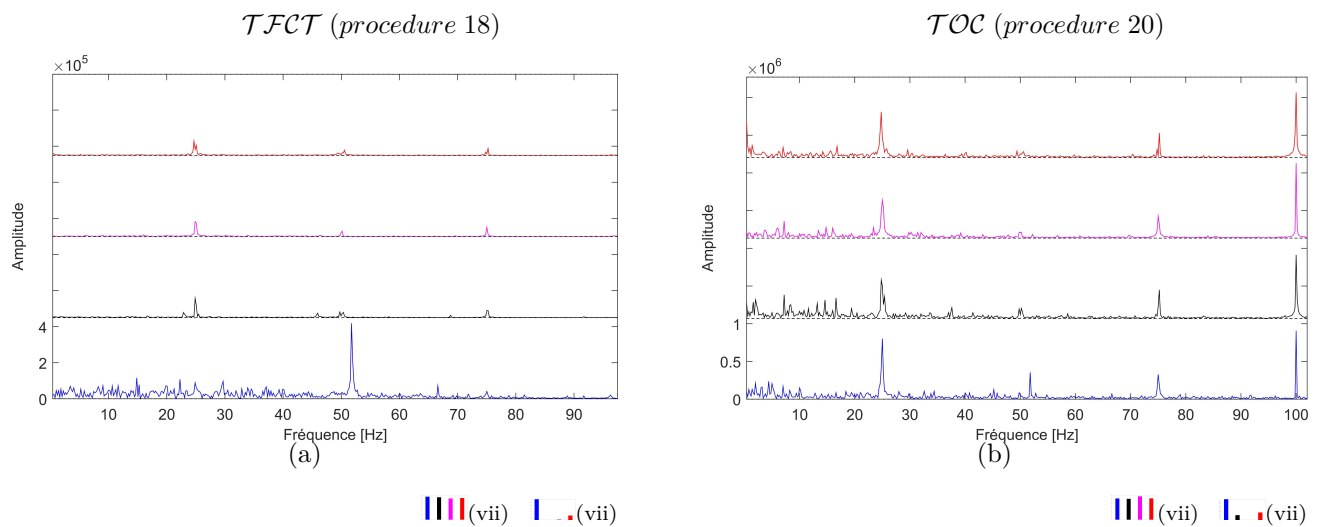


FIGURE 5.33 – Spectres de la somme des coefficients le long des fréquences.

5.15 Figures annexes de la section « Exploitation des composantes aléatoires (CS2) »

Codeur (vitesse) sur l'arbre de la poulie accessoire – Cod256_{1pa}

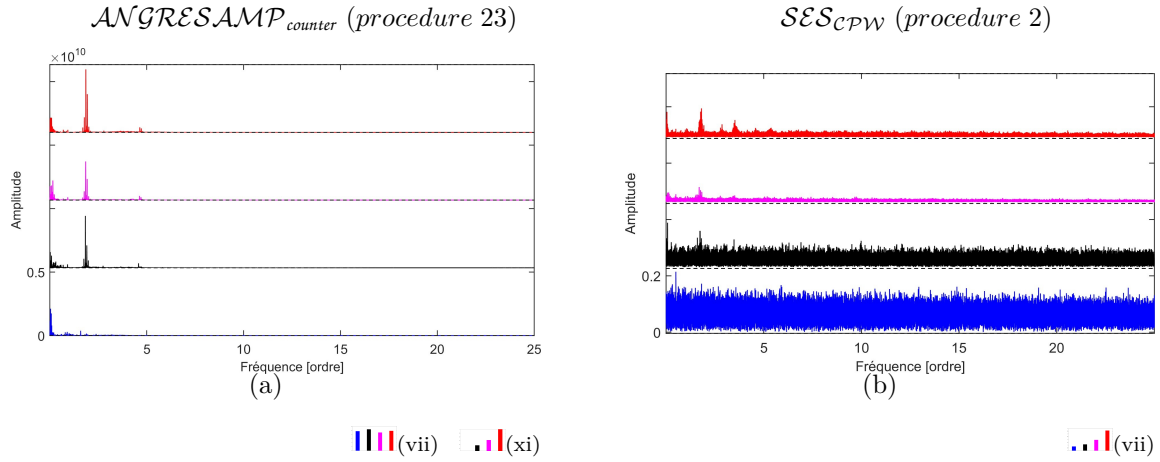


FIGURE 5.34 – Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.

Codeur (vitesse) sur l'arbre de la poulie accessoire – Cod256_{1pa}

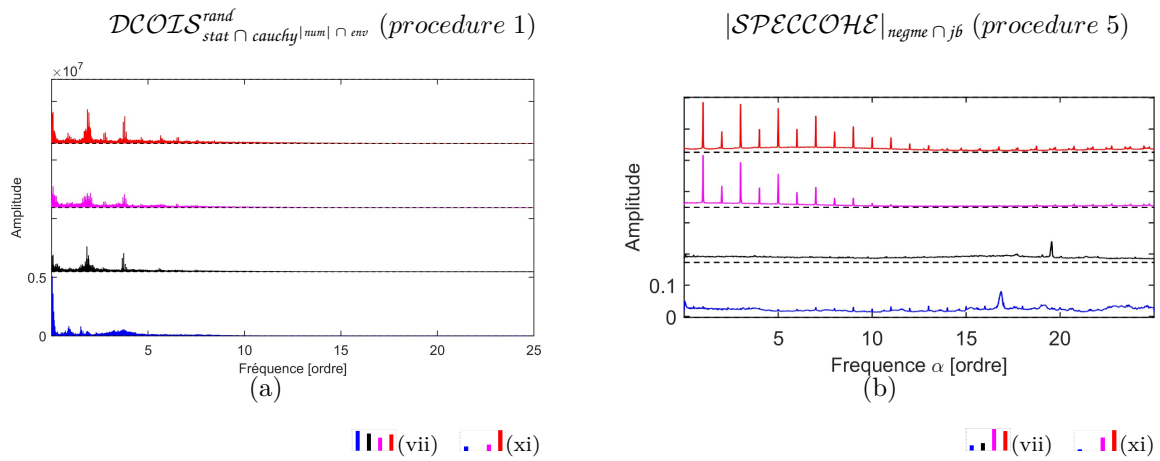


FIGURE 5.35 – Spectres d'enveloppe des signaux pré-traités.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie vilebrequin – Jau_{11pv}

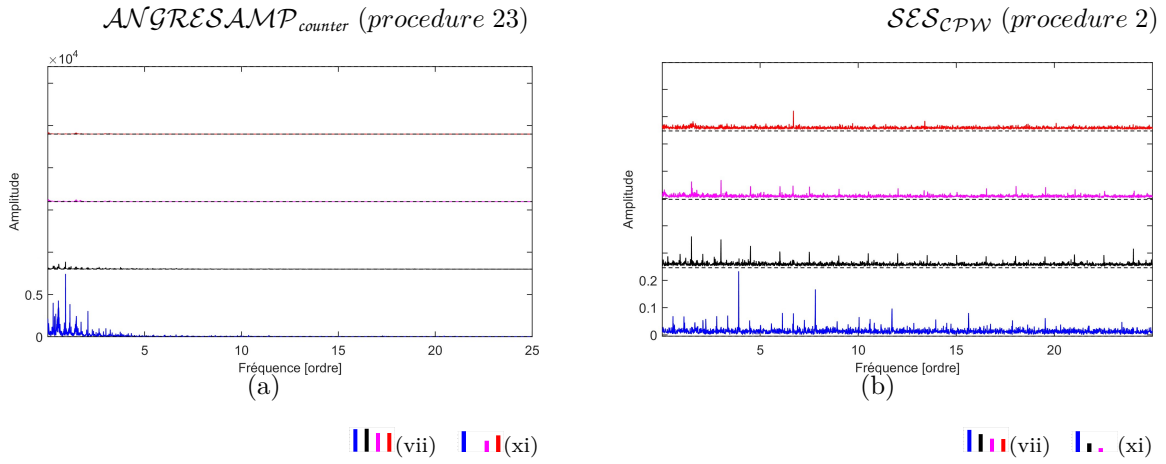


FIGURE 5.36 – \mathcal{SES} des signaux pré-traités.

Jauge de contraintes sur l'arbre de la poulie vilebrequin – Jau_{11pv}

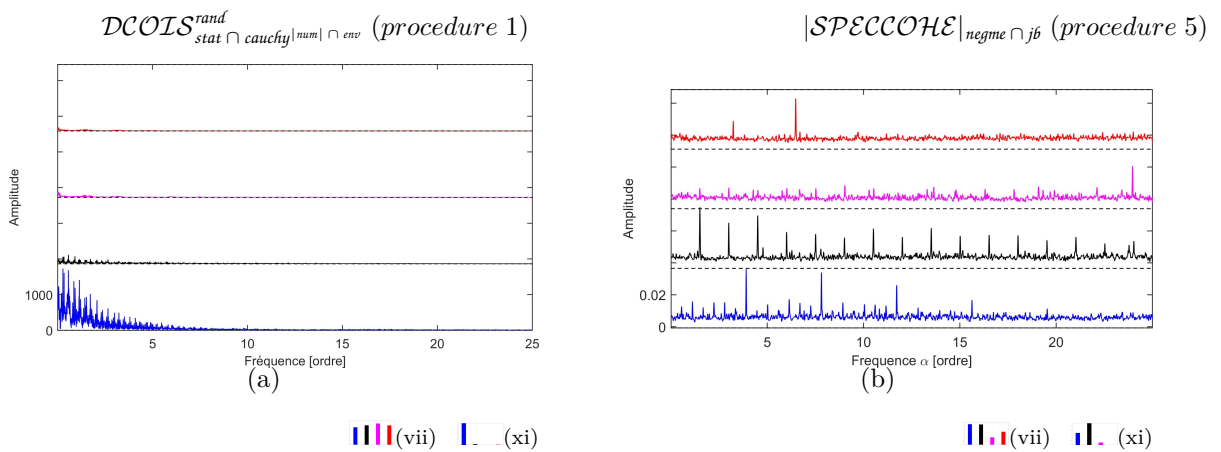


FIGURE 5.37 – \mathcal{SES} des signaux pré-traités.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – $AccZ_{13_{pv}}$

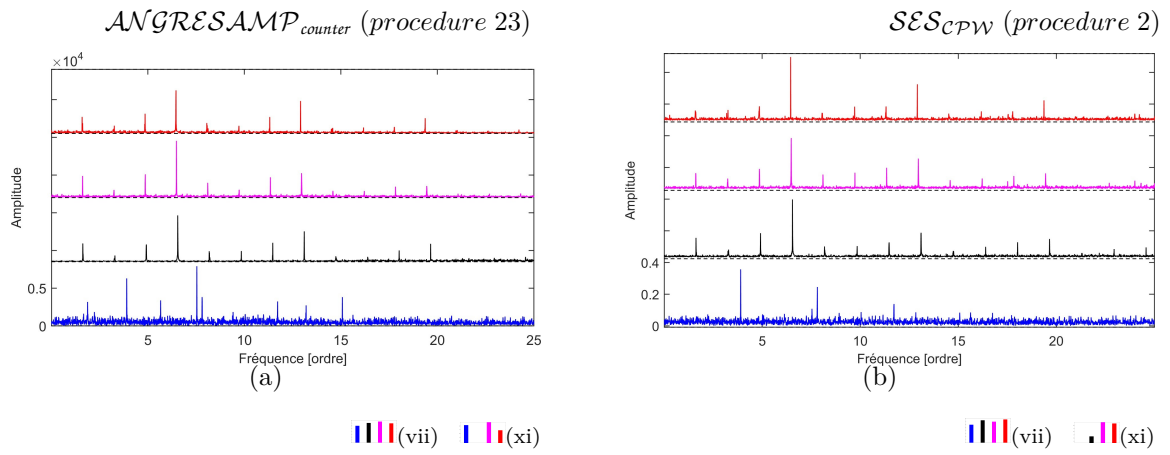


FIGURE 5.38 – SES des signaux pré-traités.

Accelerometre sur l'arbre de la poulie vilebrequin – $AccZ_{13_{pv}}$

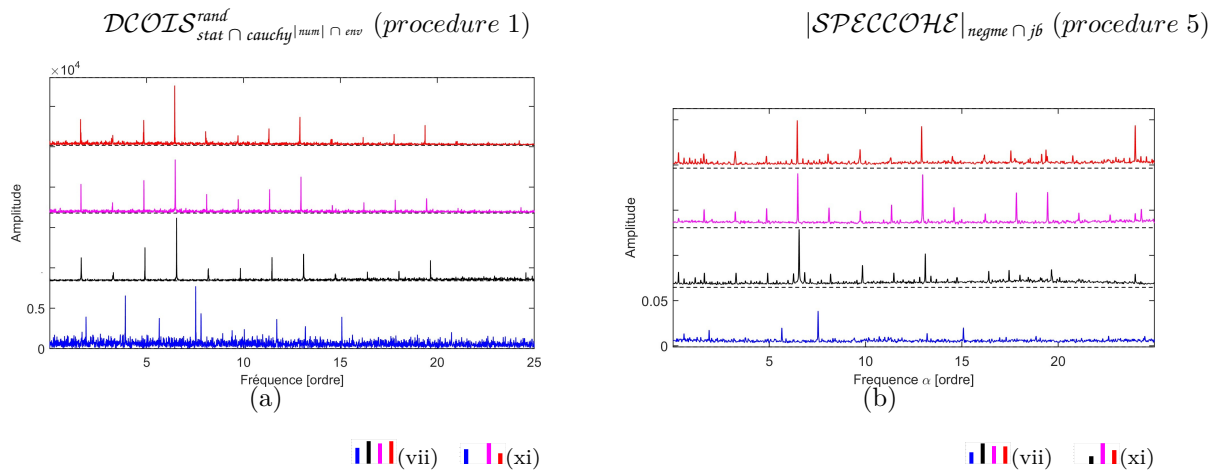


FIGURE 5.39 – SES des signaux pré-traités.

Bibliographie

- [AASZ15] D. Abboud, J. Antoni, and S. Sieg-Zieba. Envelope preprocessing techniques for rolling element bearing diagnosis in variable speed conditions. In *Conference paper*, pages 2616–2633, June 2015.
- [Abr92] S. Abrate. Vibrations of belts and belt drives. *Mech. Mach. Theory*, 27 (6) :645-659, 1992.
- [ABREB04] J. Antoni, F. Bonnardot, A. Raad, and M. El Badaoui. Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18 (6) :1285-1314, 2004.
- [AEN14] T. Andrea, Z. Enrico, and A. Nicola. Modeling the flexural dynamic behavior of axially moving continua by using the finite element method. *Journal of Vibration and Acoustics*, 136 :011012, 2014.
- [AH06] G. Agrawal and S. Heragu. A survey of automated material handling systems in 300-mm semiconductor fabs. *IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing*, 19 (1) :112-120, 2006.
- [Aka69] H. Akaike. Fitting autoregressive models for prediction. *Annals of the Institute of Statistical Mathematics*, 21 :243-247, 1969.
- [All77] J. B. Allen. Short time spectral analysis, synthesis, and modification by discrete fourier transform. *IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, 25 (2) :235-238, June 1977.
- [Ant00] J. Antoni. *Apports de l'échantillonnage angulaire et de la cyclostationnarité au diagnostic par analyse vibratoire des moteurs thermiques*. PhD thesis, INPG, Grenoble, France, 2000.
- [Ant06] J. Antoni. The spectral kurtosis – a useful tool for characterising non-stationary signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20 (2) :282-307, 2006.
- [Ant07] J. Antoni. Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21 (1) :108-124, 2007.
- [Ant09] J. Antoni. Cyclostationarity by examples. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23 (4) :987-1036, 2009.
- [Ant15] J. Antoni. The infogram – entropic evidence of the signature of repetitive transients. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015.
- [AR04] J. Antoni and R. B. Randall. Unsupervised noise cancellation for vibration signals – part i - evaluation of adaptive algorithms. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18 (1) :89-101, January 2004.

- [AS72] M. Abramowitz and A. I. Stegun. Handbook of mathematical functions with formulas, graphs and mathematical tables,. *Dover Publications*, New York, 1972.
- [AT95] D. G. Alciatore and A. E. Traver. Multipulley belt drive mechanics creep theory vs shear theory. *Journal of Mechanical Design*, 117 :506, 1995.
- [Bal12] U. Bal. Dual tree complex wavelet transform based denoising of optical microscopy images. *Follow Journal Biomedical Optics Express*, 3 (12), 2012.
- [Bar68] R. Barakat. Transverse vibrations of a moving thin rod. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 43 :533, 1968.
- [BARS13] S. Baudin, J. Antoni, D. Remond, and O. Sauvage. Excitation/transfer separation in non-stationary conditions. In *Surveillance 7 International Conference*, Chartres, France, October 2930, 2013.
- [Bei92] R. S. Beikmann. *Static and dynamic behavior of serpentine belt drive systems theory and experiments*. PhD thesis, University of Michigan, Ann Arbor, MI, 1992.
- [Ben58] W. Bennet. Statistics of regenerative digital transmission. *Bell Systems Technical Journal*, 37 :1501-1542, 1958.
- [BHT63] B. P. Bogert, M. J. R. Healy, and J. W. Tukey. The quefreny analysis of time series for echoes cepstrum, pseudo-autocovariance, cross-cepstrum and saphe cracking. In *M Rosenblatt (Edition)*, Wiley, pages 209-243, NY, 1963.
- [BJ11] T. Barszcz and A. Jablonski. A novel method for the optimal band selection for vibration signal demodulation and comparison with the kurtogram. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25 :431-451, 2011.
- [BJD02] F. Beer, E. Johnston, and J. DeWolf. *Mechanics of materials*. McGraw-Hill, Inc, 3rd ed. Boston, Massachusetts, USA, 2002.
- [BK09] E. Bechhoefer and M. Kingsley. A review of time synchronous average algorithms. *Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society*, 2009.
- [BM04] R. Balaji and E. M. Mockensturm. Dynamic analysis of a serpentine belt drive with a decouplerisolator. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pages 291-303, November 1320, 2004.
- [BOB91] C.R. Barker, L.R. Oliver, and W.F. Breig. Dynamic analysis of belt drive tension forces during rapid engine acceleration. In *International Congress and Exposition, SAE*, February 25 March 1, 1991.
- [Bon04] F. Bonnardot. *Comparaison entre les analyses angulaires et temporelles des signaux vibratoires de machines tournantes. Etude du concept de cyclostationnarité floue*. PhD thesis, LASPI, UJM, Roanne, France, 2004.
- [BP10] J. Bendat and A. Piersol. *Random data analysis and measurement procedures*. John Wiley & Sons, New Jersey, 4th edition, 2010.
- [BPC14] P. Borghesani, P. Pennacchi, and S. Chatterton. The relationship between kurtosis- and envelope-based indexes for the diagnostic of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 43 :25-43, 2014.
- [BPR⁺13] P. Borghesani, P. Pennachi, R. B. Randall, N. Sawhali, and R. Ricci. Application of cepstrum pre-whitening for the diagnosis of bearing faults under variable speed conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 36 :370-384, 2013.

- [BPRR12] P. Borghesani, P. Pennachi, R. B. Randall, and R. Ricci. Order tracking for discrete-random separation in variable speed conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 30 :1-22, 2012.
- [BPU96a] R.S. Beikmann, N.C. Perkins, and A.G. Ulsoy. Free vibration of serpentine belt drive systems. *Journal of Vibration and Acoustics ASME*, 118 (3) :406-413, 1996.
- [BPU96b] R.S. Beikmann, N.C. Perkins, and A.G. Ulsoy. Nonlinear coupled vibration response of serpentine belt drive systems. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 118 :567-574, 1996.
- [Bra75] S. Braun. The extraction of periodic waveforms by time domain averaging. *Acoustica*, 32 :69-77, 1975.
- [Bra11a] A. Brandt. Noise and vibration analysis signal analysis and experimental procedures. *John Wiley and Sons*, 2011.
- [Bra11b] A. Brandt. Abvavibe a matlab toolbox for noise and vibration analysis and teaching. *Department of Technology and Innovation, University of Southern Denmark*, page www.abravibe.com, July 2011.
- [BSC15] B. Balta, F. O. Sonmez, and A. Cengiz. Speed losses in v-ribbed belt drives. *Mechanism and Machine Theory*, 86 :1-14, 2015.
- [Cas02] P. Castellini. Vibration measurements by tracking laser doppler vibrometer on automotive components. *Shock and Vibration*, 9 :67-89, 2002.
- [CB09] G. Cepon and M. Boltezar. Dynamics of a belt-drive system using a linear complementarily problem for the belt-pulley contact description. *Journal of Sound and Vibration*, 319 :1019-1035, 2009.
- [CB10] G. Cepon and M. Boltezar. An advanced numerical model for dynamic simulations of automotive belt-drives. *SAE 2010-01-1409*, 2010.
- [CC87a] T.H.C. Childs and D. Cowburn. Power transmission losses in v-belt drives, part 1 mismatched belt and pulley groove wedge angle effects. volume 201, pages 33-40. *Proc. Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng.*, 1987.
- [CC87b] T.H.C. Childs and D. Cowburn. Power transmission losses in v-belt drives, part 2 effects of small pulley radii. In *Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng.*, volume 201, pages 41-53, 1987.
- [CDDM98] T.H.C. Childs, K.W. Dalgarno, A. J. Day, and R.B. Moore. Automotive timing belt life laws and a user design guide. In *Institution of Mechanical Engineers, Part D Journal of Automobile Engineering*, volume 212(5), pages 409-419, 1998.
- [CM02] P. Castellini and R. Mantanini. Automotive components vibration measurements by tracking laser doppler vibrometry advances in signal processing. *Measurement Science and Technology*, 13 :1266-1279, 2002.
- [CMB09] G. Cepon, L. Manin, and M. Boltezar. Introduction of damping into the flexible multibody belt-drive model a numerical and experimental investigation. *J. Sound Vib.*, 324 :283-296, 2009.
- [CMB11] G. Cepon, L. Manin, and M. Boltezar. Validation of a flexible multibody belt-drive model. *Journal of Mechanical Engineering*, 57 :539-546, 2011.

- [CMC⁺10] X. Chiementin, D. Mba, B. Charnley, S. Lignon, and J.-P. Dron. Effect of the denoising on acoustic emission signals. *Journal of Vibration and Acoustics*, 132, 2010.
- [CNB09] M. D. Coats, Sawalhi N., and Randall R. B. Extraction of tacho information from a vibration signal for improved synchronous averaging. In *Acoustics Australia*, Adelaide, Australia, 23-25 November, 2009.
- [CT65] J.W. Cooley and J.W. Tukey. An algorithm for the machine calculation of complex fourier series. *Mathematics Of Computer*, 19 (90) :297-301, 1965.
- [DAG95] A. De Almeida and S. Greenberg. Technology assessment energy-efficient belt transmissions. *Energy and Buildings*, 22 (3) :245-253, 1995.
- [Dau92] I. Daubechies. Ten lectures on wavelets. *PA : Society for industrial and applied Mathematics (SIAM)*, Philadelphia, 1992.
- [DBG74] M.S. Darlow, R.H. Badgley, and Hogg G.W. Application of high frequency resonance techniques for bearing diagnostics in helicopter gearboxes. Technical Report 74-77, Us Army Air Mobility Research and Development Laboratory, 1974.
- [Deb10] M. Debasheille. *Diagnostic de groupes electrogenes diesel par analyse de la vitesse de rotation du vilebrequin*. PhD thesis, LASPI, UJM, Roanne, France, 2010.
- [DECRD15] G. D Elia, M. Cocconcelli, R. Rubini, and G. Dalpiaz. Evolution of gear condition indicators for diagnostics of planetary gearboxes. The International Conference Surveillance 8, 2015.
- [DH14] J. Ding and Q. Hu. Equilibria and free vibration of a two-pulley belt-driven system with belt bending stiffness. *Mathematical Problem in Engineering*, 2014(907627), October 2014.
- [DKMS07] K. Dufva, K. Kerkanen, L. G. Maqueda, and A. A. Shabana. Nonlinear dynamics of three-dimensional belt drives using the finite-element method. *Nonlinear Dynamics*, 48 :449-466, 2007.
- [DL03] H.J. Decker and D.G. Lewicki. Spiral bevel pinion crack detection in a helicopter gearbox. *59th Annual Forum and Technology Display*, Phoenix, Arizona, May 68, 2003.
- [DL14] H. Ding and D. P. Li. Static and dynamic behaviors of belt-drive dynamical systems with a one-way clutch. *Nonlinear Dynamics*, 78 (2) :1553-1575, 2014.
- [DMD99] K.W. Dalgarno, R.B. Moore, and A.J. Day. Tangential slip noise of v-ribbed belts. In *Inst. Mech. Eng. C J. Mech. Eng. Sci.*, volume 213, pages 741-749, 1999.
- [DZ01] P. J. Dempsey and J. J. Zakrajsek. Minimizing load effects on na4 gear vibration diagnostic parameter. *NASA TM 2001 210671*, Glenn Research Center, Cleveland, OH, USA, February 2001.
- [DZ13a] H. Ding and J. W. Zu. Effect of one-way clutch on the nonlinear vibration of belt-driven systems with a continuous belt model. *Journal of Sound and Vibration*, 332 (24) :6472-6487, 2013.
- [DZ13b] H. Ding and J. W. Zu. Periodic and chaotic responses of an axially accelerating viscoelastic beam under two-frequency excitations. *International Journal of Applied Mechanics*, 5(1350019), 2013.
- [DZ14] H. Ding and J. W. Zu. Steady-state responses of pulley-belt systems with a one-way clutch and belt bending stiffness. *Journal of Vibration and Acoustic*, 136(041006), 2014.

- [DZY12] H. Ding, L. Q. Zhang, G. C. Chen, and S. P. Yang. Forced vibrations of supercritically transporting viscoelastic beams. *Journal of Vibration and Acoustic*, 134(051007), 2012.
- [EB99] M. El Badaoui. *Contribution au diagnostic vibratoire des reducteurs complexes a engrenages par l'analyse cepstrale*. PhD thesis, LASPI, Universite Jean Monnet Saint-Etienne, Roanne, France, Juillet 1999.
- [ELBS14] T. A. Ell, N. Le Bihan, and S. J. Sangwine. Quaternion fourier transforms for signal and image processing. *Wiley-ISTE, ISBN 978184821478-1, 140pp*, 182(1) :see Chapter 3, pp65-66, June 2014.
- [Eme10] Power Transmission Emerson. *Petit guide des entraînements à courroie, des roulements et des paliers*. MCC10005F, Document 8932F, 20062010.
- [Eul62] L. Euler. Remarques sur l'effet du frottement dans l'équilibre. *Mém. Acad. Sci.*, pages 265-278, 1762.
- [Far88] R. Farges. Poulie et courroies de transmission - entraînement par adhérence. *Techniques de l'Ingénieur*, August 1988.
- [Far90] R. Farges. Poulie et courroies de transmission - entraînement synchrone. *Techniques de l'Ingénieur*, B 5 683, 1990.
- [Far92] M. Farge. Wavelet transforms and their application to turbulence. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 24 :395-458, 1992.
- [Faw81] J. Fawcett. Chain and belt drives - a review. *Shock and Vibration Digest*, 13 (5) :5-12, 1981.
- [FBH88] J. Fawcett, J. Burdes, and R. Hewit. Initial tension setting for drive belts. *Automotive Engineering*, 13 (1) :70-71, 1988.
- [FBH89] J. Fawcett, J. Burdes, and R. Hewit. Belt natural frequency as an indicator of belt tension. In *1989 International Conference on Power Transmission and Gearing*, pages 25-29, 1989.
- [FHL11] S. Fang, B. Hu, and S. Liu. The analysis on fire smoke exhausting robot vibration based on wavelet transform. *Advanced Materials Research 2011*, 328330 :1887-1891, 2011.
- [Fir70] T.C. Firbank. Mechanics of the belt drive. *International Journal of Mechanical Sciences*, 12 (12) :1053-1063, 1970.
- [FYM⁺02] A. Fuji, S. Yonemoto, K. Miyazaki, S. Furumata, and H. Miyazawa. Analysis of the accessory belt lateral vibration in automotive engines. *Society of Automotive Engineers of Japan (jSAE Review)*, 23 (1) :41-47, January 2002.
- [Gar94] W.A. Gardner. *An introduction to cyclostationary signals*, pages 1-90. 1994.
- [Gat10] Gates. *Entretien préventif des transmissions par courroies industrielles. Pour une longue durée sans problèmes*, e1/20087 edition, 2010.
- [Ger91] G. Gerbert. On the flat belt slip. *Vehicule Tribology*, Tribology Series 16 Elsevier :333-339, Amsterdam, 1991.
- [Ger96] G. Gerbert. Belt slip - a unified approach. *Journal of Mechanical Design*, 118 :432s-438s, 1996.
- [Ger99] G. Gerbert. Traction belt mechanics. *Chalmers University of Technology, Goteborg*, 1999.

- [GH89] R.G.S. Gasper and L.E. Hawker. Resonance frequency prediction of automotive serpentine belt drive systems by computer modeling. *Machinery Dynamics - Applications and Vibration Control Problems, ASME*, pages 13-16, september 1721, 1989.
- [Gla61] E.G. Gladyshev. Periodically correlated random sequences. 1961.
- [GS02] G. Gerbert and F. Sorge. Full sliding adhesive-like contact of v-belts. *ASME Journal Mechanical Design*, 124 (4) :706 -712, 2002.
- [Haw91] L. E. Hawker. *A vibration analysis of automotive serpentine accessory drive*. PhD thesis, University of Windsor, 1991.
- [Ho00] D. Ho. *Bearing diagnostics and self-adaptive noise cancellation*. PhD thesis, UNSW, 2000.
- [IRA13] G. Ishak, A. Raad, and J. Antoni. Analysis of vibration signals using cyclostationary indicators. In *Surveillance 7 International Conference*, Chartres, France, October 2930, 2013.
- [JA03] P.P. Jombo and G.A. Adetona. Computer-aided design of belts and pulley systems. *Nigerian Journal of Engineering Research and Development*, 2 :1-11, 2003.
- [JLB06] A.K.S. Jardine, D. Lin, and D. Banjevic. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition based maintenance. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20 :p. 1483-1510, 2006.
- [Joh85] K. L. Johnson. *Contact mechanics*. Cambridge University Press, London, 1985.
- [Joh87] K.L. Johnson. *Contact mechanics*. first ed. Cambridge University Press, London, 1987.
- [Ka11] B. Kilundu and al. Cyclostationarity of acoustic emissions (ae) for monitoring bearing defects. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25 :2061-2072, 2011.
- [Kay79] S. M. Kay. The effect of noise on the autoregressive spectral estimator. *IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing* 27 (5), 27 (5) :478-485, 1979.
- [KK13] A. Kumar and R. Kumar. Adaptive wavelet based signal processing scheme for detecting localized defects in rolling element of taper roller bearing. In *Surveillance 7 International Conference*, Chartres, France, October 2930, 2013.
- [KL99] S.K. Kim and J.M. Lee. Analysis of the nonlinear vibration characteristics of a belt-driven system. *Journal of Sound and Vibration*, 223 (5) :723-740, 1999.
- [Kle12] R. Klein. Condition indicators for gears. *Annual Conference of Prognostics and Health Management Society*, 2012.
- [KLV16] M. Kedadouche, Z. Liu, and V.H. Vu. A new approach based on empirical wavelet transforms for bearing fault diagnosis. *Measurement*, pages 292-308, 2016.
- [Kon03] L. Kong. *Coupled belt-pulley vibration in serpentine drives*. PhD thesis, Ohio State University, 2003.
- [KP03] L. Kong and R.G. Parker. Equilibrium and belt-pulley vibration coupling in serpentine belt drives. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 70 :739-750, September 2003.
- [KP04] L. Kong and R.G. Parker. Coupled belt-pulley vibration in serpentine drives with belt bending stiffness. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 71 :109-119, 2004.
- [KP05] L. Kong and R.G. Parker. Steady mechanics of belt-pulley systems. *Journal of Applied Mechanics*, 72(1) :25-34, January 2005.

- [KP06] L. Kong and R.G. Parker. Mechanics and sliding friction in belt drives with pulley grooves. *Journal of Mechanical Design*, 128 :494, 2006.
- [KTEBR14] T. Kidar, M. Thomas, M. El Badaoui, and Guilbaulta R. Control of phases by esprit and wlse methods for the early detection of gear cracks. *Journal of Mechanics and Industry*, 15 (6) :487-495, January 2014.
- [KTT12] M. Kedadouche, M. Thomas, and A. Tahan. Monitoring bearings by acoustic emission a comparative study with vibration techniques for early detection. In *30th Seminar on machinery vibration, Canadian Machinery Vibration Association Niagara Falls (ON, Canada)*, page 17, 2012.
- [KTT14] M. Kedadouche, M. Thomas, and A. Tahan. Cyclostationarity applied to acoustic emission and development of a new indicator for monitoring bearing defects. *Mechanics and Industry*, 15 :467-476, 2014.
- [KTT16] M. Kedadouche, M. Thomas, and A. Tahan. A comparative study between empirical wavelet transforms and empirical mode decomposition methods application to bearing defect diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016.
- [LAC97] J.L. Lacoume, P.O. Amblard, and P. Comon. Statistiques d'ordre supérieur pour le traitement du signal. Paris, 1997.
- [LC08] X.J. Li and L.Q. Chen. Modal analysis of coupled vibration of belt drive systems. *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, 29 (1) :9-13, 2008.
- [LM99] S. Jr. Lawrence Marple. Computing the discretetime analytic signal via fft. *IEEE Transactions on Signal Processing*, DOI 10.1109/78.782222, 47(9) :2600-2603, September 1999.
- [LTEBG13] M. Lamraoui, M. Thomas, M. El Badaoui, and F. Girardin. Indicators for monitoring chatter in milling based on instantaneous angular speeds. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013.
- [LW02] M. J. Leamy and T. Wasfy. Analysis of belt-drive mechanics using a creep-rate-dependent friction law. *Journal of Applied Mechanics*, 69 :763-771, 2002.
- [Mah56] S. Mahalingham. Transverse vibrations of power transmission chains. *British Journal of Applied Physics*, September, 1956.
- [Mal98] S. Mallat. A wavelet tour of signal processing. CA : Academic Press, 1998.
- [McF89] P. D. McFadden. Interpolation techniques for time domain averaging of gear vibration. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 3 (1) :87-97, 1989.
- [MD11] M. Musselman and D. Djurdjanovic. Improvement of belt tension monitoring in a belt-drive automated material handling system. In *Advances in Sustainable Manufacturing Proceedings of the 8th Global Conference 135 on Sustainable Manufacturing*, 2011.
- [MD12] M. Musselman and D. Djurdjanovic. Tension monitoring in a belt-driven automated material handling system. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 5 :67-76, 2012.
- [Mec98] R. J. Meckstroth. Accessory drive belt/pulley friction test. *SAE transactions*, 107 (3) :1300-1312, 1998.
- [Mer05] R. J. E. Merry. Wavelet theory and applications : a litterature study. Master's thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 2005.

- [Mic06] G. Michon. *Dynamique non-linéaire des entraînements par courroies. Analyses théoriques et expérimentales*. PhD thesis, INSA, Lyon, France, juillet 2006.
- [Mir60] W.L. Miranker. The wave equation in a medium in motion. *IBM Journal of Research and Development*, 4 (1) :36-42, 1960.
- [MLL14] L. Manin, C. Lorenzon, and X. Liang. Power losses prediction in poly-v belt transmissions application to front engine accessory drives. *International Gear Conference, August 2014, Lyon*, 2014.
- [MM09] L. Manin and G. Michon. Entraînement par courroies striées. architecture et dynamique globale. *Techniques de l'Ingénieur*, October 2009.
- [MMPD08] G. Michon, L. Manin, R. G. Parker, and R. Dufour. Duffing oscillator with parametric excitation :analytical and experimental investigation on a belt-pulley system. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 3 (3) :031001, 2008.
- [MMRD09] L. Manin, G. Michon, D. Remond, and R. Dufour. From transmission error measurement to pulley-belt slip determination in serpentine belt drives influence of tensioner and belt characteristics. *Mechanism and Machine Theory*, 44 (4) :813-821, 2009.
- [Mot65] C. D. Jr. Mote. A study of band saw vibrations. *Journal of The Franklin Institute*, 279 :430-444, 1965.
- [MP13] D. Martins and R. Pederiva. Nonlinear model of belt-tensioner system with experimental validation. In *11th International Conference on Vibration Problems - ICOVP 2013, Lisbon*, September 2013.
- [MPH02] M. Mosher, A. H. Pryor, and E. M. Huff. Evaluation of standard gear metrics in helicopter flight operation. In *56th Mechanical failure Prevention Technology Conference*, Virginia Beach, VA, April 15-19, 2002.
- [MT00] P. D. McFadden and M. Toozhy. Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearing. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 14 :891-896, 2000.
- [MTLP13] Q. Miao, C. Tang, W. Liang, and M. Pecht. Health assessment of cooling fan bearings using wavelet-based filtering. *Sensors ISSN 14248220*, 13 :274-291, 2013.
- [Mus10] M. W. Musselman. *Improvement of belt tension monitoring in a belt-driven automated material handling system*. PhD thesis, University of Texas, August 2010.
- [MV05] R. Mikalauskas and V. Volkovas. Analysis of the dynamics of a defective v-belt and diagnostic possibilities. *Technological System Diagnostic Institute, Kaunas, Lithuania*, pages 145-153, November 2005.
- [MW97] J. Moon and J. Wickert. Non-linear vibration of power transmission belts. *Journal of Sound and Vibration*, 200 (4) :419-431, 1997.
- [MZQC15] A.B. Ming, W. Zhang, Z.Y. Qin, and F.L. Chu. Envelope calculation of the multi-component signal and its application to the deterministic component cancellation in bearing fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 5051 :70-100, 2015.
- [MZQC16] A.B. Ming, W. Zhang, Z.Y. Qin, and F.L. Chu. Fault feature extraction and enhancement of rolling element bearing in varying speed condition. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 7677 :367-379, 2016.

- [NAhZ⁺03] L. Notini, A. Al-habaibeh, F. Zorraïassatine, R.M. Parkin, M.R. Jackson, and J. Coy. Condition monitoring of belt based power transmission systems using low resolution thermal imaging. In *ICOM 2003 Mechatronics Conference*, UK, June 2003.
- [Neu13] T. J. Neudorf. *Non-contact measurement of dynamic belt span tension in automotive FEAD systems*. PhD thesis, Department of Mechanical and Industrial Engineering, University Toronto, 2013.
- [Nol67] A.M. Noll. Cepstrum pitch determination. *J.A.S.A*, 41(2) :293-309, 1967.
- [NS05] H. Nishizawa, H.N.and Yamaguchi and H. Suzuki. Friction characteristic analysis for damping force setup in metal v-belt type cvts. Technical Report 40, 14-20, R&D Review of Toyota CRDC, 2005.
- [NZ02] M. Nouri and J.W. Zu. Dynamic analysis and optimization of tensioner in automotive serpentine belt drive systems. In *ASME Design Engineering Technical conferences and Computer and Information in Engineering Conference.*, pages 813-820, September 29-October 2, 2002.
- [OHWC05] D. O' Halloran, A. Wolf, and H. Choset. Design of a high-impact survivable robot. *Mechanism and Machine Theory*, 40 :1345-1366, 2005.
- [OOJI⁺11] S. A. Ojolo, Orisaleye, Adelaja J. I., A. O., and O. Kilanko. Design and development of waste sorting machine. *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences*, 2 :576-580, 2011.
- [Orf96] S. J. Orfanidis. *Introduction to Signal Processing*. Englewood Cliffs, N. J. : Prentice Hall, 1996.
- [OS75] A. V. Oppenheim and R. W. Schaffer. Digital signal processing. *Englewood Cliffs, NJ : Prentice-Hall*, 1975.
- [OWZ14] J. Obuchowski, A. Wylomanska, and R. Zimroz. Vibration analysis of copper ore crushers used in mineral processing plant problem of bearings damage detection in presence of heavy impulsive noise. In *4th International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations (CMMNO 2014)*, Lyon, France, 15-16- December 1516, 2014.
- [Par04] R.G. Parker. Efficient eigensolution, dynamic response, and eigensensitivity of serpentine belt drives. *Journal of Sound and Vibration*, 270 :15-38, 2004.
- [PCF04] F. Pellicano, G. Catellani, and A. Fregolent. Parametric instability of belts theory and experiments. *Computers and Structures*, 82 :81-91, 2004.
- [PF89] H. Peeken and F. Fischer. Experimental investigation of power loss and operating conditions of statically loaded belt drives. In *International Power Transmission and Gearing Conference*, pages 15-24, Illinois, 1989.
- [Pla06a] D. Play. Entraînement par courroies dentées. caractéristiques de fonctionnement. *Techniques de l'Ingénieur*, 2006.
- [Pla06b] D. Play. Entraînement par courroies dentées. définitions. géométrie. *Techniques de l'Ingénieur*, BM 5 685, 2006.
- [PT13] L. Pietra and F. Timpone. Tension in a flat belt transmission : experimental investigation. *Mech. Mach. Theory*, 70 :129-156, 2013.

- [RA11] R. B. Randall and J. Antoni. Rolling element bearing diagnostics - a tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25 :485-520, 2011.
- [RAC01] R. B. Randall, J. Antoni, and S. Chobsaard. The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15 (5) :945-962, 2001.
- [Ran83] R. B. Randall. Cepstrum analysis and gearbox fault diagnosis. *Maintenance Management International, Elsevier*, pages 183-208, 1982/1983.
- [Ran01] R. B. Randall. *Cepstrum analysis*. Encyclopedia of vibration, D Ewins, S S Rao and S Braun, Academic Press, London, 2001.
- [RAS08] A. Raad, J. Antoni, and M. Sidahmed. Indicators of cyclostationarity theory and application to gear fault monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22 (3) :574-587, 2008.
- [Rey74a] O. Reynolds. Creep theory of belt drive mechanics. *Engineer*, 28 :396-397, 1874.
- [Rey74b] O. Reynolds. On the efficiency of belts or straps as communicators of work,. *Engineering*, 38 :396, 1874.
- [RGBEB13] D. Rotimbo, F. Guillet, M. Béka, and M. El Badaoui. Diagnosis of belt drives based on cyclostationary approach. In *International Conference Surveillance 7*, Chartres, France, October 29-30, 2013.
- [RK94] W. Rim and K. Kim. Identification of tension in a belt-driven system by analyzing flexural vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 8 (2) :199-213, 1994.
- [RLEB⁺14] D. Rotimbo, M. Lamraoui, M. El Badaoui, F. Guillet, and M. Béka. Study of vibration signals using cwtft and stft for belt changes diagnostic. In *Conference Vibrations, SHocks and Noise (VISHNO)*, July 3-5, 2014.
- [RNM11] R. B. Randall, Sawalhi N., and Coats M. A comparison of methods for separation of deterministic and random signals. *International Journal of Condition Monitoring*, 1 (1) :11-19, June 2011.
- [RS11] R. B. Randall and N. Sawalhi. A new method for separating discrete components from a signal. *Sound and Vibration*, pages 6-9, May 2011.
- [Rub00] M.B. Rubin. An exact solution for steady motion of an extensible belt in multipulley belt drive systems. *Journal of Mechanical Design*, 122 :311, 2000.
- [RV91] O. Rioul and M. Vetterli. Wavelets and signal processing. *IEEE SP Magazine*, pages 14-28, October 1991.
- [Sac54] R.A. Sack. Transverse oscillations in travelling strings. *British Journal of Applied Physics*, 5 (6) :224, 1954.
- [Saw07] N. Sawalhi. *Rolling element bearings diagnostics, prognostics and fault simulations*. PhD thesis, University of New South Wales, 2007.
- [SBL07] I. Soltani Bozchalooi and M. Liang. A smoothness index-guided approach to wavelet parameter selection in signal de-noising and fault detection. *Journal of Sound and Vibration*, 308 :246-267, 2007.
- [SBT08] S. Sassi, B. Badri, and M. Thomas. Tracking surface degradation of ball bearings by means of new time domain scalar descriptors. *International Journal COMADEM, ISSN1363-7681*, 11 :36-45, 2008.

- [Sch68] R. W. Schafer. *Echo removal by discrete generalized linear filtering*. PhD thesis, dissertation, MIT, January 1968.
- [Sch01] M. G. E. Schneiders. Wavelets in control engineering. Master's thesis, Eindhoven University of Technology, August 2001.
- [SCZ12] P. R. Scurtu, M. Clark, and J. W. Zu. Coupled longitudinal and transverse vibration of automotive belts under longitudinal excitations using analog equation method. *Journal of Vibration and Control*, 18 (9) :1336-1352, 2012.
- [SFLY13] W. B. Shangguan, X. Feng, H. Lin, and J. Yang. A calculation method for natural frequencies and transverse vibration of a belt span in accessory drive systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science, 2013.
- [SH05] C. Stander and P. Heyns. Instantaneous angular monitoring of gearboxes under non-cyclic stationary load conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19 (4) :817-835, 2005.
- [SH06] C. J. Stander and P. S. Heyns. Transmission path phase compensation for gear monitoring under fluctuating load conditions,. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20 (7) :1511-1522, 2006.
- [SH08] K. Shin and J. Hammond. *Fundamentals of Signal Processing for sound and vibration engineers*,. John Wiley & Sons, England, 2008.
- [SHZ⁺14] H. Sun, Z. He, Y. Zi, J. Yuan, X. Wang, J. Chen, and S. He. Multiwavelet transform and its applications in mechanical fault diagnosis a review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 43(12) :1-24, 2014.
- [Sim73] A. Simpson. Transverse modes and frequencies of beams translating between fixed end supports. *Journal Mechanical Engineering Science*, 15 (3) :159-164, 1973.
- [SLB06] S. J. Sangwine and N. Le Bihan. Quaternion singular value decomposition based on bidiagonalization to a real or complex matrix using quaternion householder transformations,. *Applied Mathematics and Computation*, 182(1) :727-738, DOI 10.1016 , j.amc.2006.04.032., 1 November 2006.
- [Sor96] F. Sorge. A qualitative-quantitative approach to v-belt mechanics. *ASME Journal of Mechanical Design*, 118 :15-21, 1996.
- [Sou13] A. Soualhi. *Du diagnostic au pronostic de pannes des entraînements électriques*. PhD thesis, AMPERE, Université de Lyon, France, 2013.
- [Spr00] Springfield. Energy loss and efficiency of power transmission belts. *Advanced Engineering Research, Belt Technical Center, Springfield, Missouri*, 2000.
- [SR05] N. Sawalhi and R. B. Randall. Spectral kurtosis enhancement using autoregressive models. *ACAM conference, Melbourne, Australia*., February 2005.
- [SR11] N. Sawalhi and R. B. Randall. Signal pre-whitening for fault detection enhancement and surveillance in rolling element bearings. *Eighth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, St David's Hotel, Cardiff, UK*, 2022 June, 2011.
- [SR13] N. Sawalhi and R. B. Randall. Localized fault detection and diagnosis in rolling element bearings a collection of the state of art processing algorithms. *8th DSTO International*

- Conference on Health and Usage Monitoring (HUMS 2013), 15th Australian International Aerospace Congress (AIAC15), 2528 February, 2013.*
- [SS13] R. R. Senthilkumar and K. Sooryaprakash. Industrial drive belt tensioning optimization,. In *International Conference on Current Trends in Engineering and Technology, IEEE-32107, ICCTET, ISBN 978-1-4799-2585-8, IEEE Catalogue Number :CFP1300W-POD*, pages 304-306, Coimbatore, India, 2013.
- [Ste77] R. M. Stewart. Some useful data analysis techniques for gearbox diagnostics. Technical Report Report MHM/R/10/77, Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, July 1977.
- [Sun88] D.C. Sun. Performance analysis of a variable speed-ratio metal v-belt drive. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automations in Design*, 110 :472-481, 1988.
- [SWBH15] P. K. Stefaniak, Zimroz R. Wylomanska, A., W. Bartelmus, and M. Hardygora. Diagnostic features modeling for decision boundaries calculation for maintenance of gearboxes used in belt conveyor system. In *Proceedings of the Fourth International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations, CMMNO'2014, Lyon, France*, volume 4, pages 251-263. Springer International Publishing, December 1517 2015.
- [SZS⁺15] P. K. Stefaniak, R. Zimroz, P. Sliwinski, M. Andrzejewski, and A. Wylomanska. Multidimensional signal analysis for technical condition, operation and performance understanding of heavy duty mining machines. In *Proceedings of the Fourth International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations, CMMNO'2014, Lyon, France*, volume 4, pages 197-210. Springer International Publishing, December 1517 2015.
- [TC98] C. Torrence and G. P. Compo. A practical guide to wavelet analysis. *Bull. Am. Meteorol. Soc.*, 79 :61-78, 1998.
- [TZMY06] W. Tao, M. J. Zhang, O. Ma, and X. P. Yun. Residual vibration analysis and suppression for scara robots in semiconductor manufacturing. *International Journal of Intelligent Control and Systems*, 11 (2) :97-105, 2006.
- [UAB12] J. Urbanek, J. Antoni, and Barszcz. Detection of signal component modulations using modulation intensity distribution. *Metrology and Measurement Systemes*, 28 :399-413, 2012.
- [UBU12] J. Urbanek, T. Barszcz, and T. Uhl. Comparison of advanced signal-processing methods for roller bearing faults detection. *Metrology and Measurement Systemes*, 19 (4) :715-726, 2012.
- [UWH85] A. G. Ulsoy, J. E. Whitesell, and M. D. Hooven. Design of belt-tensioner systeme dor dynamic stability. *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 107 :282-290, 1985.
- [WCZ10] Q .B. Wei, X. Chen, and D. U. Zheng. A research of v-belt transmission mechanics with two same pulleys. *Key Engineering Materials*, 450 :357-360, 2010.
- [Wig78] R. A Wiggins. Minimum entropy deconvolution. *Geoexploration*, 16 :21-35, 1978.
- [WL02] T.M. Wasty and M. Leamy. Effect of bending stiffness on the dynamic and steady-state responses of belt drives. In *ASME Design Engineering Technical Conferences and Computer and Information in Engineering Conference ASME,*, pages 217-224, 2002.

- [WM86] K. W. Wang and C. D. Jr Mote. Vibration coupling analysis of band/wheel mechanical systems. *Journal of Sound and Vibration*, 109 (2) :237-258, 1986.
- [WM90] J. A. Wickert and C. D. Jr. Mote. Classical vibration analysis of axially moving continua. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 57 :738-744, 1990.
- [WS85] B. Widrow and S. Stearns. Adaptive signal processing. *Prentice-Hall, Englewood Cliffs NJ*, pages 349-351, 1985.
- [YCD98a] D. Yu, T. H. C. Childs, and K. W. Dalgarno. Experimental and finite element studies of the running of v-ribbed belts in pulley grooves. In *Inst. Mech. Eng. C J. Mech. Eng. Sci.*, volume 212, pages 343-355, 1998.
- [YCD98b] D. Yu, T. H. C. Childs, and K. W. Dalgarno. V-ribbed belt design, wear and traction capacity. In *Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng.*, volume 212, pages 333-344, 1998.
- [Yu96] D. Yu. *Mechanical performance of automotive V-ribbed belts.*. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Leeds, UK, 1996.
- [ZG91] G. Zivanovic and W. Gardner. Degrees of cyclostationarity and their application to signal detection and estimation. *Signal processing*, pages 287-297, 1991.
- [ZOW14] R. Zimroz, J. Obuchowski, and A. Wylomanska. Bearings damage detection in presence of heavy non-gaussian noise via cyclo-stationary analysis. In *International Conference Vibroengineering 2014 Katowice*, Katowice, Poland, 2014.
- [ZP08] F. Zhu and R. G. Parker. Influence of tensioner dry friction on the vibration of belt drives with belt bending stiffness. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 130 :011002-1-011002-9, 2008.
- [ZTD93] J. J. Zakrajsek, D. P. Townsend, and H. J. Decker. An analysis of gear fault detection methods as applied to pitting fatigue failure data. *NASA TM-105950, presented at 47th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, April 1993.
- [Zu96] J. W. Zu. *Static and dynamic analysis and software development of belt drive systems.* June, 1996.
- [ZZ98] L. Zhang and J. W. Zu. Non-linear vibrations of viscoelastic belts, part i free vibration analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 216 (1) :75-91, 1998.
- [ZZ99] L. Zhang and J. W. Zu. Modal analysis of serpentine belt drive systems. *Journal of Sound and Vibration*, 222 (2) :259-279, 1999.
- [ZZ00] L. Zhang and J. W. Zu. One-to-one auto-parametric resonance in serpentine belt drive systems. *Journal of Sound and Vibration*, 232 (4) :783-806, 2000.