



**HAL**  
open science

# L'imagerie acoustique au service de la surveillance et de la détection des défauts mécaniques

Edouard Cardenas Cabada

► **To cite this version:**

Edouard Cardenas Cabada. L'imagerie acoustique au service de la surveillance et de la détection des défauts mécaniques. Acoustique [physics.class-ph]. Université de Lyon, 2017. Français. NNT : 2017LYSEI124 . tel-02063337

**HAL Id: tel-02063337**

**<https://theses.hal.science/tel-02063337>**

Submitted on 11 Mar 2019

**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.



N°d'ordre NNT : 2017LYSEI124

**THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON**  
opérée au sein de  
**I'INSA LYON**

**Ecole Doctorale N° 162**  
**Mécanique – Energétique – Génie civil - Acoustique**

**Spécialité/ discipline de doctorat** : Acoustique

Soutenue publiquement le 08/12/2017, par :  
**Edouard Cardenas Cabada**

---

**L'imagerie acoustique au service de la  
surveillance et de la détection des  
défauts mécaniques**

---

Devant le jury composé de :

Thomas, Jean-Hugh  
Chiementin, Xavier  
El Badaoui, Mohamed  
Capdessus, Cécile  
Antoni, Jérôme  
Hamzaoui, Nacer

Maître de conférence HDR, LAUM  
Maître de conférence HDR, GRESPI  
Professeur des universités, LASPI  
Maître de conférence, IUT de Chartres  
Professeur des universités, LVA  
Professeur des universités, LVA

Rapporteur  
Rapporteur  
Examinateur  
Examinatrice  
Examinateur  
Directeur de thèse

Leclere, Quentin  
Gryllias, Konstantinos

Maître de conférence HDR, LVA  
Maître de conférence, KUL

Co-directeur de thèse, Invité  
Invité



## Département FEDORA – INSA Lyon - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
<b>CHIMIE</b>	<b>CHIMIE DE LYON</b> <a href="http://www.edchimie-lyon.fr">http://www.edchimie-lyon.fr</a>  Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 <sup>e</sup> etage <a href="mailto:secretariat@edchimie-lyon.fr">secretariat@edchimie-lyon.fr</a> Insa : R. GOURDON	<b>M. Stéphane DANIELE</b> Institut de Recherches sur la Catalyse et l'Environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 avenue Albert Einstein 69626 Villeurbanne cedex <a href="mailto:directeur@edchimie-lyon.fr">directeur@edchimie-lyon.fr</a>
<b>E.E.A.</b>	<b>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</b> <a href="http://edeea.ec-lyon.fr">http://edeea.ec-lyon.fr</a>  Sec : M.C. HAVGOUDOUKIAN <a href="mailto:Ecole-Doctorale.eea@ec-lyon.fr">Ecole-Doctorale.eea@ec-lyon.fr</a>	<b>M. Gérard SCORLETTI</b> Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 <a href="mailto:Gerard.scorletti@ec-lyon.fr">Gerard.scorletti@ec-lyon.fr</a>
<b>E2M2</b>	<b>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</b> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a>  Sec : Sylvie ROBERJOT Bât Atrium - UCB Lyon 1 04.72.44.83.62 Insa : H. CHARLES <a href="mailto:secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr">secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr</a>	<b>M. Fabrice CORDEY</b> CNRS UMR 5276 Lab. de géologie de Lyon Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Géode 2 rue Raphaël Dubois 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 <a href="mailto:cordey@univ-lyon1.fr">cordey@univ-lyon1.fr</a>
<b>EDISS</b>	<b>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE</b> <a href="http://www.ediss-lyon.fr">http://www.ediss-lyon.fr</a>  Sec : Sylvie ROBERJOT Bât Atrium - UCB Lyon 1 04.72.44.83.62 Insa : M. LAGARDE <a href="mailto:secretariat.ediss@univ-lyon1.fr">secretariat.ediss@univ-lyon1.fr</a>	<b>Mme Emmanuelle CANET-SOULAS</b> INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax :04 72 68 49 16 <a href="mailto:Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr">Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr</a>
<b>INFOMATHS</b>	<b>INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES</b> <a href="http://edinfomaths.universite-lyon.fr">http://edinfomaths.universite-lyon.fr</a>  Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal, 3 <sup>e</sup> étage Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax : 04.72.43.16.87 <a href="mailto:infomaths@univ-lyon1.fr">infomaths@univ-lyon1.fr</a>	<b>M. Luca ZAMBONI</b>  Bâtiment Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél :04 26 23 45 52 <a href="mailto:zamboni@maths.univ-lyon1.fr">zamboni@maths.univ-lyon1.fr</a>
<b>Matériaux</b>	<b>MATERIAUX DE LYON</b> <a href="http://ed34.universite-lyon.fr">http://ed34.universite-lyon.fr</a>  Sec : Marion COMBE Tél:04-72-43-71-70 –Fax : 87.12 Bat. Direction <a href="mailto:ed.materiaux@insa-lyon.fr">ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Jean-Yves BUFFIERE</b> INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 71.70 Fax 04 72 43 85 28 <a href="mailto:Ed.materiaux@insa-lyon.fr">Ed.materiaux@insa-lyon.fr</a>
<b>MEGA</b>	<b>MECANIQUE,ENERGETIQUE,GENIE CIVIL,ACOUSTIQUE</b> <a href="http://edmega.universite-lyon.fr/">http://edmega.universite-lyon.fr/</a>  Sec : Marion COMBE Tél:04-72-43-71-70 –Fax : 87.12 Bat. Direction <a href="mailto:mega@insa-lyon.fr">mega@insa-lyon.fr</a>	<b>M. Philippe BOISSE</b> INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 <a href="mailto:Philippe.boisse@insa-lyon.fr">Philippe.boisse@insa-lyon.fr</a>
<b>ScSo</b>	<b>ScSo*</b> <a href="http://ed483.univ-lyon2.fr/">http://ed483.univ-lyon2.fr/</a> Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04 78 69 72 76 <a href="mailto:viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr">viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr</a>	<b>M. Christian MONTES</b> Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 <a href="mailto:Christian.montes@univ-lyon2.fr">Christian.montes@univ-lyon2.fr</a>

\*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie



## RÉSUMÉ

---

La surveillance et le diagnostic des machines tournantes sont des étapes cruciales de la maintenance conditionnelle. Elles permettent d'anticiper les défaillances des composants mécaniques de manière à éviter les pannes. Si une défaillance n'est pas détectée à temps, elle peut entraîner une réaction en chaîne qui peut mener jusqu'à une dégradation généralisée du mécanisme. Le domaine du diagnostic des machines est généralement lié à l'analyse vibratoire. La réussite d'un diagnostic dépend en partie de la proximité du capteur vibratoire avec les composants mécaniques sous surveillance. La géométrie du mécanisme ne permet pas toujours de satisfaire cette condition. De plus, les éléments tournants ne peuvent pas être directement équipés. Ceci met en perspective l'intérêt de mesures sans contact pour effectuer une surveillance. Les mesures acoustiques permettent de se défaire du contact avec la machine. Cependant, elles sont plus susceptibles d'être polluées par des sources secondaires liées à l'environnement de travail. De ce fait, elles procurent un moins bon rapport signal à bruit que les mesures vibratoires. Cette limite peut être contrebalancée par l'utilisation d'un réseau de microphones, aussi appelé antenne acoustique, qui permet l'utilisation d'algorithmes d'imagerie acoustique. L'objectif de cette thèse est de tester l'applicabilité de l'imagerie acoustique à la détection de défaut sur machine tournante.

L'imagerie acoustique est communément utilisée pour la caractérisation de sources acoustiques dans un but de réduction des nuisances sonores produites par les machines industrielles. Par conséquent, elle est largement utilisée dans le domaine de l'automobile et de l'aéronautique. La possibilité de cartographier le champ acoustique rayonné par une surface peut également être exploitée dans un but de détection de défaut. En effet, il est légitime de penser que l'apparition d'un défaut introduit une modification du comportement vibroacoustique d'un mécanisme et que, par conséquent, le champ acoustique rayonné soit affecté.

Plusieurs stratégies basées sur l'algorithme de beamforming classique sont développées dans ces travaux de thèse. Premièrement les cartographies d'indicateurs communément utilisés en maintenance conditionnelle (variance, kurtosis) sont analysées.

La visualisation du kurtosis en fonction de l'espace permet de localiser les sources impulsives qui peuvent être reliées à un défaut potentiel. Par ailleurs, le kurtosis spectral est également combiné avec le beamforming. Ce dernier permet de localiser plusieurs sources impulsives qui se manifestent à des fréquences différentes.

Une autre stratégie basée sur la séparation de source est développée. Le champ acoustique synchrone avec la rotation d'un composant de la machine est extrait grâce à la moyenne synchrone angulaire. L'analyse des sources présentes dans les cartographies du champ synchrone et résiduel permet de conclure sur la présence de défaut. En effet, les sources reliées à un défaut ont tendance à se

désynchroniser des cycles de la machine et se retrouvent donc dans le champ résiduel.

Par ailleurs, des indicateurs scalaires basés sur le spectre d'enveloppe des signaux sont mis en place. Ces derniers sont destinés à détecter les défauts de roulement de bague interne et externe. L'analyse de leurs cartographies permet non seulement de localiser le roulement défectueux mais également d'indiquer la nature du défaut.

Enfin, une nouvelle méthode d'imagerie acoustique qui exploite les fonctions de transfert vibroacoustiques entre des accéléromètres positionnés sur la machine et une antenne acoustique est développée. Elle permet d'obtenir des cartographies de la pression rayonnée sur une surface de la machine uniquement à partir d'accéléromètres. Son applicabilité à la détection de défaut est également démontrée.

Les méthodes précédemment citées sont appliquées sur des mesures expérimentales qui impliquent un banc d'essai sur lequel des défauts (roulement, engrenage) peuvent être introduits.

**Mots clés :** diagnostic, beamforming, machines tournantes, indicateurs de détection de défauts, fonctions de transfert vibroacoustiques

## ABSTRACT

---

Condition monitoring of rotating machinery focuses towards the early detection of mechanical failure in order to prevent critical breakdowns. It is commonly accomplished through the analysis of vibration signals coming from the machine. The sensors position must be carefully chosen in order to record successfully the signal induced by the faulted part. However, the machine geometry sometimes prevents the sensors to be placed close enough to the fault causing the diagnostic failure. Moreover, moving components such as rotating parts cannot be directly monitored. Contactless measurements advantages are then highlighted. Microphones provide such type of measurements since the contact with the machine is no longer required. On the other hand, acoustic measurements are more sensitive to their environment because the surrounding noise is also recorded. The signal-to-noise ratio obtained with such measurements is thus lower compared to the classical vibration approach. This drawback can be tackled by using a microphone array which gives access to acoustic imaging algorithms.

One of the principal application of acoustic imaging techniques is the identification of acoustic sources in order to reduce the machine's radiation. These techniques are widely used in automotive and aeronautic domains. The mappings of the source strength over a surface can also be used as a fault detection tool. Indeed, the fault triggers a modification in the vibroacoustic behavior of the machine which also affects its radiation.

Several strategies based on the classical beamforming algorithm were developed in this thesis. First of all, the mappings of features commonly used in condition monitoring (variance, kurtosis) are analyzed. The visualization of kurtosis allows localizing the impulsive sources which can be related to a fault. Furthermore, the spectral kurtosis combined with beamforming is a way to separate and identify impulsive sources which manifest themselves in different frequency bands.

Another strategy based on source separation is also developed. The acoustic field synchronous with the rotation of one element of the machine is extracted thanks to angular synchronous average. Analyzing the mappings of both synchronous and residual sound fields allows concluding about a fault presence. Actually, sources related to a fault are no longer synchronous with the machine cycles and thus belong to the residual fields.

New fault detection indicators are also developed in this work. They focus towards the identification of roller element bearings faults such as outer and inner race faults. The analysis of the mapping of these indicators allows to detect the faulted bearing and to identify the nature of the fault.

Finally, a new imaging technique based on the vibroacoustic transfer functions between accelerometers and the microphone array is developed. It gives the pos-

sibility to obtain the sound mappings from the vibration measurement only. Its applicability to fault detection is also demonstrated.

The previously listed strategies are applied to experimental measurements recorded on a test rig. Gear and bearing faults can be introduced in the test rig in order to test the proposed methods.

**Keywords :** condition monitoring, acoustic imaging, beamforming, rotating machinery, fault detection feature, vibroacoustic transfer functions

## TABLE DES MATIÈRES

---

RÉSUMÉ	I
ABSTRACT	III
ACRONYMES	VII
INTRODUCTION	1
1 ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE	5
1.1 Imagerie acoustique . . . . .	5
1.1.1 Généralités . . . . .	6
1.1.2 Méthodes d'imagerie acoustique . . . . .	8
1.2 Diagnostic des machines tournantes par analyse vibratoire . . . . .	12
1.2.1 Signaux caractéristiques de défauts . . . . .	13
1.2.2 Surveillance par suivi d'indicateur . . . . .	18
1.2.3 Techniques avancées . . . . .	20
1.3 Diagnostic des machines tournantes par mesures acoustiques . . . . .	27
1.4 Rayonnement par fonctions de transfert vibroacoustiques . . . . .	30
1.4.1 Formulation intégrale du rayonnement acoustique . . . . .	30
1.4.2 Fonction de transfert vibroacoustique <i>in situ</i> . . . . .	31
2 L'IMAGERIE ACOUSTIQUE AU SERVICE DU DIAGNOSTIC DES MA- CHINES TOURNANTES	37
2.1 Simulations . . . . .	37
2.1.1 Monopoles en champ libre . . . . .	37
2.1.2 Plaque mince appuyée et bafflée . . . . .	39
2.1.3 Simulation de signaux de défaut de roulement . . . . .	41
2.1.4 Configurations simulées . . . . .	43
2.2 Cartographies d'indicateurs de diagnostic . . . . .	47
2.2.1 Stratégie proposée . . . . .	47
2.2.2 Résultats : monopoles en champ libre . . . . .	49
2.2.3 Résultats : rayonnement de la plaque . . . . .	52
2.3 Kurtosis spectral en fonction de l'espace pour un cas 2D . . . . .	55
2.4 Séparation des contributions acoustiques . . . . .	58
2.5 Mise en place d'indicateurs scalaires pour les défauts de roulement	64
2.5.1 Indicateur de défaut de bague externe . . . . .	66
2.5.2 Indicateur de défaut de bague interne . . . . .	68
2.5.3 Résultats . . . . .	71
2.6 Discussion . . . . .	75
3 APPLICATION SUR BANC D'ESSAI	79
3.1 Protocole expérimental . . . . .	79
3.1.1 Présentation du banc d'essai . . . . .	79
3.1.2 Moyens de mesures . . . . .	81
3.1.3 Configurations testées . . . . .	82
3.1.4 Maillage acoustique . . . . .	84

3.2	Cartographie d'indicateurs de diagnostic . . . . .	84
3.2.1	Variance . . . . .	85
3.2.2	Kurtosis . . . . .	88
3.3	Kurtosis spectral en fonction de l'espace . . . . .	90
3.4	Séparation des contributions acoustiques . . . . .	93
3.5	Cartographies des indicateurs ORFI et IRFI . . . . .	98
3.6	Synthèse . . . . .	105
4	IMAGERIE PAR FONCTIONS DE TRANSFERT VIBROACOUSTIQUES . . . . .	107
4.1	Calcul des FTVA . . . . .	108
4.2	Beamforming par FTVA . . . . .	111
4.3	Protocole expérimental . . . . .	112
4.4	Étude expérimentale des FTVA . . . . .	114
4.4.1	Configurations testées . . . . .	114
4.4.2	Influence d'une décomposition en valeur propre . . . . .	116
4.5	Comparaison des cartographies . . . . .	124
4.6	Application au diagnostic . . . . .	130
4.6.1	Variance et kurtosis . . . . .	130
4.6.2	Indicateurs ORFI et IRFI . . . . .	135
4.7	Synthèse . . . . .	137
	CONCLUSION ET PERSPECTIVES . . . . .	139
	<b>Annexes</b> . . . . .	143
A	RAYONNEMENT ACOUSTIQUE D'UNE PLAQUE MINCE APPUYÉE ET BAFFLÉE . . . . .	145
	ANNEXES . . . . .	145
B	ANTENNE ACOUSTIQUE . . . . .	149
C	BANC D'ESSAI . . . . .	153

## ACRONYMES

---

NAH	Nearfield Acoustic Holography
TFSD	Transformée de Fourier Spatiale Discrète
SONAH	Statistically Optimized Nearfield Acoustical Holography
IBEM	Inverse Boundary Element Method
ESM	Equivalent Source Method
IFRF	Inverse Frequency Response Function
SVD	Singular Value Decomposition
TSVD	Truncated Singular Value Decomposition
MED	Minimum Entropy Devolution
KS	Kurtosis Spectral
TFCT	Transformée de Fourier à Court Terme
OSK	Optimised Spectral Kurtosis
TSA	Time Synchronous Average
SES	Squared Envelope Spectrum
FFT	Fast Fourier Transform
iFFT	Inverse Fast Fourier Transform
CS1	Cyclostationnarité d'ordre 1
CS2	Cyclostationnarité d'ordre 2
CYNAH	Cyclostationary Nearfield Acoustic Holography
TPA	Transfer Path Analysis
OTPA	Operational Transfer Path Analysis
BPFO	Ball Passing Frequency on the Outer race
BPMI	Ball Passing Frequency on the Inner race
MSA	Moyenne Synchrone Angulaire
IRFI	Inner Race Fault Indicator
ORFI	Outer Race Fault Indicator
FTVA	Fonction de Transfert Vibroacoustique
vp	Valeur propre



## INTRODUCTION

---

Les machines tournantes sont au cœur du contexte industriel actuel. Elles se rencontrent aussi bien dans les sites de production, dans les automobiles ou encore dans le domaine de l'aéronautique. Leur rôle est généralement de transformer une énergie (électrique, thermique, pneumatique) en un mouvement (rotation ou translation) qui est utile à un mécanisme. Bien que leurs fins soient différentes en fonction du domaine d'application, certains composants mécaniques sont communs à la plupart des machines tournantes. Les arbres transmettent le mouvement de rotation aux différents sous-systèmes qui composent le mécanisme. Ces derniers sont généralement supportés par des roulements qui peuvent être à billes, à rouleaux, à contact obliques, etc. Enfin, les transformations de puissance et de vitesse sont généralement gérées par un ou plusieurs engrenages.

Les charges importantes appliquées sur ces composants, parfois fortement non stationnaires, ont un effet direct sur leur durée de vie. Originellement, les machines industrielles étaient utilisées jusqu'à ce qu'une panne apparaisse pour ensuite remplacer les pièces cassées. Cependant, cette approche est risquée, car la casse d'un composant peut entraîner une réaction en chaîne qui conduit à la détérioration d'autres parties de la machine. Par ailleurs, elle n'est pas applicable dans les secteurs où la sûreté des utilisateurs est en jeu, tel que l'aéronautique. Ceci a amené au développement de la maintenance conditionnelle des machines, qui a pour but d'anticiper les pannes de manière à agir avant la casse du mécanisme. La problématique majeure est de connaître l'état de santé des composants à partir d'une observation externe.

La technique de surveillance majoritairement utilisée dans l'industrie est la surveillance par analyse vibratoire. Elle se base sur l'hypothèse que le comportement vibratoire du mécanisme est modifié lorsqu'une anomalie apparaît. Cette modification peut donc être captée par des accéléromètres placés stratégiquement. La deuxième problématique concerne la sélection d'indicateurs qui traduisent correctement l'apparition du défaut. Des seuils d'alarme sont également associés aux indicateurs, ce qui permet d'indiquer le moment où l'intégrité du mécanisme n'est plus assurée. Une fois que la panne est détectée, la phase de diagnostic, basée sur des techniques de traitement du signal plus avancées, est appliquée. Il a pour but d'identifier l'origine du défaut et éventuellement sa nature. Ceci permet d'effectuer une maintenance appropriée au cas concerné.

Cependant, l'analyse vibratoire présente certains inconvénients. Le principal est que le capteur doit être positionné à proximité du composant à surveiller. Ce critère est particulièrement difficile à satisfaire lorsqu'il s'agit d'éléments tournants où que la géométrie du mécanisme est complexe. Par ailleurs, les surfaces concernées atteignent parfois des températures élevées, ce qui implique l'utili-

sation d'accéléromètres particuliers qui sont onéreux. Ces problèmes soulèvent l'intérêt d'utiliser des méthodes de mesure sans contact.

Bien que peu explorée, la surveillance des machines par mesures acoustiques permet de se défaire du contact avec la structure. Le rayonnement acoustique est étroitement lié aux vibrations régissant le mécanisme. La question de savoir si le son généré par une machine défaillante porte les informations nécessaires au diagnostic est alors légitime. Cependant, l'avantage de la mesure sans contact est contrebalancé par la sensibilité des mesures acoustiques aux bruits environnants. Le rapport signal à bruit dans le cas de mesures acoustiques est généralement détérioré par rapport aux mesures vibratoires. Ceci est d'autant plus vrai dans un milieu industriel, dans lequel de nombreuses sources acoustiques secondaires peuvent masquer les sources d'intérêt.

Pour limiter cet effet, l'utilisation d'un réseau de microphones (aussi appelé *antenne*) est recommandée. L'avantage de ce moyen de mesure par rapport à un seul microphone est qu'il permet d'appliquer des algorithmes d'imagerie acoustique. Ces techniques sont largement utilisées dans le domaine de la localisation et caractérisation de sources acoustiques. Elles permettent d'identifier le champ acoustique sur un plan source à partir des mesures de l'antenne. Dans certaines méthodes d'imagerie, cette identification permet de focaliser l'antenne vers la surface étudiée, ce qui réduit l'effet des sources secondaires et améliore le rapport signal à bruit par rapport au cas monomicrophonique. Un autre avantage de l'imagerie acoustique est l'information spatiale continue qu'elle apporte. Ceci permet de localiser spatialement les sources. Généralement, le but est d'identifier les sources prépondérantes de manière à optimiser le rayonnement acoustique de l'objet d'étude. Cependant, cette application n'est pas exhaustive ce qui permet d'envisager l'utilisation de l'imagerie acoustique à des fins de surveillance et de diagnostic des machines tournantes. Cette proposition définit le fil conducteur de ces travaux de thèse.

L'applicabilité de l'imagerie acoustique au diagnostic des machines tournantes est étudiée dans sa généralité. Premièrement, la technique d'imagerie qui semble la plus pertinente dans cet objectif doit être sélectionnée. Par la suite, plusieurs axes de recherche basés sur des stratégies distinctes seront développés.

- METTRE EN PLACE UNE STRATÉGIE SIMPLE DE DIAGNOSTIC PAR IMAGERIE ACOUSTIQUE. Pour ce faire, les cartographies d'indicateurs scalaires classiquement utilisés dans le domaine de la surveillance des machines tournantes sont analysées.
- APPLIQUER DES TECHNIQUES DE DIAGNOSTIC PLUS AVANCÉES À L'IMAGERIE ACOUSTIQUE. La visualisation du kurtosis spectral permettra d'identifier les sources impulsives qui peuvent être reliées à des défauts potentiels. Ensuite, la moyenne synchrone angulaire est utilisée afin de séparer la contribution des engrenages et des roulements.

- DÉFINIR DE NOUVEAUX INDICATEURS DE DÉTECTION DE DÉFAUT DE ROUEMENTS. Ces indicateurs, basés sur le spectre d'enveloppe des signaux, sont construits de manière à trouver la signature des défauts de bague externe et interne dans les signaux identifiés. Idéalement, une valeur anormalement élevée sur les cartographies indique la présence d'un défaut et permet de le localiser.
- DÉVELOPPER UNE MÉTHODE D'IMAGERIE PAR FONCTIONS DE TRANSFERT VIBROACOUSTIQUES (FTVA). Les mesures vibratoires et acoustiques sont combinées en vue de construire les FTVA entre les accéléromètres et les microphones pendant le fonctionnement du mécanisme. Un nouvel algorithme d'imagerie acoustique basé sur ces FTVA est proposé. Ce dernier permet d'obtenir des cartographies uniquement à partir de mesures vibratoires. Cette nouvelle méthode est ensuite étendue au diagnostic des machines tournantes.

Ce manuscrit est organisé en quatre chapitres. Le premier propose un état de l'art des thématiques abordées dans cette thèse. Les deux axes principaux sont l'imagerie acoustique et le diagnostic des machines tournantes qui sont traités séparément dans un premier temps. Tout d'abord, les généralités ainsi que certaines techniques de l'imagerie acoustique sont présentées. La maintenance conditionnelle des machines tournantes est ensuite introduite avec un aspect global, puis en décomposant les phases de surveillance et de diagnostic. Les particularités ainsi que les techniques communément utilisées dans ces deux phases sont abordées. Par la suite, une revue des travaux utilisant l'acoustique pour la détection de défaut sur les machines tournantes est proposée. La dernière partie de la bibliographie se focalise sur la construction de FTVA, les voies de transferts dans les mécanismes ainsi que sur la théorie de la transmissibilité.

Le chapitre 2 présente les aspects théoriques et techniques des méthodes répondant aux trois premiers objectifs évoqués précédemment. Plusieurs simulations numériques impliquant différents types de sources acoustiques sont introduites. Elles ont pour objectif de simuler des configurations acoustiques incluant une source représentant un défaut particulier masquée par des sources secondaires. Ces simulations serviront à tester l'efficacité des techniques de diagnostic par imagerie acoustique. La visualisation des cartographies d'indicateurs de diagnostic est premièrement testée. Ensuite, les cartographies du kurtosis spectral sont éprouvées. La capacité de la moyenne synchrone angulaire à séparer les sources acoustiques dans des cartographies de champ synchrone et résiduel est également envisagée. Pour finir, les nouveaux indicateurs scalaires de défaut de roulement sont introduits et appliqués sur les simulations. Leur avantage par rapport aux indicateurs classiques est la prise en compte des composantes fréquentielles cycliques des signaux qui permet d'identifier la nature du défaut.

Les méthodes introduites dans le chapitre 2 sont ensuite testées sur un cas expérimental. Un banc à d'essai sur lequel des défauts peuvent être introduits est considéré. Une antenne de microphones est utilisée pour mesurer le champ

acoustique rayonné par le mécanisme dans différentes configurations (sain, défaut d'engrenage, défaut de roulement). Les résultats expérimentaux des techniques développées dans cette thèse sont présentés tout au long du chapitre 3.

Enfin, le dernier chapitre traite de l'imagerie acoustique par fonction de transferts vibroacoustiques. Dans un premier temps, les aspects théoriques ainsi que l'algorithme d'imagerie par FTVA sont développés. Ensuite, la capacité de la méthode à reproduire des pressions à partir de mesures vibratoires est explorée. Enfin, les cartographies issues du banc à engrenages obtenues grâce à cette nouvelle méthode sont comparées à celles obtenues par imagerie acoustique classique. Pour finir, la possibilité d'effectuer un diagnostic de la machine grâce à cette approche est testée. La dernière partie du manuscrit propose une conclusion générale ainsi que certaines perspectives pour des travaux futurs.

## ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

---

Cette thèse concerne la surveillance des machines et l'imagerie acoustique. Généralement, ces thématiques sont traitées dans la littérature comme deux domaines distincts. En effet, les chercheurs spécialisés dans la surveillance des machines préfèrent les signaux vibratoires du fait du meilleur rapport signal à bruit qu'ils présentent. D'autre part, l'objectif premier de l'imagerie acoustique est la caractérisation et l'identification de source.

Ce chapitre, qui a pour but d'introduire l'état de l'art, tient dans un premier temps compte de la complémentarité entre les deux domaines. De ce fait, la première partie présente l'imagerie acoustique, d'abord d'un point de vue global, puis en considérant les spécificités relatives à cette thèse. Le diagnostic des machines tournantes par analyse vibratoire est ensuite introduit. Cette deuxième partie traite premièrement des signaux caractéristiques des défauts mécaniques les plus communs. Ensuite, les techniques de détection sont présentées, en allant des plus basiques vers les plus sophistiquées.

La troisième partie traite de l'utilisation de mesures acoustiques pour la détection de défaut mécanique. Quelques études d'application de l'imagerie acoustique à la surveillance des machines sont également présentées.

Pour finir, la dernière partie concerne les aspects de rayonnement acoustique. Plus particulièrement, les questions de prédictions de rayonnement par fonctions de transfert sont abordées. Par ailleurs, les concepts de transmissibilité et de voies de transferts sont introduits dans cette partie.

### 1.1 IMAGERIE ACOUSTIQUE

Tout mécanisme est sujet à des vibrations qui elles-mêmes entraînent un rayonnement acoustique. La maîtrise des principales sources acoustiques est primordiale dans un contexte industriel. Premièrement, des normes internationales encadrent le niveau de pression acoustique maximal autorisé, qu'il s'agisse du bruit dans l'environnement de travail, du bruit de passage d'un véhicule ou encore d'un avion. La conception du produit est la première étape pour l'optimisation du rayonnement acoustique d'un mécanisme. Cependant, des écarts entre prédictions et niveaux réellement observés existent du fait de la difficulté à anticiper le rayonnement de mécanismes complexes. Des méthodes d'identification de sources sont alors nécessaires. Le but peut être simplement d'agir rétroactivement sur la conception ou tout simplement d'obtenir un retour d'expérience pour les études futures.

L'imagerie acoustique est un outil utilisé à ces fins. Un réseau de microphones, généralement appelé "antenne", constitue le matériel nécessaire pour son appli-

cation. Le nombre de microphones, leur répartition ou encore l'envergure de l'antenne sont autant de paramètres qui varient suivant les cas d'utilisation. L'imagerie acoustique est destinée à la caractérisation de sources acoustiques. Depuis les premiers travaux dans les années 1970, le développement de ces techniques a été aidé par différentes avancées technologiques. Parmi elles, les améliorations considérables des systèmes d'acquisition peuvent être citées. Originellement, une quinzaine de voies d'acquisition étaient utilisées [1] tandis que certaines études actuelles exploitent plusieurs centaines de microphones [2, 3]. L'apparition des microphones dit "MEMS" (*Micro Electro Mechanical System*), qui intègrent directement toute la chaîne d'instrumentation, est également bénéfique au domaine de l'imagerie acoustique. Parallèlement à ces avancées technologiques, de nombreuses techniques d'imagerie ont été proposées durant ces 40 dernières années. Elles se distinguent par leur applicabilité, la forme de l'antenne utilisée ou encore le principe mathématique sur lequel elles reposent.

Dans un premier temps, le problème classiquement posé en imagerie acoustique est présenté. Ensuite, une vue d'ensemble des différentes méthodes existantes est proposée. Un soin particulier sera apporté à la technique du beamforming, qui est utilisée dans ces travaux de thèse.

#### 1.1.1 Généralités

Le principe de l'imagerie acoustique est le même, quelle que soit la méthode utilisée [4, 5]. Il s'agit de reconstruire une (ou plusieurs) grandeur(s) du champ acoustique sur une surface vibrante à partir de la mesure d'une (ou plusieurs) grandeur(s) du champ acoustique rayonné en certains points de l'espace. Dans la suite, ces grandeurs acoustiques sont des pressions. Afin de résoudre le problème numériquement, l'objet vibrant est discrétisé en plusieurs sources élémentaires. Le modèle de l'étude est représenté sur la figure 1. Les points  $A_m$  ( $m \in [1, M]$ ) représentent les microphones et les points  $S_n$  ( $n \in [1, N]$ ) les sources. Le positionnement de ces différents points dépend de la technique utilisée, ce qui est discuté plus tard. Les grandeurs acoustiques sont assemblées dans des vecteurs complexes  $\mathbf{p}$  (pressions) et  $\mathbf{q}$  (sources) qui contiennent leurs coefficients de Fourier sur un extrait fenêtré du signal.

$$\mathbf{p}(\omega) = \begin{bmatrix} p_1(\omega) \\ \vdots \\ p_m(\omega) \\ \vdots \\ p_M(\omega) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{q}(\omega) = \begin{bmatrix} q_1(\omega) \\ \vdots \\ q_n(\omega) \\ \vdots \\ q_N(\omega) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

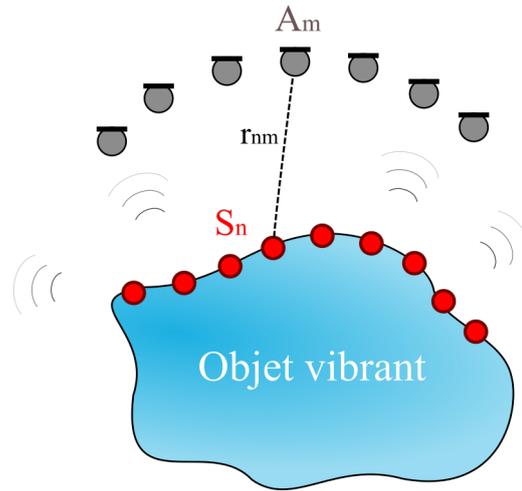


FIGURE 1 – Schéma du problème acoustique

avec  $\omega$  la pulsation, qui est omise par la suite par souci de clarté. Le problème direct peut s'écrire en reliant le vecteur  $\mathbf{q}$  au vecteur  $\mathbf{p}$  à travers une matrice de fonctions de transfert acoustiques  $\mathbf{G}$  ( $M \times N$ ).

$$\mathbf{p} = \mathbf{G}\mathbf{q} \quad (2)$$

Les termes contenus dans la matrice  $\mathbf{G}$  dépendent du modèle de source considéré ainsi que du milieu de propagation. Ces derniers seront abordés plus en détail dans la partie 1.1.2. En pratique, les inconnues du problème sont les sources  $\mathbf{q}$ , tandis que les pressions  $\mathbf{p}$  sont obtenues expérimentalement. Ceci amène à considérer la résolution du problème inverse relatif à l'équation 2, qui se traduit par la formule suivante :

$$\tilde{\mathbf{q}} = \mathbf{W}\mathbf{p} \quad (3)$$

$\tilde{\mathbf{q}}$  étant l'estimation des sources et  $\mathbf{W}$  l'opérateur d'inversion. Ce dernier marque la différence entre les techniques d'imagerie acoustique puisqu'il varie en fonction du cas considéré. Rappelons que l'équation 3 fait intervenir les transformées de Fourier des différentes grandeurs. Une version quadratique peut être écrite en considérant les matrices interspectrales de  $\mathbf{p}$  et  $\mathbf{q}$ .

Soit  $S_{xy}$  l'interspectre de deux signaux temporels  $x$  et  $y$ .

$$S_{xy}(\omega) = \text{TF}\{R_{xy}(\tau)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (4)$$

avec  $\text{TF}\{\cdot\}$  l'opérateur de la transformée de Fourier et  $R_{xy}$  la fonction d'intercorrélation entre  $x$  et  $y$ , définie à partir de l'espérance mathématique  $\mathbb{E}$  comme il suit

$$R_{xy}(\tau) = \mathbb{E}\{x(t)y(t-\tau)\} \quad (5)$$

En pratique, l'interspectre est calculé directement à partir des transformées de Fourier  $X$  et  $Y$  des signaux temporels moyennés sur plusieurs fenêtres temporelles :

$$S_{xy} = \mathbb{E}\{X\bar{Y}\} \quad (6)$$

$\bar{Y}$  étant le conjugué de  $Y$ . En pratique, les signaux  $x$  et  $y$  sont considérés comme des processus ergodiques ce qui permet d'approcher l'espérance d'ensemble par une moyenne temporelle. La méthode de Welch [6] est généralement utilisée pour l'estimation de  $S_{xy}$ . La matrice interspectrale des pressions est définie comme il suit :

$$\mathbf{S}_{pp} = \begin{bmatrix} S_{p_1 p_1} & \cdots & S_{p_M p_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{p_1 p_M} & \cdots & S_{p_M p_M} \end{bmatrix} \quad (7)$$

La diagonale de cette matrice représente les autospectres et les autres termes les interspectres. La matrice interspectrale  $\tilde{\mathbf{S}}_{qq}$  des sources estimées est définie de la même façon. Ainsi, la forme quadratique de l'équation 3 est :

$$\tilde{\mathbf{S}}_{qq} = \mathbf{W}\mathbf{S}_{pp}\mathbf{W}^* \quad (8)$$

avec  $*$  la transposée conjuguée.

### 1.1.2 Méthodes d'imagerie acoustique

Comme indiqué précédemment, différentes méthodes d'imagerie acoustique existent et présentent leurs particularités. De manière générale, on peut distinguer trois familles de méthodes :

- les méthodes basées sur l'holographie acoustique
- les méthodes inverses
- les méthodes de formation de voies

Ces dernières sont présentées dans les sections qui suivent.

#### *Holographie acoustique*

Une des plus anciennes méthodes d'imagerie acoustique est l'holographie de champ proche, ou *Nearfield Acoustic Holography* (NAH) en anglais. Elle a été introduite par Williams *et al.* [7, 8] dans les années 1980. Cette méthode, directement inspirée de l'optique, est basée sur l'hypothèse que le champ acoustique peut se représenter comme la somme d'une infinité d'ondes planes.

L'identification se fait par rétro-propagation du champ acoustique mesuré par l'antenne sur un plan source. Pour ce faire, les mesures sont projetées dans le domaine des nombres d'ondes spatiaux grâce à une transformée de Fourier spatiale discrète (TFSD). Généralement, cette décomposition se fait suivant les deux

directions de l'espace formées par l'antenne, ce qui limite sa forme à un plan. La troisième dimension de l'espace forme la direction de projection. Enfin, une transformée de Fourier spatiale inverse permet de revenir dans le domaine fréquentiel.

Comme son nom l'indique, le champ proche doit être enregistré, ce qui implique de positionner l'antenne suffisamment proche de la source. Un avantage majeur est que, puisque les ondes évanescentes sont captées, elles sont également restituées dans le champ identifié. Par conséquent, cette méthode est dotée d'une très bonne résolution en basse fréquence. Notons qu'elle permet également d'identifier le champ d'intensité, et par conséquent la puissance acoustique, qui sont des grandeurs nécessaires à la quantification de sources.

Néanmoins, certaines limites sont inévitables. Premièrement, l'hologramme reste sensible au rapport signal à bruit ainsi qu'à la distance de l'antenne à la source. De plus, la zone d'identification doit être de la même nature que la forme de l'hologramme, ce qui la limite à des formes très simples (plan, cylindre). L'holographie a inspiré un grand nombre de méthodes qui prennent en compte des formes arbitraires, celles-ci sont présentées dans la suite. Enfin, la TFSD introduit un repliement spatial si aucune mesure n'est prise. Pour éviter ce problème, un fenêtrage spatial est nécessaire. Il se traduit par une exclusion du bruit de mesure au détriment de certaines ondes évanescentes. Cette étape peut être vue comme une régularisation du problème inverse et est traitée dans [9].

Au début des années 2000, Hald [10] développe une méthode d'optimisation statistique pour la NAH, baptisée SONAH (*Statistically Optimized Nearfield Acoustical Holography*) qui permet de se libérer de l'utilisation d'une TFSD et donc du repliement sur le domaine des nombres d'ondes. Par ailleurs, elle permet l'utilisation d'autres fonctions d'onde élémentaires pour la résolution du problème (ondes sphériques et cylindriques). De plus, cette méthode a l'avantage de fonctionner avec une antenne de forme quelconque et même si les conditions de champ libre ne sont pas respectées.

L'identification du champ acoustique peut se faire sur l'intégralité du signal temporel si les sources sont considérées comme stationnaires. Si cette hypothèse n'est pas vérifiée, des versions temporelles de l'holographie [11, 12] permettent de visualiser des champs instationnaires.

### *Les méthodes inverses*

Comme leur nom l'indique, ces méthodes sont basées sur l'inversion d'une matrice. Puisque le problème inverse est généralement mal posé et que les signaux présentent du bruit de mesure, une étape de régularisation est nécessaire.

Originellement, ces techniques ont été proposées pour éviter la TFSD utilisée dans l'holographie ainsi que pour prendre en compte des surfaces arbitraires. Premièrement, la résolution de l'intégrale de Helmholtz numérisée a donné jour à la méthode *Inverse Boundary Element Method* (IBEM) [13, 14] qui se base sur le calcul de la matrice de transfert par éléments finis de frontières. Les sources à identifier, qui discrétisent l'objet de forme quelconque à caractériser, repré-

sentent la vitesse (ou pression) pariétale. Bien que cette méthode permet de traiter des géométries complexes, le lien entre finesse du maillage des sources et la fréquence d'étude maximale est un inconvénient majeur dans la mesure où il nécessite des moyens de calcul conséquents. Ceci implique également la sous-détermination du problème, qui ne garantit pas son unicité. Une alternative est la méthode des sources équivalentes (*Equivalent Source Method*) qui est également appelée IFRF (*Inverse Frequency Response Function*) [15–17]. L'hypothèse effectuée est que le champ acoustique mesuré peut être expliqué par le rayonnement de sources basiques (monopoles, dipôles) placées sur la surface ou à l'intérieur de l'objet considéré. La formulation analytique de ces sources sert de modèle pour construire l'opérateur de rayonnement qui sera ensuite inversé.

Comme indiqué précédemment, les méthodes citées souffrent du mauvais conditionnement de la matrice à inverser. Afin de minimiser son effet, un processus de régularisation du problème inverse est nécessaire. L'approche la plus commune est d'effectuer une décomposition en valeurs singulières du problème (*Singular Value Decomposition*) et de filtrer les valeurs propres considérées comme du bruit. La démarcation entre valeurs propres significatives et bruit est le point sensible du processus. De nombreuses techniques permettent de choisir cette limite. Parmi les plus connues, il est possible de citer la TSVD (*Truncated Singular Value Decomposition*) qui représente un filtre avec une pente infinie et d'autre part la régularisation de type Tikonov pour laquelle la pente du filtre est adaptée à l'amplitude des valeurs singulières [17, 18]. Ce sujet de recherche est encore d'actualité, et un intérêt particulier a été porté ces dernières années à la régularisation par approche bayésienne [19–21] qui a l'avantage de donner accès à des grandeurs statistiques (densités de probabilité, intervalles de confiance).

#### *Les méthodes de formation de voies*

Le dernier type de méthode présenté dans ce manuscrit est la formation de voie, ou *beamforming* en anglais. Le premier article traitant de l'utilisation d'une antenne de microphones pour la localisation de sources acoustiques a été proposé par J. Billingsley et R. Kinns en 1976 [1]. Dans cet article, le fondement théorique de la formation de voies en acoustique est défini. Le système est surnommé le "téléscope acoustique" car le traitement appliqué aux signaux permet de focaliser numériquement l'antenne dans une direction. Ainsi, cette technique se distingue des précédentes car, dans l'hypothèse d'ondes planes, une seule direction d'incidence des ondes est scannée à la fois. Si des sources ponctuelles sont considérées (ondes sphériques), l'angle d'incidence est remplacé par la focalisation vers l'une de ces sources. Cette focalisation permet de réécrire l'équation 2 comme il suit :

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{1n} \\ \vdots \\ G_{Mn} \end{pmatrix} q_n = \mathbf{G}_n q_n. \quad (9)$$

avec  $\mathbf{G}_n$  la  $n^{\text{ème}}$  colonne de la matrice  $\mathbf{G}$ , dont les termes dépendent du modèle de source choisi. L'équation 9 traduit la focalisation de l'antenne vers la source  $q_n$ . Une résolution de cette équation par la solution des moindres carrés [16] amène à :

$$q_n = w_n \frac{\mathbf{G}_n^*}{\|\mathbf{G}_n\|^2} \mathbf{p} \quad (10)$$

Où le terme  $w_n$  est un facteur de pondération égal à l'unité pour la solution classique des moindres carrés. Rappelons que la fonction de transfert  $G_{mn}$  entre le microphone  $p_m$  et la source  $q_n$  dépend du modèle de source élémentaire choisi. Si l'antenne est suffisamment proche de la source, ce qui sera le cas dans ce manuscrit, le modèle de source monopolaire [22] est utilisé.

$$G_{mn} = \rho \omega \frac{e^{-\imath k r_{mn}}}{4\pi r_{mn}} \quad (11)$$

avec  $\rho$  la masse volumique de l'air,  $r_{mn}$  la distance entre le point  $A_m$  et  $S_n$  (voir figure 1) et  $\imath$  le nombre imaginaire.

L'algorithme décrit par l'équation 10 attribue plus d'importance aux sources éloignées de l'antenne. En effet,  $\|\mathbf{G}_n\|^2$  augmente avec la distance moyenne entre la source et les microphones. Pour contrebalancer cet effet, la pondération  $w_n$  peut être choisie comme il suit :

$$w_n = \|\mathbf{G}_n\| \quad (12)$$

Ceci a pour effet de rendre l'espérance des sources identifiées indépendante de la position de la source quand un bruit gaussien est mesuré. La formulation 10 peut également être étendue à sa forme quadratique, en suivant la même procédure que pour l'obtention de l'équation 8. En posant

$$\mathbf{W}_n = w_n \frac{\mathbf{G}_n^*}{\|\mathbf{G}_n\|^2} \quad (13)$$

l'équation 10 peut être écrite sous la forme :

$$\mathbf{Q}_n = \mathbf{W}_n^* \mathbf{S}_{pp} \mathbf{W}_n \quad (14)$$

Dans la littérature,  $\mathbf{W}_n$  est appelé vecteur de pointage. L'équation 14 représente la forme quadratique de l'algorithme du beamforming. Cette forme est recommandée si le processus étudié est stationnaire. Le beamforming présente l'avantage d'avoir une écriture explicite temporelle. Ceci permet d'identifier directement les signaux temporels. L'algorithme est connu sous le nom de *Delay and Sum* [1, 23, 24]. La version temporelle de l'équation 10 est la suivante :

$$q_n(t) = w_n \sum_{m=1}^M \frac{p_m(t + \Delta_{mn})}{r_{mn}} \quad (15)$$

$$\Delta_{mn} = \frac{r_{mn}}{c}$$

avec  $t$  la variable temporelle et  $\Delta_{mn}$  le temps de propagation entre le point  $A_m$  et  $S_n$ . Bien que cette écriture permette une identification rapide des sources, elle présente un désavantage. En effet, le terme  $\Delta_{mn}$  est approximé lorsqu'il est projeté sur la base numérique de l'échantillonnage temporel. Ceci peut introduire un biais si la fréquence d'échantillonnage est faible.

Dans ce travail, les signaux  $\mathbf{p}$  utilisés dans l'équation 10 représentent les coefficients de la transformée de Fourier discrète des signaux temporels complets. Ainsi, une fois la source identifiée, son signal temporel est obtenu en utilisant une transformée de Fourier inverse.

Le beamforming présente plusieurs inconvénients. Premièrement, la résolution spatiale des cartographies est mauvaise en basse fréquence comparée à celle des méthodes inverses. De plus, cette version de l'algorithme ne permet pas de quantifier les grandeurs acoustiques liées au champ identifié.

Malgré ces inconvénients, le beamforming reste une technique très utilisée dans l'industrie [24]. En effet, sa simplicité, sa robustesse face au bruit et son implémentation rapide sont des avantages précieux comparés à d'autres méthodes d'imagerie acoustique. L'accès facilité aux signaux temporels des sources identifiées est également appréciable. Ceci permet d'appliquer un certain nombre de techniques de diagnostic en sortie du beamforming.

Pour ces raisons, et puisque l'objectif n'est pas la quantification de sources acoustiques, le beamforming est la méthode utilisée dans ces travaux de thèse.

## 1.2 DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PAR ANALYSE VIBRATOIRE

Cette partie propose une vue d'ensemble de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes par analyse vibratoire. Ce sujet s'inscrit dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, mise en place dans certaines industries. L'objectif est d'estimer l'état de la machine en fonctionnement de manière à anticiper les pannes. La difficulté réside dans l'estimation des défauts internes au mécanisme à partir d'observations externes. De manière générale, la maintenance préventive conditionnelle s'articule en deux étapes. La première est la surveillance, qui a pour objectif de détecter une anomalie lors du fonctionnement de la machine. Elle s'appuie sur des techniques relativement basiques (indicateurs scalaires) qui dépendent de l'état général instantané du mécanisme. Lorsqu'une défaillance est détectée, le diagnostic, qui représente la deuxième phase, est appliqué. Ce dernier se base sur des techniques plus avancées qui permettent de déterminer la cause exacte du dysfonctionnement. À l'issue de cette étape, une décision de maintenance est prise.

Bien qu'il existe des techniques de surveillance basées sur l'analyse d'autres grandeurs (huile, performance, thermographie, électrique), l'étude des vibrations présente plusieurs avantages. Premièrement, sa simplicité et son coût de

mise en œuvre sont notables. De plus, les vibrations sont porteuses d'informations précises sur l'état du mécanisme. Lorsqu'un défaut apparaît, il introduit un changement dans les vibrations de la machine. Ce changement peut être interprété comme la signature du défaut, et peut donc être relié à son origine grâce à l'analyse fréquentielle de son contenu. La section suivante a pour objet de présenter les signatures des défauts les plus communs rencontrés dans l'industrie.

### 1.2.1 Signaux caractéristiques de défauts

La liste des défauts mécaniques abordés dans cette partie est non exhaustive. Les défauts de types mécaniques sont présentés au détriment de ceux de types électromagnétiques, d'écoulement fluide, etc. La connaissance des signatures des défauts permet de relier un symptôme vibratoire observé à la défaillance d'un composant. Par ailleurs, elle aide à sélectionner les méthodes de surveillance les plus appropriées en fonction des défauts potentiels du mécanisme.

Dans le cas de machines tournantes, la signature des défauts est étroitement liée à sa cinématique dans la mesure où des phénomènes périodiques sont mis en jeu. Même à l'état sain, ces périodicités se manifestent dans les signaux enregistrés. En pratique, la visualisation du spectre de ces signaux permet d'identifier des fréquences anormalement élevées qui peuvent être liées à l'apparition d'un défaut. Dans la suite, les spectres des signaux présentant différents défauts sont considérés.

#### Défaut d'engrenage

Les engrenages font partie des composants les plus rencontrés dans les machines tournantes. Leur but étant de transmettre une puissance à travers le mécanisme, ils sont sujets à l'usure. Un engrenage est composé d'un pignon et d'une roue (figure 2).

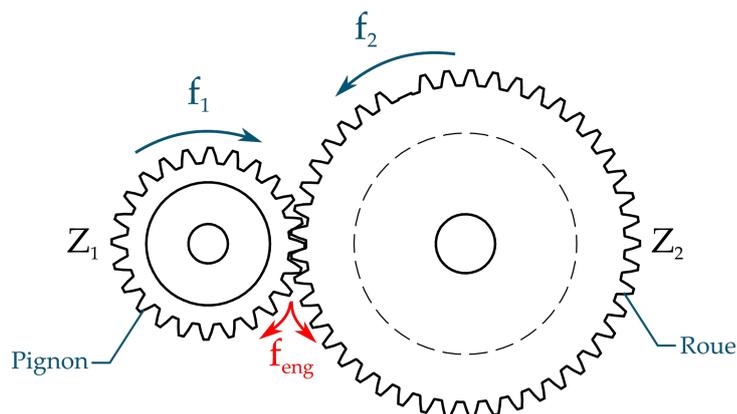


FIGURE 2 – Schéma d'un engrenage

Soit  $Z_1$  et  $Z_2$  le nombre de dents du pignon et de la roue et  $f_1$  et  $f_2$  leur fréquence de rotation respective. La fréquence d'engrènement, qui caractérise la périodicité des chocs entre les dents, est calculée comme suit :

$$f_{eng} = Z_1 f_1 = Z_2 f_2 \quad (16)$$

Une fréquence de coïncidence existe également dans l'engrènement. Elle correspond au temps que deux dents mettent à se rencontrer à nouveau. La fréquence de coïncidence se calcule grâce à l'équation suivante :

$$f_{co} = \frac{f_1 Z_1}{\text{PPMC}(Z_1, Z_2)} = \frac{f_2 Z_2}{\text{PPMC}(Z_1, Z_2)} \quad (17)$$

PPMC étant l'opérateur du plus petit multiple commun. Les fréquences précédemment citées et leurs harmoniques forment des composantes du signal vibratoire émis par un engrènement. La modélisation de ce signal, originellement proposée par Mark [25], est largement traitée dans la littérature [26–29]. Dans l'hypothèse où les vitesses de rotation sont strictement constantes, les vibrations transmises par un engrènement  $x(t)$  peuvent être vues comme une interaction entre les différentes périodicités du mécanisme.

$$x(t) = x_{eng}(t) [1 + m_1(t) + m_2(t)] \quad (18)$$

avec  $x_{eng}(t)$  la contribution de l'engrènement,  $m_1(t)$  celle du pignon et  $m_2(t)$  celle de la roue. La périodicité de ces signaux permet de les écrire sous la forme d'une série de Fourier :

$$\begin{cases} x_{eng}(t) = \sum_{k=1}^{+\infty} A_k e^{2i\pi k f_{eng} t} \\ m_1(t) = \sum_{l=1}^{+\infty} B_l e^{2i\pi l f_1 t} \\ m_2(t) = \sum_{p=1}^{+\infty} C_p e^{2i\pi p f_2 t} \end{cases} \quad (19)$$

Bien entendu, l'ajout d'un bruit blanc stationnaire à  $x(t)$  est recommandé pour simuler un bruit de mesure. Dans ce modèle, l'ajustement des coefficients de Fourier ( $A_k, B_l$  et  $C_p$ ) dans les équations 19 permet de définir l'état de l'engrènement. Pour un état sain, le spectre contient les fréquences de rotation des arbres  $f_1$  et  $f_2$  ainsi que la fréquence d'engrènement  $f_{eng}$ . En pratique, les harmoniques ne sont pas présentes, ce qui amène à considérer tous les coefficients nuls sauf pour  $k = l = p = 1$ . Le spectre théorique d'un engrènement sain est schématisé sur la figure 3a.

Si une dent est détériorée, un choc est créé à chaque fois que cette dernière passe dans l'engrènement. De ce fait, un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de l'élément défectueux apparaît dans le spectre du signal. Ceci est représenté dans la figure 3b.

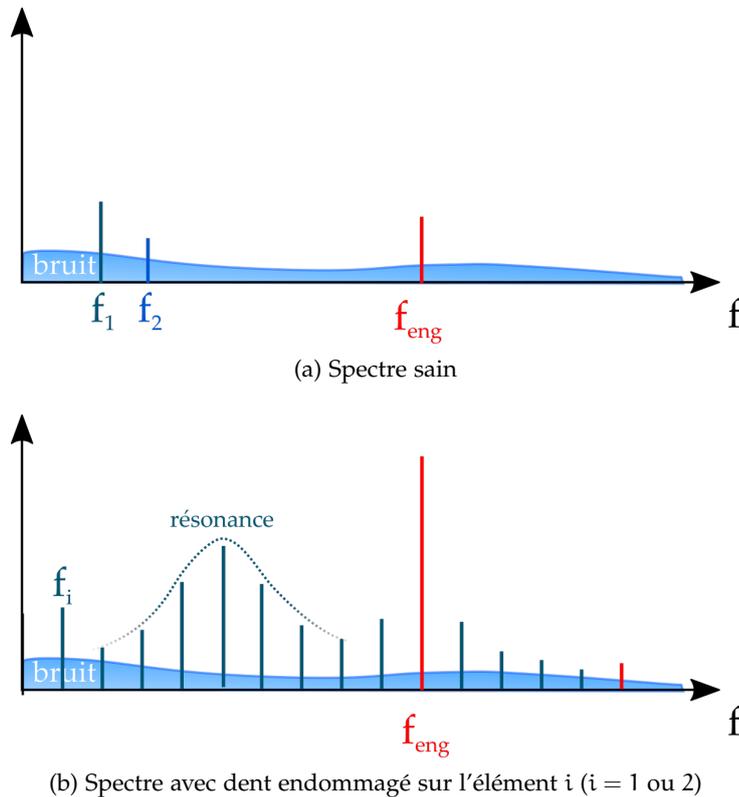


FIGURE 3 – Spectre théorique du signal émis par un engrenage

Ces raies sont sujettes au comportement modal du mécanisme et sont par conséquent plus importantes autour de ses résonances. Ainsi, l'apparition de fréquences liées à un des éléments tournants (roue ou pignon) est symptomatique d'une détérioration d'une dent du composant en question.

Si l'ensemble de la denture d'un engrenage est détérioré, l'amplitude de la fréquence d'engrènement et de ces harmoniques augmente considérablement. Il est donc possible de diagnostiquer ce cas en comparant les amplitudes observées à ces fréquences au spectre sain.

#### *Défauts de roulement*

Les roulements sont des éléments sensibles des machines tournantes. Leur but est de faciliter la rotation des arbres du mécanisme. Ils sont parfois sujets à d'importantes charges ou vitesses de rotation, ce qui impacte leur durée de vie. La figure 4 représente un roulement à billes classique.

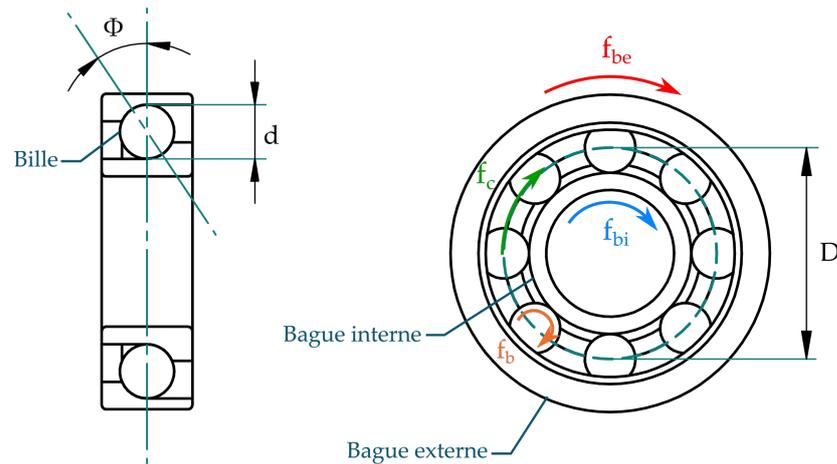


FIGURE 4 – Schéma d'un roulement à billes

Les grandeurs caractéristiques permettant de calculer les fréquences du roulement sont les suivantes :

- $D$  : le diamètre primitif
- $d$  : le diamètre des éléments roulants
- $n$  : le nombre d'éléments roulants
- $\Phi$  : l'angle de contact

Une particularité du roulement est qu'il comporte quatre éléments en rotation. En effet, la bague interne, la bague externe, les billes et la cage tournent à des fréquences différentes. Ces fréquences sont respectivement  $f_{bi}$ ,  $f_{be}$ ,  $f_b$  et  $f_c$  (voir figure 4). Les deux fréquences déterminées par la cinématique du mécanisme sont celles de la bague interne et externe. La première est considérée égale à la vitesse de rotation de l'arbre qu'elle supporte tandis que la seconde est souvent nulle, les fréquences calculées ci-après reposent sur cette hypothèse. Par ailleurs, le déplacement des billes respecte le roulement sans glissement. Dans ces hypothèses, la géométrie du roulement permet de calculer les autres fréquences du roulement [30].

$$f_b = \frac{D}{2d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \Phi \right)^2 \right] \quad (20)$$

$$f_c = \frac{f_{bi}}{2} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \Phi \right) \right] \quad (21)$$

Par ailleurs, il est possible de définir deux autres fréquences qui sont caractéristiques de défauts. Les deux défauts les plus rencontrés dans les roulements sont les défauts de bague interne et externe. Le défaut est généralement considéré comme ponctuel, ce qui permet de considérer qu'un choc se produit lorsqu'une bille vient à rouler dessus. De ce fait, deux nouvelles fréquences sont introduites :

- BPFO : fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague externe, de l'anglais *Ball-Passing Frequency on the Outer race*
- BRFI : fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague interne, de l'anglais *Ball-Passing Frequency on the Inner race*

Ces dernières peuvent se calculer comme il suit :

$$\text{BPFO} = n \frac{f_{bi}}{2} \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \Phi \right] \quad (22)$$

$$\text{BRFI} = n \frac{f_{bi}}{2} \left[ 1 + \frac{d}{D} \cos \Phi \right] \quad (23)$$

Ainsi, l'apparition d'une de ces deux fréquences dans le spectre du signal est un symptôme d'un défaut de bague interne ou externe. Cependant, ces deux défauts se manifestent de façon différente puisque le premier est lié à une bague tournante tandis que la deuxième est fixe. Les modèles mathématiques pour la simulation de ces défauts [30–32] se basent sur l'hypothèse que, lorsqu'une bille passe sur le défaut, elle produit un choc qui peut être traduit par un Dirac. Dans le domaine temporel, ceci se traduit par une série de Dirac espacé de la période du défaut.

$$d(t) = d_0 \sum_{k=1}^{+\infty} \delta(t - kT) \quad (24)$$

avec  $d_0$  l'amplitude du défaut,  $T$  la période relative à la fréquence du défaut et  $\delta(t)$  la fonction Dirac. Pour finir, il est commun de considérer que ces chocs excitent la structure du roulement. Soit  $h(t)$  la réponse impulsionnelle du roulement, le signal total créé par le défaut est :

$$y(t) = d(t) * h(t) \quad (25)$$

où  $*$  est le produit de convolution. Généralement, la réponse impulsionnelle du roulement est considérée comme celle d'un système masse-ressort-amortisseur à 1 degré de liberté [31]. En plus de cette part directement liée au défaut, un bruit de mesure stationnaire  $n(t)$  peut être considéré. Ainsi, le signal généré s'écrit de la façon suivante.

$$x(t) = y(t) + n(t) \quad (26)$$

Pour le défaut de bague externe, l'amplitude des chocs est constante si aucune variation aléatoire n'est considérée, ce qui donne le spectre de la figure 5a. En revanche, pour le défaut de bague interne, l'amplitude des Diracs est modulée par la fréquence de rotation de l'arbre. En effet, puisque la bague interne tourne, le défaut entre et sort périodiquement de la zone de chargement ce qui produit cette modulation d'amplitude. L'équation 24 devient alors

$$d(t) = d_0 \sin(f_{bi}) \sum_{k=1}^{+\infty} \delta(t - kT) \quad (27)$$

De ce fait, en plus de l'apparition de la BPFI dans le spectre du signal, chaque harmonique présente des bandes latérales espacées de la fréquence de rotation de la bague interne, à l'image du spectre de la figure 5b.

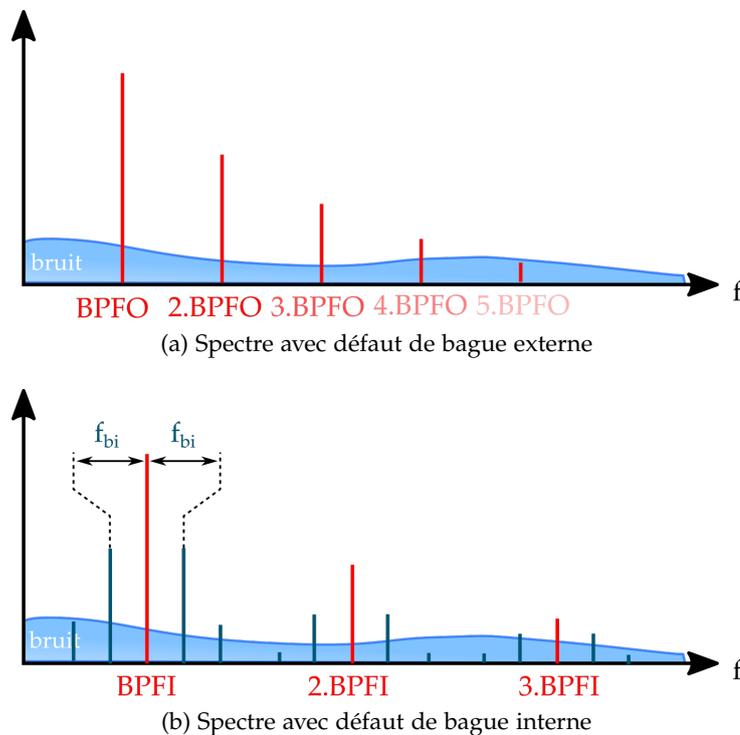


FIGURE 5 – Spectres théoriques du signal émis par un roulement défectueux

Ainsi, l'information contenue dans le spectre du signal produit par un roulement peut non seulement indiquer s'il est sain ou non, mais permet également d'identifier la bague défectueuse.

### 1.2.2 Surveillance par suivi d'indicateur

Parmi les stratégies de surveillance des machines, le suivi d'indicateur est celui le plus rencontré dans l'industrie. Ceci s'explique par différents facteurs, comme sa mise en oeuvre simplifiée ou encore la facilité d'interprétation des résultats. Le changement de comportement vibratoire de la structure surveillée

est un symptôme de l'apparition d'un défaut. Le point clé de cette stratégie est la sélection d'indicateurs qui réagissent significativement à cette déviation. La connaissance des défauts potentiels et de leur signature est précieuse pour effectuer ce choix. Une fois que le (ou les) indicateur(s) est sélectionné, un seuil de détection doit être déterminé pour chacun d'entre eux. Ainsi, un dépassement du seuil indique un dysfonctionnement du mécanisme et permet d'enclencher une procédure particulière (arrêt de la machine, vérification, maintenance). Les seuils sont particulièrement difficiles à fixer puisque la variabilité des machines, les points de mesure ou encore les capteurs utilisés sont autant de facteurs influençant le niveau perçu de l'indicateur. De ce fait, les seuils sont généralement fixés grâce aux retours d'expérience sur chaque machine.

Les indicateurs les plus simples traduisent le contenu du signal en une grandeur scalaire. Le suivi de ce type de résultat en est facilité, puisqu'une courbe de l'indicateur peut être tracée en fonction du temps. De manière générale, le calcul de ces indicateurs repose sur des propriétés statistiques du signal [26]. On distingue les indicateurs basés sur les moments statistiques et ceux sur les cumulants. Ces derniers se sont révélés efficaces dans la détection de défauts mécaniques depuis de nombreuses années [33, 34]. La valeur moyenne et la puissance du signal sont les deux premiers moments statistiques d'un signal :

$$m_x(t) = \mathbb{E}\{x(t)\} \quad (28)$$

$$P_x(t) = \mathbb{E}\{|x(t)|^2\} \quad (29)$$

avec  $m_x(t)$  et  $P_x(t)$  respectivement la moyenne et la puissance du signal  $x(t)$ , et  $\mathbb{E}$  l'opérateur de l'espérance mathématique. La moyenne représente la position du signal tandis que la puissance représente son intensité. En ce qui concerne les indicateurs basés sur les cumulants, on retrouve la variance, le skewness et le kurtosis :

$$\sigma^2(t) = \mathbb{E}\{|x(t) - m_x(t)|^2\} \quad (30)$$

$$SK(t) = \frac{\mathbb{E}\{|x(t) - m_x(t)|^3\}}{\sigma^3(t)} \quad (31)$$

$$\kappa(t) = \frac{\mathbb{E}\{|x(t) - m_x(t)|^4\}}{\sigma^4(t)} \quad (32)$$

Ils représentent respectivement une mesure de dispersion, d'asymétrie et d'impulsivité. Le skewness et le kurtosis sont communément utilisés pour détecter les défauts de roulement puisque, comme il a été montré précédemment, les

chocs périodiques introduits par le défaut donnent un caractère très impulsif et asymétrique au signal généré.

Enfin, certains indicateurs mesurent la dynamique du signal sur un intervalle temporel  $\mathbb{T}$ . C'est le cas du facteur de crête et de la valeur crête à crête :

$$c_F = \frac{\max\{|x(t)|\}}{\sigma}, \quad t \in \mathbb{T} \quad (33)$$

$$c_c = \max\{x(t)\} - \min\{x(t)\}, \quad t \in \mathbb{T} \quad (34)$$

Les indicateurs introduits précédemment peuvent être utilisés en "niveau global" ou en "bandes étroites". Dans le premier cas, l'indicateur est calculé sur l'ensemble des fréquences du signal. Ce mode de surveillance est peu recommandé à cause de l'effet de masque [35] introduit par les autres composants. En effet, il est efficace uniquement si le défaut provoque un changement prédominant dans la vibration du mécanisme. Ceci est rare, dans la mesure où des composants comme des engrenages ou encore des arbres à vitesses élevés induisent des énergies vibratoires conséquentes même en l'absence de défaut.

L'effet de masque est d'autant plus important pour les indicateurs relatifs à l'énergie du signal comme la puissance, variance, ou encore valeur crête à crête. Pour ces raisons, la surveillance par suivi d'indicateurs se fait généralement en bande étroite. Ceci implique de filtrer le signal dans une ou plusieurs bandes de fréquences avant le calcul de l'indicateur. Ces bandes de fréquences sont choisies attentivement, généralement dans une zone de résonance du composant mécanique sous surveillance.

Le principal inconvénient de la surveillance par suivi d'indicateur est que, malgré le fait qu'elle détecte l'apparition d'une anomalie, elle ne permet généralement pas d'identifier clairement le défaut. Dans la plupart des configurations, un doute peut persister quant à l'origine de la défaillance. Par exemple, si une machine comporte plusieurs étages de réduction, plusieurs arbres ou encore plusieurs roulements, le symptôme identifié par la surveillance ne pourra être relié directement à sa cause. Bien qu'associer un capteur par composant permette de contrer ce problème, ceci n'est pas toujours possible du fait de la géométrie de certains mécanismes. Ainsi, des techniques plus avancées sont communément utilisées de manière à effectuer un diagnostic complet de la défaillance. La partie suivante a pour but de présenter un certain nombre de ces techniques.

### 1.2.3 Techniques avancées

Les méthodes présentées dans cette partie font partie de la phase de diagnostic, qui doit permettre l'identification précise de la nature du défaut détecté dans la phase de surveillance. Contrairement au suivi d'indicateur scalaire, l'analyse des résultats obtenus requiert une connaissance de la machine et une qualification plus avancées.

Un grand nombre de techniques sont relevées dans la littérature du fait de l'activité très importante des chercheurs dans le domaine du diagnostic des machines tournantes. Bien que ce sujet soit complexe, la recherche de défaut dans un signal peut être généralisée. La problématique considérée peut être résumée en deux questions : (1) comment mettre en évidence la signature du défaut caché dans le signal ? (2) comment relier cette signature à un composant mécanique ? Les deux étapes correspondant à ces problématiques sont résolues en cascade afin de maximiser les chances de réussir le diagnostic. Ce processus est illustré dans la figure 6.

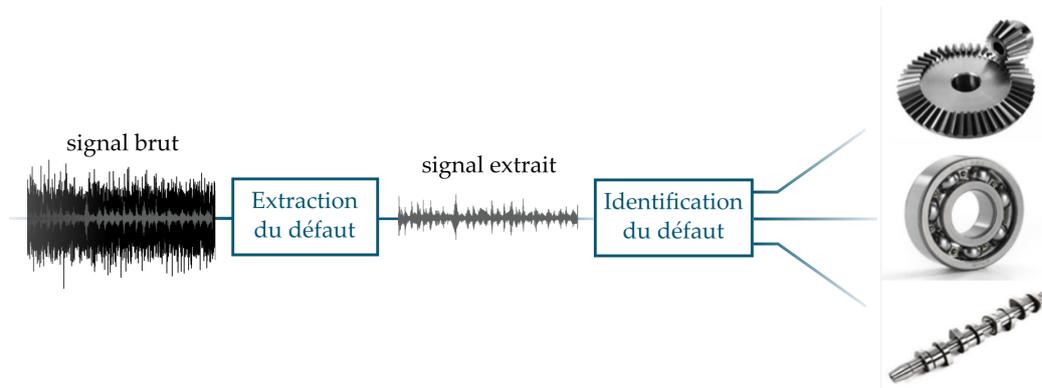


FIGURE 6 – Processus classique d'un diagnostic

L'étape relative à l'extraction du défaut est primordiale car elle impacte directement la probabilité de détection. De manière générale, son action se résume à un filtrage plus ou moins complexe du signal brut de manière à faire ressortir la signature du défaut. Cette étape est d'autant plus importante si la contribution du défaut recherché est faible devant les énergies vibratoires en jeu dans le système, comme c'est le cas pour le diagnostic des roulements.

La technique d'extraction la plus élémentaire, connue sous le nom de *High-frequency resonance technique* [36], consiste en un filtrage passe-bande autour de la fréquence de résonance du roulement qui se situe généralement en hautes fréquences. Cette zone fréquentielle est sensée fournir un rapport signal à bruit en faveur du défaut de roulement. Cependant, la sélection de cette bande de fréquence n'est pas systématique, ce qui oblige à trouver expérimentalement la fréquence centrale et la largeur de bande optimale.

D'autres approches pour extraire la contribution du défaut sont basées sur la maximisation du kurtosis. En effet, les défauts d'engrenage ou de roulement peuvent être caractérisés par une série d'impulsions qui interagissent avec la structure de la machine. De ce fait, construire un filtre qui maximise le kurtosis du signal semble naturel pour mettre en évidence ces types de défauts.

La méthode de *Minimum Entropy Deconvolution* (MED) [37, 38] est une des techniques qui permet de trouver ce filtre. L'idée est de reconstruire le signal impulsif original qui a été convolué avec le filtre de la structure et qui a finalement

donné lieu au signal observé. Comme son nom l'indique, elle recherche un filtre qui minimise l'entropie, ce qui revient à maximiser le kurtosis.

Une autre technique, basée sur l'analyse du kurtosis, est le Kurtosis Spectral (KS) [39, 40]. Originellement utilisée dans le domaine de l'analyse sismique, elle a été appliquée à la détection de défaut mécanique au milieu des années 2000. Comme son nom l'indique, elle permet d'analyser la distribution du kurtosis en fonction des fréquences. Pour ce faire, la première étape consiste à appliquer une transformée de Fourier à court terme (TFCT) au signal considéré. Une fenêtre glissante  $\mathcal{W}$  de longueur  $N_w$  est utilisée. Soit  $x(n)$  la version échantillonnée du signal  $x(t)$ , la TFCT issue de la  $k^{\text{ème}}$  fenêtre est définie comme il suit :

$$X_w(kP, f) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x(n)\mathcal{W}(n - kP)e^{-i2\pi n f} \quad (35)$$

$P$  étant le nombre d'échantillons qui définit le pas entre chaque fenêtre. Pour que l'estimation du KS à partir de la TFCT soit valide, les transitoires du signal doivent varier lentement devant la taille de la fenêtre  $\mathcal{W}$ . Le KS est calculé à partir des moments spectraux d'ordre 2 et 4 des coefficients de la TFCT.

$$\hat{S}_{2X}(f) = \langle |X_w(kP, f)|^2 \rangle_k \quad (36)$$

$$\hat{S}_{4X}(f) = \langle |X_w(kP, f)|^4 \rangle_k \quad (37)$$

$\langle \cdot \rangle_k$  étant la moyenne temporelle sur la portion  $k$ . Finalement, le KS peut être calculé comme il suit :

$$\hat{K}_X(f) = \frac{\hat{S}_{4X}(f)}{\hat{S}_{2X}(f)} - 2, \quad f \neq 0 \quad (38)$$

Ainsi, les zones à kurtosis important sont révélées dans l'analyse de  $\hat{K}_X(f)$ . Il peut directement être utilisé comme filtre de Wiener [40, 41] pour extraire le signal correspondant au défaut. Cependant, les résultats obtenus dépendent fortement de la taille de la fenêtre utilisée ( $N_w$ ) dans la TFCT. En effet, ce paramètre influence directement la résolution spectrale du KS et par conséquent son interprétation. Il est montré dans [40] que le fait d'augmenter la résolution du KS fait décroître sa valeur générale. La variation de  $N_w$  revient à changer la taille du banc de filtre utilisé pour le calcul du KS. La difficulté à fixer cette valeur représente sa principale faiblesse.

Afin de répondre à cette limite, J. Antoni [42] introduit le kurtogramme qui permet de visualiser rapidement différentes largeurs de filtre. L'algorithme "rapide" se base sur une arborescence de banc de filtres passe-bande dont la largeur et fréquence centrale varient. La visualisation du kurtogramme se fait dans le plan  $[f, \Delta_f]$  qui permet de trouver la combinaison des deux paramètres qui maximise le kurtosis dans le signal. La largeur des filtres suit une arborescence qui

décompose le domaine fréquentiel du niveau  $i$  en deux fois plus d'éléments que pour le niveau  $i - 1$  ce qui permet de tester rapidement un grand nombre de  $\Delta_f$ . Une application du kurtogramme au diagnostic des roulements est effectuée dans [37] et à la détection de fissure dans les engrenages [43].

Cette méthode présente tout de même un certain nombre de limites. Premièrement, elle est mise en défaut si des sources de bruit importantes présentant une distribution non gaussienne sont présentes. Enfin, toutes les fréquences ne sont pas testées en tant que fréquence centrale à cause de l'arborescence du kurtogramme. Barszcz et al. [44] proposent le protrugram, qui se base sur une largeur de filtre fixe et qui balaye les fréquences de manière continue. La largeur du filtre est basée sur les caractéristiques du défaut recherché, par exemple de manière à inclure au moins 3 harmoniques de la fréquence de défaut. Dans cette technique, le kurtosis du spectre d'enveloppe du signal est calculé en fonction des fréquences. Ceci augmente la capacité de sélection de la fréquence centrale dans le cas de rapport signal à bruit très défavorable. Plus récemment, Smith et al. [45] proposent l'*Optimised Spectral Kurtosis* (OSK) qui semble mieux réagir que le protrugram lorsqu'une autre source très impulsive est présente dans le signal. Dans cet article, la source perturbatrice est une interférence électromagnétique due au moteur qui entraîne le mécanisme. L'algorithme du OSK se base sur le même calcul du kurtogramme (kurtosis de l'enveloppe temporelle) à l'exception que la bande de fréquence du filtre est fixée de la même manière que pour le protrugram. Dans les trois méthodes, le maximum de kurtosis définit le filtre optimal pour extraire le défaut de type impulsif.

L'extraction de la signature du défaut peut également se faire en considérant que les signaux enregistrés sont constitués d'une partie déterministe et d'une partie aléatoire.

$$x(t) = s(t) + r(t) \quad (39)$$

La partie déterministe  $s(t)$  regroupe toutes les composantes périodiques du signal total  $x(t)$  tandis que la partie aléatoire  $r(t)$  contient le bruit et les phénomènes aléatoires. Le signal des engrenages forme généralement la composante majoritaire de la partie déterministe. L'estimation de  $s(t)$  est donc intéressante dans la mesure où les défauts, qui ont une signature moins déterministe, peuvent être analysés dans la partie aléatoire du signal. Une fois que la partie déterministe est obtenue, elle est généralement soustraite au signal total de manière à obtenir la partie aléatoire. Pour ce faire, différentes techniques sont identifiables dans la littérature.

Une des méthodes les plus anciennes est la moyenne synchrone temporelle (*Time Synchronous Average* en anglais) [46–48]. Elle consiste à moyenniser le signal sur une portion de longueur équivalente à la périodicité à extraire. De ce fait, la période de la partie déterministe est supposée connue. Dans le domaine fréquentiel, cette opération revient à effectuer un filtrage "en peigne", c'est-à-dire à extraire les composantes discrètes correspondant à la fréquence choisie. En pratique, le filtre créé diffère du filtre théorique, puisque des lobes secondaires ap-

paraissent même en appliquant une fenêtre particulière. La précision du filtre est également liée au nombre de moyennes effectuées, ce qui représente une limite si le phénomène à extraire est en basse fréquence. Par ailleurs, cette technique se révèle inefficace si la fréquence à extraire n'est pas strictement constante, ce qui dans le domaine des machines tournantes se traduit par des vitesses de rotation constantes. Cet estimateur de  $s(t)$  est alors biaisé dans un grand nombre de cas. Pour éviter ce problème, il est commun d'utiliser un signal de référence synchrone avec la rotation de l'élément à extraire. Généralement, la rotation de l'arbre est échantillonnée grâce à un tachymètre. Une interpolation des signaux temporels sur la base angulaire est ensuite nécessaire. Cette technique s'est montrée efficace pour mettre en évidence les défauts d'engrenage [49] et de roulements [50].

La séparation des parties déterministes et aléatoires peut également se faire grâce à des méthodes de prédiction. Parmi ces méthodes, on retrouve celles basées sur des filtres adaptatifs initialement introduits par Widrow [51] au milieu des années 1970 et plus récemment appliquées au diagnostic des machines tournantes [30, 52]. Le principe réside dans la prédiction du signal futur à partir de la connaissance du signal passé. Originellement, la méthode dite *Adaptive noise cancellation* nécessitait l'utilisation de deux capteurs : le signal d'intérêt et le signal de référence relatif au bruit. Par la suite, la méthode a été améliorée de manière à se débarrasser de la mesure de référence, d'où son nom *Self-Adaptive Noise Cancellation*. La portion du signal original est déphasée et filtrée de manière à prédire une portion future du signal. Le filtre optimal est trouvé par minimisation de l'erreur de prédiction en faisant varier le déphasage, la taille du filtre ou encore le facteur d'oubli (pour plus de détails se référer à [51]). Bien qu'une version "rapide" de l'algorithme soit disponible, sa convergence n'est pas systématique ce qui implique des temps de calculs importants. Antoni et al. [53] proposent de bâtir le filtre adaptatif à partir d'une fonction de transfert entre deux portions du signal. La fonction de transfert moyenne sert de filtre de suppression de bruit. En revanche, cette méthode implique un choix réfléchi de la fenêtre utilisée pour construire les TFCT à partir desquelles les fonctions de transfert sont construites. Cette dernière a en effet une influence directe sur les lobes secondaires du filtre créé.

La dernière méthode d'extraction de la partie déterministe du signal présentée dans ce manuscrit est le *Cepstrum Editing* [54]. Comme son nom l'indique, elle est basée sur la modification de certaines composantes du cepstre du signal. Le cepstre est défini comme la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre. Le domaine de représentation du cepstre est le temps, mais le nom est changé en quéfrencence par analogie à l'opération inverse appliquée au domaine des fréquences. De même, les harmoniques sont appelées rhamoniques et chacune d'entre elles représente une famille de composantes déterministes du signal. Le cepstre était originellement utilisé pour supprimer les échos dans un signal temporel [55]. Son principal avantage est que les produits de convolutions du

domaine temporel sont transformés en somme, ce qui permet de séparer les fonctions de transfert du mécanisme des fonctions de forces. Par ailleurs, la suppression de certaines rhamoniques avant un retour dans le domaine temporel originel permet de se défaire des parties déterministes indésirables. Le fait de cibler les composantes à retirer est un avantage certain de cette méthode. Une revue des applications de l'analyse cepstrale est proposée par Randall [56].

Ainsi, les stratégies précédemment présentées font partie de l'étape d'extraction du défaut de la figure 6. Une fois que la signature du défaut est extraite, d'autres techniques sont utilisées pour pouvoir l'identifier. De manière générale, l'objectif est d'identifier une composante fréquentielle anormalement élevée qui peut être reliée à une fréquence caractéristique de défaut. La visualisation du spectre du signal extrait est parfois suffisante, mais d'autres techniques avancées sont préférées car elles permettent d'identifier le défaut plus facilement.

Le cepstre, qui a déjà été évoqué dans les méthodes d'extraction du défaut, peut également servir dans la phase de l'identification dans la mesure où il fournit des informations spectrales. En effet, la présence de rhamoniques correspondants à la période du défaut permet de l'identifier. L'étude du cepstre s'est révélé plus efficace que celle du spectre dans la mise en évidence de défauts de roulement [29]. La précision des quéfrences est augmentée par rapport aux fréquences puisqu'elles représentent la moyenne des espacements dans le spectre initial.

Une des techniques les plus utilisées pour identifier les défauts mécaniques est l'analyse d'enveloppe. Elle est particulièrement efficace pour mettre en évidence les événements transitoires et périodiques cachés dans un signal, ce qui explique son application à la détection de défauts de roulement [30, 57]. Originellement, l'enveloppe d'un signal est extraite grâce à la transformée de Hilbert [58]. Elle permet de démoduler l'enveloppe du signal dans une bande de fréquence choisie et qui idéalement maximise le rapport signal à bruit. Le spectre d'enveloppe permet ensuite de mettre en évidence les fréquences cycliques qui peuvent être reliées à un défaut. Dans le cas où le rapport signal à bruit est défavorable, il est préférable de visualiser le spectre d'enveloppe au carré [32]. Ceci a pour effet de faire ressortir le défaut par rapport au bruit de fond. Un algorithme rapide pour obtenir le spectre d'enveloppe au carré (*Squared Envelope Spectrum*, SES) est proposé par Antoni [59]. Il consiste à filtrer le signal dans le domaine fréquentiel, à utiliser cette bande de fréquence comme bande de base pour revenir dans le domaine temporel (iFFT), et enfin à calculer le spectre de la valeur absolue au carré pour obtenir le SES. La bande de fréquence pour la démodulation peut être identifiée grâce aux différentes méthodes décrites précédemment. L'utilisation des méthodes basées sur la maximisation du kurtosis sont recommandées dans la mesure où Borghesani *et al.* [60] ont montré qu'il existe une équivalence entre la somme des composantes du SES et le kurtosis calculé dans la même bande de fréquence. Trouver une bande de fréquence dans laquelle le kurtosis

est important revient donc à identifier un SES riche.

Enfin, la théorie de la cyclostationnarité a gagné beaucoup d'intérêt dans le domaine du diagnostic des machines tournantes durant ces 20 dernières années. Capdessus *et al.* [27] démontrent que les signaux d'engrenages présentent des caractéristiques cyclostationnaires et que les outils appartenant à ce milieu sont particulièrement adaptés pour analyser leurs vibrations. Plus tard, Antoni *et al.* proposent une revue complète de la théorie ainsi que de l'applicabilité de la cyclostationnarité au diagnostic des machines tournantes [28, 61].

La cyclostationnarité se réfère aux signaux dont les propriétés statistiques (moments ou cumulants) varient périodiquement au cours du temps. En particulier, on distingue différents niveaux de cyclostationnarité qui se réfèrent à l'ordre de la propriété statistique périodique. Les signaux d'engrenages génèrent des cyclostationnarités d'ordre 1 (CS1) car leur espérance est périodique tandis que les roulements défectueux produisent des signaux cyclostationnaires d'ordre 2 (CS2) car leur fonction d'autocorrélation est périodique [62]. L'analyse cyclostationnaire d'un signal met en jeu deux fréquences :  $\alpha$  qui représente la fréquence cyclique relative à l'évènement périodique et  $f$  qui se réfère aux fréquences excitées par cet évènement. Un outil puissant pour la révélation des composantes CS2 est la cohérence spectrale cyclique. Cette cartographie dans le plan  $(\alpha, f)$  met en évidence les phénomènes cycliques et les bandes de fréquences dans lesquelles ils se manifestent. L'utilisation de la cohérence spectrale permet une mesure réelle de la modulation qui révèle les phénomènes cachés par du bruit stationnaire où par d'autres phénomènes cycliques plus énergétiques. Dans le cadre de cette thèse, on retiendra particulièrement le lien entre le SES démodulé sur une bande de fréquences et la cohérence spectrale intégrée sur cette même bande de fréquence [63]. Ainsi, l'analyse du SES revient à analyser la partie CS2 du signal, ce qui est intéressant en vue de détecter des défauts.

Malgré les efforts des chercheurs pour démocratiser l'analyse cyclostationnaire, notamment en proposant des indicateurs scalaires [64] ou encore des algorithmes rapides [65], son application dans le domaine industriel reste rare du fait de sa théorie qui demande une certaine maîtrise en traitement du signal.

### 1.3 DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PAR MESURES ACOUSTIQUES

Historiquement, le diagnostic des machines tournantes s'est développé à partir de mesures vibratoires. Ceci explique en partie pourquoi la grande majorité de la surveillance des machines se fait par moyen vibratoire dans l'industrie. Pourtant, on pourrait imaginer appliquer les mêmes techniques sur des signaux acoustiques. En effet, un des indicateurs naturels de défaut au quotidien est le bruit généré par un mécanisme. Qui n'a jamais soupçonné sa voiture d'avoir un problème à partir d'un bruit anormal qu'elle générerait? Bien entendu, les défauts mécaniques sont généralement plus subtils et nécessitent l'utilisation de techniques avancées pour les détecter.

Cette partie a pour but de passer en revue l'état de l'art du diagnostic par mesures acoustiques. Dans les années 1990, Tandon *et al.* [66, 67] sont parmi les premiers à étudier l'applicabilité des mesures acoustiques au diagnostic des machines tournantes. Plus particulièrement, la mesure de pression et d'intensité acoustique avec un seul capteur sont utilisées pour détecter les défauts de roulements. Ces derniers sont détectés grâce à une augmentation du niveau dans le spectre rayonné. Plusieurs paramètres influençant le diagnostic sont relevés. Premièrement, la position du microphone est déterminante sur le rapport signal à bruit. Plus il est éloigné de la source, plus les autres sources acoustiques représentées par d'autres composants de la machine sont majoritaires dans le signal, ce qui a pour effet de masquer le défaut recherché. La directivité de la source est également une problématique importante, notamment en hautes fréquences. Par ailleurs, les auteurs montrent que la vitesse de rotation influence la différence de niveau observée dans le spectre. Plus cette dernière est grande, plus le rayonnement du défaut est important. Enfin, il est montré que le défaut de bague interne est moins facilement détectable que celui de bague externe. Ceci peut s'expliquer par le fait que, contrairement à la bague externe, le défaut de bague interne n'est pas en contact direct avec la structure de la machine et que, par conséquent, son rayonnement est moins efficace.

Ces problématiques représentent des limites importantes de la détection de défaut par mesures acoustiques. Néanmoins, un avantage précieux du microphone est qu'il peut être placé n'importe où tandis que l'accéléromètre se limite à la mesure des composants qui sont statiques. Bien que la position du microphone puisse être optimisée, le fait que le défaut rayonne de façon plus ou moins importante est un paramètre intrinsèque au mécanisme qui ne peut être maîtrisé. Cependant, des études ont montré que dans certains cas les mesures acoustiques sont aussi performantes que les mesures vibratoires pour détecter les défauts. Heng *et al.* [34] ont comparé les indicateurs scalaires statistiques obtenus par mesure acoustique et vibratoire dans le cas de défaut de roulement. Les résultats qu'ils ont obtenus ne montrent pas de différences significatives entre les deux approches. Ces affirmations sont tout de même contrebalancées par le fait que les mesures ont été effectuées dans un milieu maîtrisé, ce qui n'est pas le cas dans un milieu industriel.

L'applicabilité de techniques de traitement du signal plus avancées a également été éprouvée sur des mesures acoustiques. Baydar et Ball [68, 69] ont montré que la détection de défauts d'engrenages par analyse de Wigner-Ville ou par transformée d'ondelettes fonctionnent aussi bien pour les mesures acoustiques que vibratoires. Les auteurs concluent que, même si les mesures acoustiques sont polluées par l'environnement, l'extraction de l'information utile pour le diagnostic est possible. Un avantage certain des mesures vibratoires est qu'elles permettent de détecter les défauts à des stades plus précoces.

Plus récemment, des algorithmes de détection de défaut de roulements et d'engrenage ont été appliqués sur des signaux vibratoires et acoustiques dans un but comparatif [70, 71]. Ces études impliquent toute la chaîne de diagnostic, de l'extraction du défaut jusqu'à son identification. Les méthodes cepstrale, MED, ou

encore les transformées en ondelettes sont utilisées et les auteurs montrent que les défauts sont détectés aussi bien par voies acoustique que vibratoire.

Les études précédemment citées se basent sur une mesure avec un seul microphone (ou sonde intensimétrique). Le fait d'utiliser des méthodes d'imagerie acoustique améliore forcément le pouvoir de détection par voie acoustique dans la mesure où elles contribuent à améliorer le rapport signal à bruit et apporte une information spatiale. Cependant, très peu d'études d'application de l'imagerie acoustique à la détection de défauts sont relevables dans la littérature.

Choi et Kim [72, 73] proposent une adaptation de l'algorithme de beamforming pour la localisation de sources impulsives. La formulation du beamforming est combinée avec une approche de minimum variance pour donner un maximum lorsque l'angle d'observation correspond à l'angle d'arrivée d'une salve d'impulsions périodiques. Cette écriture permet de localiser les sources impulsives même en présence de bruit. Cependant, l'étude expérimentale menée par les auteurs ne permet pas d'illustrer son application à la détection de défaut.

La méthode d'imagerie qui a été la plus explorée pour son application au diagnostic est l'holographie de champ proche (NAH). La comparaison du champ acoustique rayonné par une machine avec et sans défaut a été la stratégie appliquée par Coutable *et al.* [74]. Une antenne a été utilisée pour mesurer le rayonnement d'un mécanisme présentant trois types de défauts de roulement : bague interne, bague externe et élément roulant. La première observation est que les défauts introduisent bien une différence de rayonnement acoustique de la machine. Cependant, la différence est minime et les cartographies entre les défauts sont similaires, ce qui limite la possibilité de diagnostic. De plus, la zone avec un maximum de rayonnement n'est pas nécessairement le roulement défectueux. La bande de fréquence d'étude disponible (200-3000 Hz) est une des limites qui peut être retenue dans cette étude et qui ne permet pas d'obtenir une résolution spatiale suffisante pour une localisation du défaut.

Une autre approche, proposée par Jiang *et al.* [75-77], consiste à étudier les cartographies issues de la NAH avec une approche de reconnaissance d'image. Premièrement, une analyse de la texture des cartographies est effectuée (*Gray level co-occurrence matrix*). Cette dernière permet de calculer des indicateurs spatiaux qui sont ensuite classifiés. Enfin, la classification permet de séparer les différents défauts et de les identifier par la suite. Cette technique a été appliquée sur les défauts de roulements [77] et d'engrenage [76]. Cependant, elle demande un apprentissage de la machine qui peut être long si beaucoup de composants sensibles sont présents.

Pour finir, des adaptations de la théorie de la NAH avec la cyclostationnarité existent dans la littérature. Wan *et al.* [78] proposent de modifier l'algorithme de l'holographie acoustique de manière à identifier le champ acoustique cyclostationnaire rayonné par une structure. Le principe se base sur la rétro-propagation de la corrélation spectrale plutôt que de la densité spectrale de puissance. Pour se faire, les fréquences cycliques désirées doivent être sélectionnées au préalable.

La corrélation spectrale est calculée dans le domaine des nombres d'ondes, à l'image de l'algorithme classique, puis propagée sur le plan source. Les auteurs n'appliquent pas directement la CYNAH (*Cyclostationary NAH*) au diagnostic des machines, mais cela est fait plus tard par Chesnais *et al.* [79]. Cette technique est utilisée pour diagnostiquer les défauts de roulement. Cependant, les résultats publiés sont au stade préliminaire et aucune conclusion n'est apportée sur la fiabilité de la méthode pour la détection de défaut.

## 1.4 RAYONNEMENT PAR FONCTIONS DE TRANSFERT VIBROACOUSTIQUES

Comme il a été montré précédemment, comprendre le rayonnement acoustique d'une machine est primordial en vue d'appliquer des techniques de diagnostic basées sur des mesures acoustiques. Cette partie a pour objectif de présenter certaines notions de rayonnement acoustique qui seront utilisées dans le chapitre 4 de ce manuscrit.

Le rayonnement acoustique des structures est une thématique très étudiée du fait de ses nombreuses applications industrielles. Par exemple, la prédiction de la puissance acoustique rayonnée par une structure est utile dans la phase de conception d'un produit. Elle permet entre autre de s'assurer qu'il respecte certaines normes ou encore d'anticiper le confort acoustique. Dans cette sous-partie de chapitre, la formulation intégrale, qui permet d'écrire le problème et les solutions du rayonnement d'une surface quelconque, est introduite. Dans un second temps, une revue de l'état de l'art concernant les fonctions de transfert vibroacoustique est proposée. Un lien est également fait avec l'étude des voies de transferts dans un mécanisme et plus particulièrement avec la théorie de la transmissibilité.

## 1.4.1 Formulation intégrale du rayonnement acoustique

Les modèles de rayonnement en champ libre pour les sources simples (sphère pulsante, piston rigide, etc.) peuvent être exprimés de manière analytique. Dans le cas de machines industrielles possédant une géométrie complexe et étant rarement placée dans des conditions de champ libre, il va de soi que ces modèles analytiques sont inexistantes.

Dans ces cas complexes, il est possible d'écrire le problème de rayonnement grâce à la formulation intégrale. Cette approche permet de prendre en compte des surfaces vibrantes de forme quelconque, placées dans un volume délimité par une surface également quelconque. Le problème de rayonnement dit externe (figure 7), consiste à exprimer la pression rayonnée par un objet vibrant de surface  $S$  en tout point  $M_0$  appartenant au volume  $V_e$ . Ce volume est délimité par une frontière de surface  $\Sigma$  sur laquelle des conditions aux limites de type Sommerfeld, Dirichlet ou Neumann sont fixées.

Dans l'hypothèse de l'acoustique linéaire, et si aucune autre source acoustique n'est présente, le champ acoustique respecte l'équation différentielle de Helmholtz :

$$\Delta p(M) + k^2 p(M) = 0 \quad M \in V_e \quad (40)$$

$\Delta$  étant l'opérateur de Laplace et  $k$  le nombre d'ondes. La dépendance temporelle en  $e^{j\omega t}$  n'est pas rappelée.

La résolution de l'équation de Helmholtz (40) par formulation intégrale, décrite dans [22, 80], permet d'écrire la solution suivante

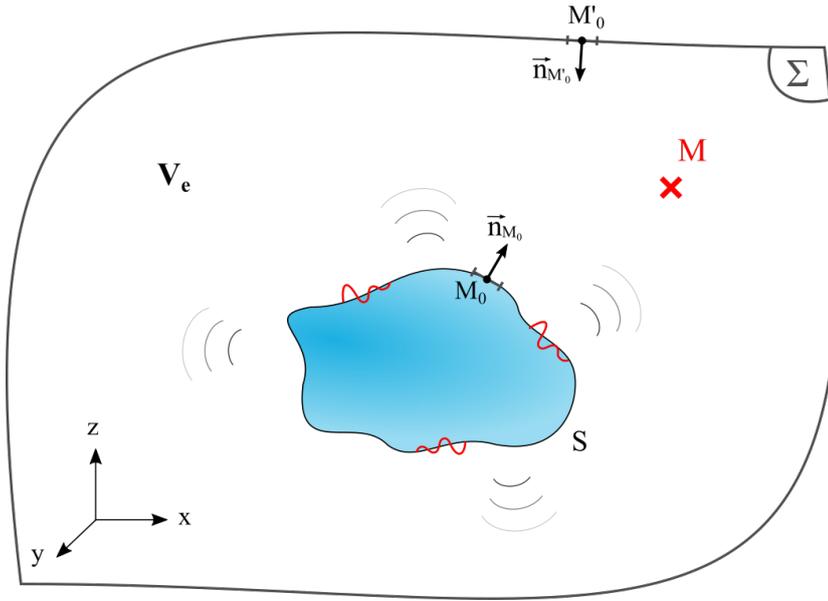


FIGURE 7 – Schéma du rayonnement d'une structure dans un volume  $V_e$  limité par une surface  $\Sigma$

$$p(M) = - \int_S \left( \frac{\partial p(M_0)}{\partial n_{M_0}} G(M, M_0) - p(M_0) \frac{\partial G(M, M_0)}{\partial n_{M_0}} \right) dS \quad (41)$$

$$+ \int_{\Sigma} \left( \frac{\partial p(M'_0)}{\partial n_{M'_0}} G(M, M'_0) - p(M'_0) \frac{\partial G(M, M'_0)}{\partial n_{M'_0}} \right) d\Sigma$$

$$M \in V_e, \quad M_0 \in S, \quad M'_0 \in \Sigma$$

Cette équation fait intervenir la fonction de Green  $G$ , qui est la fonction esclave du système, et qui vérifie l'équation de Helmholtz ainsi que les conditions aux limites posées sur  $S$  et  $\Sigma$ . Outre la connaissance de cette fonction, l'expression 41 requiert l'obtention des vitesses vibratoires sur  $\Sigma$  et les pressions pariétales sur  $S$  et  $\Sigma$ . Bien que ces difficultés puissent être surmontées par l'utilisation de méthodes éléments finis ou éléments de frontière, les limites venant de la puissance de calcul imposent de travailler sur des volumes restreints ainsi qu'une fréquence maximale d'étude relativement basse. On comprend alors la nécessité d'une méthode alternative qui puisse être utilisée sur des cas industriels.

#### 1.4.2 Fonction de transfert vibroacoustique *in situ*

Une alternative aux méthodes éléments de frontière pour la résolution de l'équation intégrale 41 est de caractériser la fonction de Green de manière expérimentale. Cette approche, proposée par Marquis-Favre et al. [80–82], consiste à calculer les opérateurs de rayonnement de la structure à partir de mesures vibratoires et acoustiques. L'avantage majeur est que la complexité de la structure ainsi que son environnement sont pris en compte de manière transparente par

l'opérateur calculé. Pour ce faire, deux hypothèses sont considérées afin de simplifier l'équation intégrale.

- le rayonnement est ramené à un cas de potentiel simple couche, ce qui annule la dérivée de la fonction de Green. Cette hypothèse correspond à considérer des conditions aux limites de Neumann quasi homogènes sur  $S$  et  $\Sigma$  :  

$$\frac{\partial G(M, M_0)}{\partial n_{M_0}} \simeq \frac{\partial G(M, M_0)}{\partial n_{M_0}} \simeq 0, M_0 \in S, M'_0 \in \Sigma$$
- les vitesses vibratoires sur la frontière  $\Sigma$  sont considérées négligeables devant celles imposées sur la surface vibrante  $S$ , soit  $\frac{\partial p(M'_0)}{\partial n_{M'_0}} \ll \frac{\partial p(M_0)}{\partial n_{M_0}}$ ,  
 $M_0 \in S, M'_0 \in \Sigma$

Ces deux hypothèses permettent d'écrire la pression rayonnée en tout point du volume à partir de l'équation 41 de la façon suivante :

$$p(M) \simeq \int_S \frac{\partial p(M_0)}{\partial n} G(M, M_0) dS \quad (42)$$

et en considérant que

$$\frac{\partial p(M_0)}{\partial n} = j\omega\rho v_n(M_0) \quad (43)$$

l'équation 42 devient

$$p(M) \simeq \int_S j\omega\rho v_n(M_0) G(M, M_0) dS \quad (44)$$

avec  $v_n(M_0)$  la vitesse normale au point  $M_0$ . Cette expression permet d'obtenir la pression en tout point du volume à partir de la connaissance de la vitesse vibratoire sur la surface de l'objet vibrant et de la fonction de Green. La première peut être obtenue expérimentalement en plaçant des accéléromètres sur l'objet en question. En ce qui concerne l'établissement de la fonction de Green, Marquis-Favre et al. proposent de corriger expérimentalement la fonction de Green monopolaire qui s'exprime de la façon suivante :

$$g(M, M_0) = \frac{e^{-jk_r}}{4\pi r}, \quad \text{avec } r = |MM_0| \quad (45)$$

Le principe est de considérer le rayonnement d'une surface  $S'$ , strictement égale à  $S$  et soumise au même champ vibratoire. La différence vient des conditions aux limites, puisque cette nouvelle surface rayonne en champ libre. L'idée est alors de dire que le champ rayonné par  $S'$  est le même que celui de  $S$  à un facteur près. Ce facteur, appelé fonction densité  $\mu$ , dépend du point  $M_0$ . En considérant

uniquement une formulation du type potentiel simple couche, on peut exprimer la pression rayonnée de la façon suivante :

$$p(M) \simeq \int_S \mu(M_0)g(M, M_0)dS', \quad M \in V_e, \quad M_0 \in S' \quad (46)$$

L'inconnue de cette équation est la fonction densité  $\mu$ . Elle est calculée de manière expérimentale, en mesurant la pression rayonnée au point  $M$  par la surface vibrante *in situ*. Cette étape représente un problème inverse, impliquant différentes problématiques liées à la régularisation de la matrice des mesures qui seront discutées plus tard.

Une fois cette étape effectuée, il reste à déterminer la fonction de transfert vibroacoustique  $G$ . Pour ce faire, un maillage vibratoire est défini, discrétisant la surface  $S$ , et pour lequel la vitesse vibratoire est mesurée. Parallèlement, la pression acoustique est mesurée sur un maillage dans le volume  $V_e$ . Ensuite, l'égalisation des équations 41 et 46 sous leur forme numérique permet d'écrire un système d'équations linéaires qui conduit à un problème de minimisation, non décrit dans ce manuscrit. Le résultat fournit la fonction de Green discrète entre les points du maillage vibratoire et ceux du maillage acoustique.

La motivation des auteurs est double. Premièrement, il est possible de prédire le son rayonné aux différents points du maillage acoustique à partir d'un nouvel état vibratoire. Deuxièmement, le bruit rayonné en d'autres points du volume peut être prédit grâce à une interpolation des fonctions de Green précédemment estimées. Cette approche a été reprise par Derouiche et al. [83] pour prédire le bruit rayonné par une boîte à engrenages à différents régimes de vitesse.

Nejade aborde le même sujet dans [84]. La différence principale, outre l'approche matricielle du problème, est que l'estimation des FTVA prend en compte la présence de sources perturbatrices. En effet, une analyse conditionnée intrinsèque à la résolution du problème permet de ne prendre en compte que la partie cohérente entre les accéléromètres et les mesures vibratoires. De plus, l'approche qu'il propose considère que les sources sont partiellement cohérentes, ce qui permet de prendre en compte leur influence mutuelle.

Une interprétation physique de cette condition vient du domaine de la *Operational Transfer Path Analysis* (OTPA) [85] qui fait appel aux notions de transmissibilités. Cette approche est issue de la *Transfer Path Analysis* (TPA), venant du domaine de l'automobile [86], qui consiste à étudier les voies de transferts dans un mécanisme. Cette méthode permet de classer l'importance de différents acteurs sur une mesure cible (accélération, pression) à partir de la connaissance de fonctions de transfert entre lesdits acteurs et la cible. Le terme "acteur" est ici à comprendre comme "effort injecté", généralement rattaché à un composant mécanique. Il faut alors considérer que le système d'intérêt est composé de deux sous-systèmes : un actif et un passif. Les efforts injectés se situent à l'interface entre ces deux sous-systèmes tandis que les points de mesures se situent du côté passif, comme illustré sur la figure 8. Les excitations se propagent jusqu'aux points de mesures à travers les voies de transferts du système qui se traduisent par des fonctions de transfert.

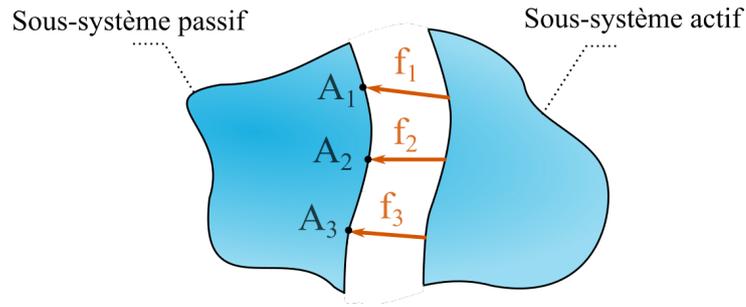


FIGURE 8 – Modèle TPA

La mise en œuvre de la TPA s'articule en deux étapes. La première consiste à mesurer les fonctions de transfert entre les efforts et les réponses. Ceci implique la connaissance *a priori* des emplacements des efforts. L'établissement des fonctions de transfert se fait ensuite classiquement par marteau de choc ou par pot vibrant. Par la suite, les contributions des voies de transferts sont estimées grâce à la mesure des efforts en opération, ce qui constitue la deuxième étape. Cette dernière n'est pas systématique car la mesure directe des efforts en opération n'est pas toujours possible du fait de la géométrie du mécanisme. Dans ce cas, des solutions de mesures d'efforts indirectes sont recommandées [87].

D'un point de vue pratique, cette méthode est longue à mettre en œuvre. En particulier, la mesure des fonctions de transfert dans le cas où de nombreux efforts sont présents nécessite du temps, voir parfois le démantèlement du mécanisme. Ceci a amené au développement de la OPA qui permet de se défaire des contraintes précédemment citées [87–90]. La première différence est que les efforts injectés ne sont plus directement mesurés. À la place, les réponses vibratoires (ou acoustiques) du système passif sont mesurées à proximité du point d'application de l'effort. Ces mesures sont considérées être représentatives des différentes voies de transfert. Puisque les efforts sont transparents et que les grandeurs mesurées sont uniquement des observations du mécanisme, la notion de transmissibilité [91] prend son sens. La figure 9 représente l'étude précédemment introduite avec une approche OPA. Dans ce formalisme, les fonctions de transfert entre les points de mesures  $A_i$ , aussi appelés références, et les points cibles  $M_j$  représentent des fonctions de transmissibilités. Ces dernières sont généralement présentées sous forme d'une matrice de transmissibilités entre deux jeux de données sorties-sorties. Contrairement à la TPA, ces transmissibilités sont estimées pendant le fonctionnement du mécanisme ce qui représente un gain de temps considérable. Finalement, les deux avantages de cette méthode sont les suivants :

- la mesure directe des efforts n'est plus nécessaire
- l'établissement des fonctions de transfert (ou transmissibilité) se fait pendant l'opération du mécanisme

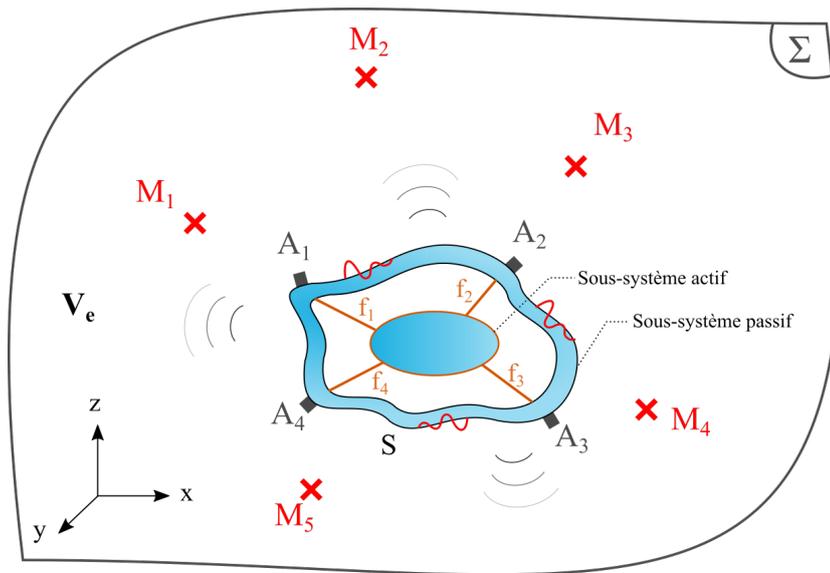


FIGURE 9 – Illustration du problème par OPA

Bien entendu, ces avantages sont contrebalancés par certaines limites du modèle [87–89]. Premièrement, il est important de noter que la transmissibilité dépend de la configuration des efforts contrairement à une fonction de transfert qui est caractéristique du système étudié [92, 93]. Si un nouvel effort est introduit, ou si l'un des points d'application varie, les fonctions de transmissibilités sont impactées et doivent être redéfinies.

De plus, les conditions d'opérations pour lesquelles la matrice de transmissibilité est obtenue doivent être choisies avec attention. En effet, le jeu de mesure de référence caractérisé par la matrice interspectrale des accéléromètres  $S_{aa}$  doit être inversible [93, 94]. Idéalement, les conditions d'opérations utilisées doivent créer des données linéairement indépendantes, ce qui se traduit par la sollicitation d'un seul des efforts par opération. En pratique, cela est rarement possible. Pour se rapprocher de ce cas idéal et afin d'améliorer le conditionnement de  $S_{aa}$ , il est vivement conseillé d'utiliser des *run-up*, *run-down*, différentes charges, ainsi qu'un moyennage de la matrice interspectrale des accélérations afin d'améliorer son conditionnement.

Une autre limite, inhérente au modèle utilisé, peut être citée. Elle concerne le couplage entre les différentes voies de transfert considérées. Dans le cas de fonction de transfert, la relation entre les excitations et les réponses est causale, ce qui n'est plus vrai dans le cas des transmissibilités. En effet, les mesures de références ne sont pas entièrement décorrélatées les unes des autres. Autrement dit, la contribution d'une référence n'est pas complètement représentative de la contribution de l'effort auquel elle est associée car elle est également influencée par les autres efforts agissant sur le mécanisme. Ce problème doit être considéré lors de l'analyse des résultats.

La dernière limite vient de l'exactitude du modèle choisi par rapport à la physique réelle du mécanisme. Le nombre de voies de transfert (et par conséquent

d'efforts) est établi par expérience ou par intuition. En réalité, il est difficile d'estimer leur nombre de manière exacte. Si le nombre de voies réelles est supérieur à celui du modèle utilisé, la matrice  $\mathbf{S}_{aa}$  ne sera pas de plein rang. À l'inverse, si le nombre de voies de transfert est surestimé, c'est la relation entre les références et les efforts qui est mal posée, ce qui ne permet pas de définir la matrice de transmissibilité. Une grande attention doit être portée à ce sujet.

Ainsi, l'état de l'art présenté permet de définir les différentes thématiques qui sont abordées dans cette thèse. Les chapitres suivants permettront de tisser un lien entre l'imagerie acoustique, le diagnostic et les fonctions de transferts vibroacoustiques.

## L'IMAGERIE ACOUSTIQUE AU SERVICE DU DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES

---

Ce chapitre a pour but d'exposer les idées et les outils développés durant les travaux de thèse. L'imagerie acoustique et le diagnostic des machines tournantes sont des domaines de recherches généralement distincts. Faire le lien entre les deux est un des objectifs principaux de ces travaux de recherche. Plusieurs approches originales sont proposées dans le but d'ajouter une facette de diagnostic à la technique du beamforming.

Tout au long des différentes parties du chapitre, les méthodes proposées sont testées sur des simulations numériques. La première partie présente les configurations simulées ainsi que les modèles de sources utilisés. La partie 2.2 décrit comment le beamforming peut être combiné avec des indicateurs de diagnostic usuels. Par la suite, une approche se basant sur l'affichage du kurtosis spectral en fonction de l'espace est présentée (partie 2.3). La séparation des contributions des différentes parties mécaniques est un moyen de cibler le diagnostic sur un composant. Pour ce faire, la méthode de moyenne synchrone angulaire (MSA) est utilisée de manière à visualiser séparément les champs acoustique des différentes parties de la machine. La partie 2.4 met en évidence l'intérêt de cette approche dans un but de détection de défaut. Pour finir, de nouveaux indicateurs adaptés à l'imagerie acoustique ont été développés. Ces indicateurs, conçus pour détecter des défauts de roulement (bague interne et externe), sont présentés et testés dans la dernière partie du chapitre (2.5).

### 2.1 SIMULATIONS

Les différentes simulations numériques présentées dans cette partie vont servir de base pour estimer l'efficacité des méthodes proposées par la suite. Pour que ces simulations soient pertinentes, elles doivent lier un aspect de rayonnement acoustique à un problème de détection de défaut mécanique. Pour ce faire, différentes sources acoustiques rayonnant des signaux caractéristiques de défauts vont être considérées.

#### 2.1.1 *Monopoles en champ libre*

Dans le domaine de l'imagerie acoustique, il est fréquent d'utiliser des problèmes de rayonnement impliquant des sources maîtrisées. Cela permet de connaître le champ acoustique en certains points de l'espace et de le comparer avec le champ reconstruit par la méthode d'imagerie acoustique. L'approche proposée ici est similaire bien que l'estimation de l'erreur due à la méthode d'imagerie

ne soit pas l'objet d'intérêt. En effet, le critère d'évaluation d'une méthode de détection de défaut est plus subjectif dans la mesure où il s'agit d'estimer si le défaut est détecté ou non. Par conséquent, l'importance est de savoir si la méthode proposée permet de mettre en évidence une source qui serait apparentée à un défaut et éventuellement de le caractériser.

Comme évoqué précédemment, il est préférable de modéliser des sources acoustiques dont le modèle analytique est connu. La source élémentaire la plus simple est le monopole en champ libre. Considérons un problème de rayonnement impliquant une source monopolaire  $S$  rayonnant en champ libre (figure 10). La grandeur recherchée est la pression rayonnée en un point de l'espace  $M_0$

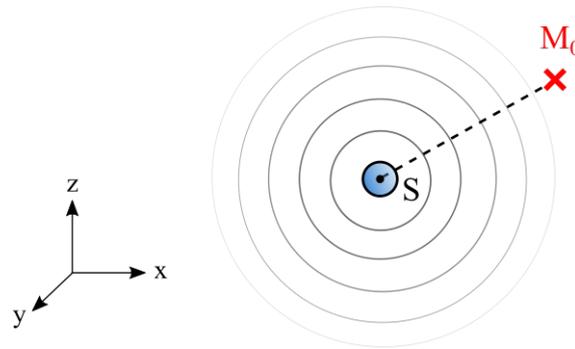


FIGURE 10 – Rayonnement d'un monopole

La formulation du rayonnement acoustique d'une sphère pulsante pour une excitation harmonique est décrite dans la littérature [22]. Néanmoins, il est souhaitable dans notre étude de pouvoir attribuer un signal quelconque au monopole pour pouvoir simuler des sources apparentées à un défaut mécanique. Ainsi, il est préférable d'utiliser une approche par formulation intégrale, introduite précédemment (partie 1.4.1). En considérant uniquement des sources monopolaires dans le volume ainsi que des conditions limites de Sommerfeld, l'équation 41 sous sa forme numérique devient :

$$p(\omega, M_0) = \sum_{i=1}^n -j\rho_0\omega Q_i(\omega)G(\omega, S_i, M_0) \quad (47)$$

$Q_i$  étant le débit du monopole  $i$ ,  $\rho_0$  la densité de l'air,  $\omega$  la pulsation et  $G$  la fonction de Green définie de telle manière :

$$G(\omega, S, M_0) = \frac{e^{-jk_r}}{4\pi r}, \quad k = \frac{\omega}{c}, \quad r = |SM_0| \quad (48)$$

avec  $c$  la célérité des ondes acoustiques dans le milieu considéré. Multiplier le débit monopolaire par la fonction de Green dans le domaine fréquentiel revient à appliquer un déphasage dans le domaine temporel. La pression en un point, décrite par l'équation 47, est la somme des contributions des différents monopoles

déphasés par le temps de propagation de l'onde acoustique entre le monopole et le point en question. Cette écriture permet de considérer un débit monopolaire  $Q_i(\omega)$  quelconque. Un signal correspondant à un défaut mécanique particulier pourra être attribué aux monopoles. Par soucis de clarté, la dépendance en  $\omega$  des différentes fonctions ne sera pas rappelée par la suite. Un ensemble de points de calcul peut ainsi être défini comme représenté par la figure 11. Dans notre étude, ces points coïncideront avec la position des microphones de l'antenne.

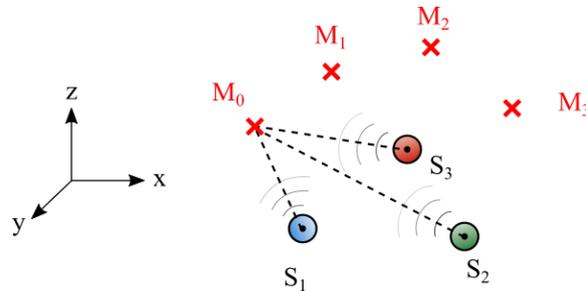


FIGURE 11 – Rayonnement de plusieurs monopoles

### 2.1.2 Plaque mince appuyée et bafflée

Une étude impliquant uniquement des sources monopolaires ne peut représenter la complexité d'une machine tournante. Premièrement, la géométrie de la machine n'étant généralement pas plane, il est difficile de se limiter à des sources omnidirectionnelles. La seconde différence est que le rayonnement d'un défaut mécanique et son origine ne coïncident pas forcément dans l'espace. En effet, un défaut peut être interprété comme une source excitant une structure complexe dotée d'un comportement vibroacoustique particulier. Le rayonnement sera donc influencé par les voies de transferts intrinsèques à la machine. Un cas qui peut représenter ce phénomène est le rayonnement d'une plaque bafflée. Le champ acoustique rayonné par une plaque excitée en un point est fortement lié à son comportement modal. Par conséquent, la deuxième simulation considérée implique le rayonnement d'une plaque bafflée excitée en un ou plusieurs points. Ce calcul se décompose en deux phases. Dans un premier temps le champs d'accélération de la plaque appuyée est déterminé. Ensuite, la pression rayonnée par la plaque est calculée aux points de l'espace souhaités.

La résolution du problème de vibration de la plaque appuyée sur ses bords par décomposition modale est décrite en annexe A. Elle permet d'obtenir la réponse impulsionnelle modale de la plaque  $H_{nm}(I)$  excitée par une force ponctuelle au point I de coordonnées  $(x_0, y_0)$  comme représenté sur la figure 12. De cette

manière, il est possible de calculer l'accélération normale  $\Gamma$  en un point  $S$  de la plaque due à un effort quelconque  $F(I)$  appliqué au point  $I$  :

$$\Gamma(S, I) = F(I) \sum_{n,m} H_{nm}(I) \Phi_{nm}(S) \quad (49)$$

Le couple  $(n,m)$  représente les indices des modes de plaque considérés et  $\Phi_{nm}$  la déformée modale associée. Si la plaque est excitée par plusieurs sources, il suffit de calculer les champs d'accélération dus aux différentes sources séparément puis de sommer leur contributions.

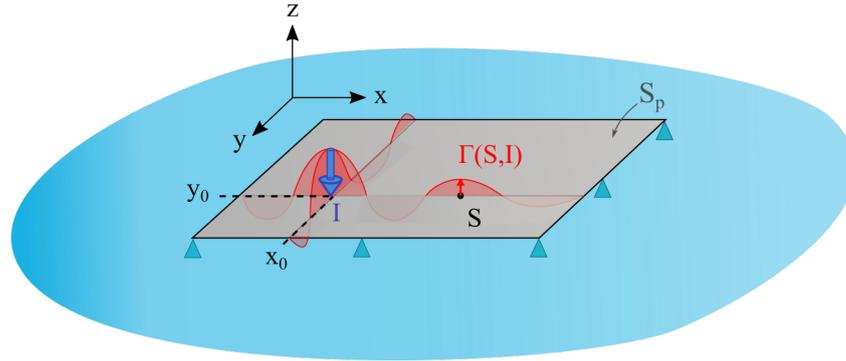


FIGURE 12 – Réponse impulsionnelle de la plaque

Une fois l'accélération normale de la plaque connue, le rayonnement acoustique en champ libre peut être déterminé via la formulation intégrale précédemment évoquée. Il est démontrée [22] que pour une surface plane, la formulation intégrale se simplifie sous la forme suivante :

$$p(M_0) = -\rho_0 \int_{S_p} \Gamma(S) G(S, M_0) dS_p \quad (50)$$

L'équation 50 est aussi connue sous le nom d'intégrale de Rayleigh. Elle permet de calculer la pression en tout point de l'espace à partir de la connaissance du champ vibratoire de la plaque. Cette expression n'ayant pas de solution exacte, elle peut être approximée numériquement en discrétisant la plaque en surfaces élémentaires comme représenté sur la figure 13. L'intégrale de Rayleigh prend alors la forme suivante :

$$p(M_0) = -\rho_0 S_p \sum_{i,j} \Gamma(S_{ij}) G(S_{ij}, M_0) \quad (51)$$

De la même manière que précédemment, un ensemble de points de calcul peut être défini afin de représenter les positions des microphones d'une antenne.

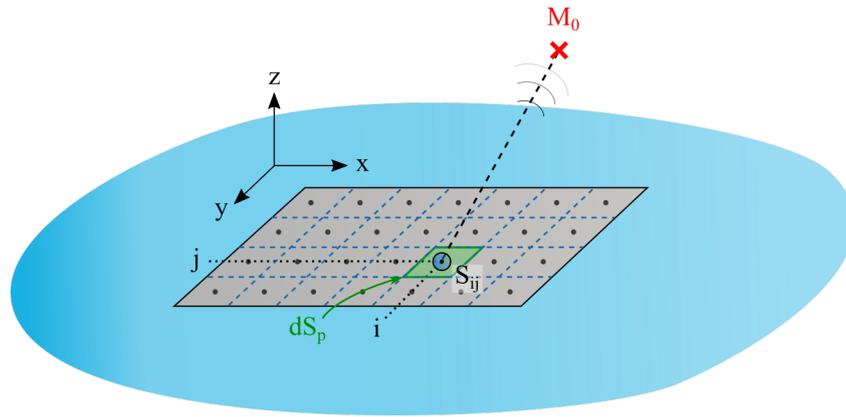


FIGURE 13 – Discrétisation de la plaque

### 2.1.3 Simulation de signaux de défaut de roulement

La partie 1.2.1 du manuscrit avait pour but de présenter les signaux caractéristiques de certains défauts. Ces signaux vont être attribués à différentes sources acoustiques afin de pouvoir tester les méthodes de détection de défauts proposées. Deux défauts caractéristiques des roulements à bille vont être considérés : le défaut de bague interne et de bague externe. Le but de cette sous partie est d'expliquer comment ces signaux sont simulés.

Comme indiqué dans le chapitre 1 partie 1.2.1, la signature du défaut sera différente selon la partie du roulement qui en est affectée. Rappelons que les fréquences caractéristiques d'un roulement à bille sont les suivantes :

- Fréquence de passage de bille sur la bague externe : BPFO (de l'anglais *Ball Passing Frequency on the Outer race*)
- Fréquence de passage de bille sur la bague interne : BPFI (de l'anglais *Ball Passing Frequency on the Inner race*)
- Fréquence de rotation de la cage :  $f_c$
- Fréquence de rotation d'une bille sur elle même :  $f_b$

Lorsqu'un défaut de bague externe apparaît, un choc est créé à chaque fois qu'une bille passe sur le défaut. De ce fait, des impacts périodiques à la fréquence de passage des billes (BPFO) sont générés. Chaque choc aura pour effet d'exciter périodiquement le roulement sur ses fréquences de résonance. Le comportement vibratoire du roulement est classiquement simplifié à un système masse-ressort-amortisseur à un degrés de liberté excité par un dirac de manière périodique, comme illustré par la figure 14. Sur cet exemple, une fluctuation aléatoire sur la période et l'amplitude des diracs est visible. En effet, le comportement d'un défaut de roulement est loin d'être purement déterministe. Le glissement des billes ou encore les fluctuations de dynamique de la machine ont pour effet d'introduire une partie aléatoire dans la phase et l'amplitude des diracs. De plus, les

signaux sont généralement pollués par du bruit de mesure qui peut être dû aux autres composants de la machine où à la chaîne d'acquisition. Un bruit blanc stationnaire peut être ajouté aux signaux modélisés afin de prendre en compte cet effet.

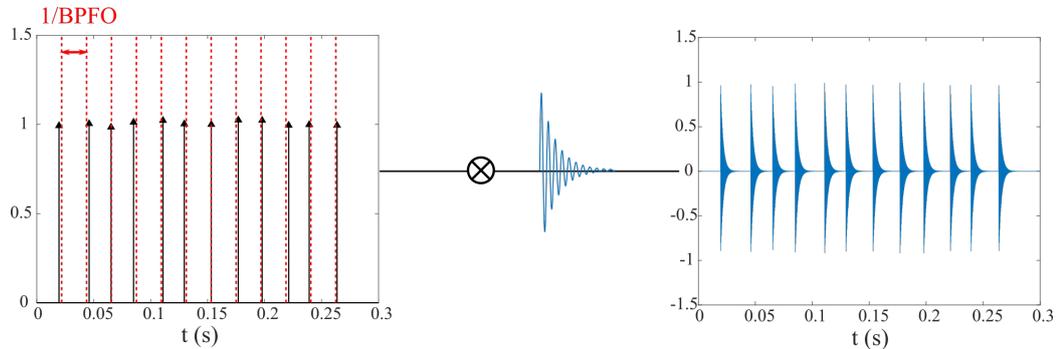


FIGURE 14 – Simulation d'un défaut de bague externe

Les défauts de bague interne peuvent être simulés de la même manière que ceux de bague externe à deux exceptions près. Premièrement, la périodicité des diracs doit être reliée à la fréquence de passage des billes sur la bague interne (BPFI). Deuxièmement, l'ensemble du signal obtenu doit être modulé en amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre. La raison de ce phénomène est que contrairement à la bague externe, la bague interne n'est pas fixe dans le référentiel de la machine mais est solidaire de l'arbre qu'elle supporte. De ce fait, le défaut tourne avec l'arbre, rentrant et sortant périodiquement de la zone de charge. Ceci a pour effet de créer une modulation d'amplitude sur les chocs. La modélisation de ce phénomène s'effectue simplement en multipliant le signal contenant les chocs par une fonction sinus de fréquence  $f_{bi}$  (aussi égale à la fréquence de rotation de l'arbre) comme illustré dans la figure 15.

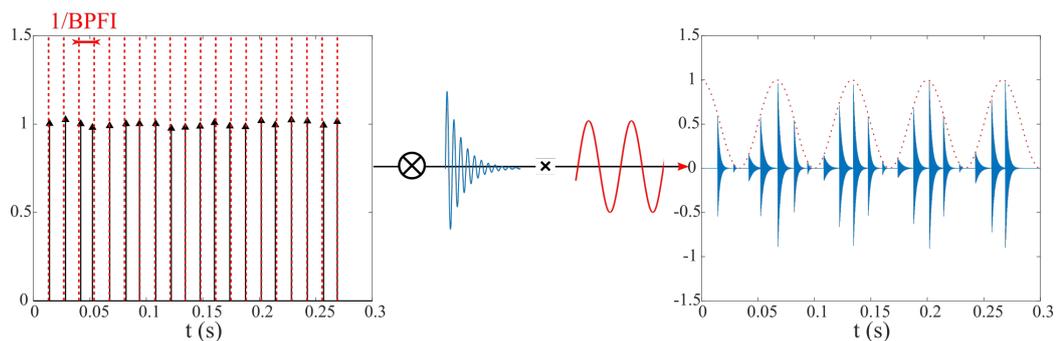
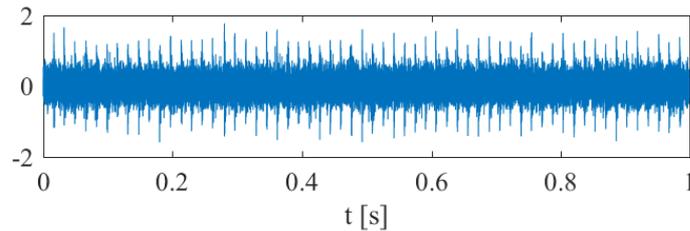


FIGURE 15 – Simulation d'un défaut de bague interne

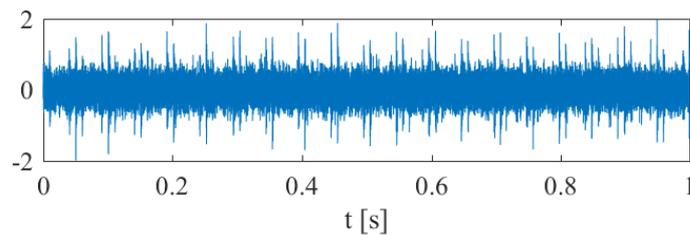
Les caractéristiques fréquentielles des défauts dépendent de la géométrie du roulement ainsi que de la vitesse de rotation de l'arbre (équation 22 et 23). Le roulement considéré est un roulement à bille droit de type 16101 (caractéristique en annexe C). Si une vitesse de rotation égale à 20 Hz est considérée, les fré-

quences de défauts de bague interne et externe sont respectivement  $BPFO = 61$  Hz et  $BPFI = 99$  Hz. La fréquence de résonance du roulement est arbitrairement fixée à 6 kHz. Pour les deux signaux simulés, les fluctuations aléatoires d'amplitude et de phase sont fixées à 5% de la valeur nominale. Le bruit de mesure est simulé en ajoutant un bruit blanc gaussien stationnaire avec un rapport signal à bruit de -3dB pour chaque signal. Les signaux sont simulés pendant 5 secondes avec une fréquence d'échantillonnage de 51200 Hz.

La figure 16 montre un extrait des signaux obtenus. Ils seront par la suite attribués à des sources acoustiques dans les simulations.



(a)  $BPFO = 61$  Hz



(b)  $BPFI = 99$  Hz -  $f_r = 20$  Hz

FIGURE 16 – Extrait des signaux simulés -  $SNR = -3$  dB - 5% de fluctuation d'amplitude et de phase

#### 2.1.4 Configurations simulées

Les différentes sources et signaux utilisés dans les simulations ont été présentés précédemment. Dans cette sous partie, les configurations testées vont être définies. Ces simulations impliquent trois sources qui sont soit des sources acoustiques soit des sources excitatrices d'une plaque. Dans les deux cas, le milieu acoustique est constitué d'air de masse volumique  $\rho_0 = 1.225$  kg/m dans laquelle la célérité des ondes acoustiques est  $c = 340$  m.s<sup>-1</sup>.

Dans un premier temps, trois monopoles sont considérés. Ces sources sont contenues dans un même plan et rayonnent en champ libre. Comme indiqué précédemment, chaque monopole se voit attribué un signal particulier. Par soucis de clarté, les sources sont appelées S1, S2 et S3. Un bruit blanc stationnaire est attribué à S1, le signal de défaut de bague interne à S2 et pour finir le défaut de bague externe à S3. Le monopole S1 a un rôle de source perturbatrice : il a pour

but de masquer les deux sources d'intérêt qui traduisent la présence de défauts. De ce fait, le rapport des variances entre les différentes sources sera favorable à S1 de manière à obtenir un rapport signal à bruit de -10 dB.

Les équations présentées dans la partie 2.1.1 sont utilisées pour simuler le rayonnement de ces monopoles sur une antenne fictive. Les positions des microphones représentent une antenne en spirale qui sera utilisée tout au long de ce manuscrit. Plus d'informations à son sujet sont disponibles dans l'annexe B. Elle est placée parallèlement au plan contenant les sources à une distance de 20 cm comme représenté sur la figure 17. Son centre a pour coordonnées  $x = 0.1$  m et  $y = 0.1$  m. Un récapitulatif des coordonnées des sources dans le repère de l'étude sont données dans le tableau 1.

Source	x (m)	y (m)	z (m)	Signal rayonné
S1	0.05	0.1	0	Bruit blanc
S2	0.15	0.1	0	Défaut de bague interne
S3	0.1	0.05	0	Défaut de bague externe

Tableau 1 – Positions et signaux des sources

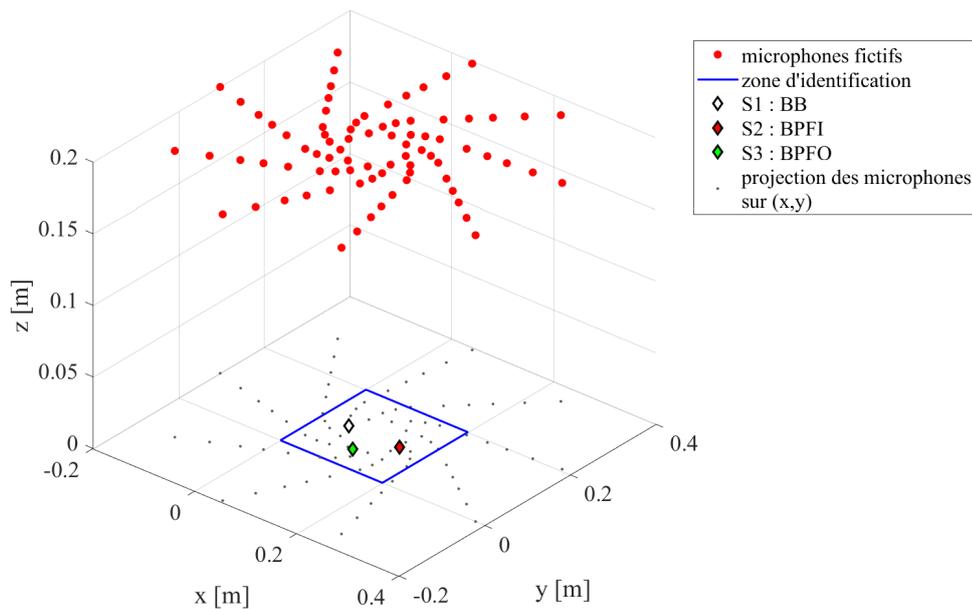


FIGURE 17 – Simulation numérique : 3 monopoles en champs libre

Une fois les signaux propagés sur l'antenne, un algorithme de beamforming classique, décrit dans la partie 1.1.2, est utilisé pour identifier des sources sur un plan d'identification. Pour cette simulation, la zone d'identification mesure  $20 \times 20 \text{ cm}^2$  et contient les trois sources (figure 17). L'incrément spatial entre les sources à identifier caractérise la résolution des cartographies obtenues. Ici, sa valeur est fixée à 1 cm dans les deux directions (400 points) pour avoir un bon

compromis entre résolution et temps de calcul.

De manière similaire, une deuxième simulation est considérée. Cette fois, la source acoustique est une plaque mince rectangulaire appuyée sur ses bords et bafflée. Les sources considérées précédemment deviennent des sources excitatrice de la plaque mais conservent les signaux qui leur ont été attribués précédemment. Le calcul se fait en deux étapes, comme démontré dans la partie 2.1.2. Premièrement, le champ vibratoire de la plaque soumis aux trois excitations est calculé. Ensuite, ce champ vibratoire est propagé sur les microphones.

Les propriétés de la plaque utilisées sont réunies dans le tableau 2 et un aperçu de la simulation est illustré dans la figure 18. La zone d'identification est coïncidente avec la plaque et l'antenne est centrée sur cette zone.

Nom	Grandeur	Valeur
$L_x \times L_y$	Surface (m <sup>2</sup> )	$0.22 \times 0.25$
$h$	Épaisseur (mm)	1
$\rho$	Masse volumique (kg.m <sup>-3</sup> )	7500
$E$	Module d'Young (Pa)	$210 \times 10^9$
$\nu$	Coefficient de poisson	0.3
$\eta$	Coefficient d'amortissement	0.005
$D$	Rigidité de flexion (Pa.m <sup>3</sup> )	19.23

Tableau 2 – Paramètres de la plaque

Dans un problème de rayonnement de plaque, des ondes propagatives et évanescentes sont rayonnées. Comme leur nom l'indique, les ondes propagatives se propagent efficacement dans le milieu tandis que les ondes évanescentes voient leur amplitude décroître exponentiellement avec la distance parcourue. Ces deux types d'onde apparaissent à des fréquences différentes. La fréquence de transition entre les deux types d'onde est appelée fréquence critique et se calcule comme il suit.

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{12\rho(1-\nu^2)}{Eh^2}} \quad (52)$$

Dans le domaine fréquentiel inférieure à  $f_c$ , le rayonnement de la plaque est peu efficace [22]. A ces fréquences et pour un mode donné, les parties en opposition de phases ont tendance à s'annuler. Ceci fait ressortir le rayonnement des coins et des bords, qui sont les seuls à rayonner efficacement. Pour les paramètres de plaque choisis, la valeur numérique de la fréquence critique est de 11482 Hz. Cette dernière est relativement haute, ce qui privilégie le rayonnement de la plaque sur ses bords.

Le maillage de la plaque pour le calcul vibratoire doit être défini attentivement. La taille des éléments doit être en accord avec la fréquence d'étude maximale sou-

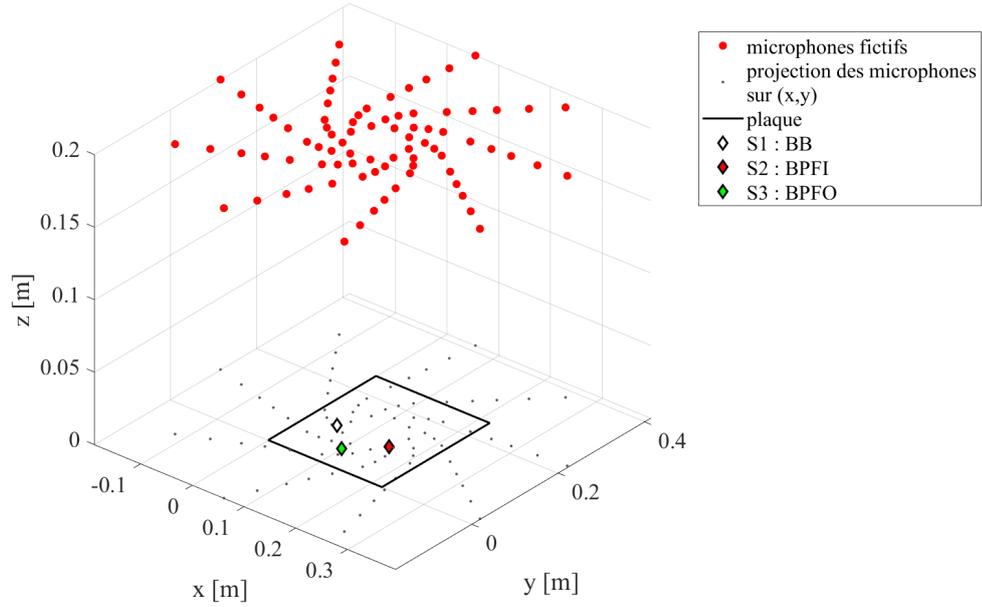


FIGURE 18 – Simulation numérique : plaque mince bafflée excitée par trois sources

haitée. Ici, la règle définie dans le domaine des éléments finis est utilisée. Pour des éléments carrés linéaires, leur côté  $\Delta_l$  doit respecter la condition suivante :

$$\Delta_l < \frac{\lambda_s^{\min}}{6}, \quad (53)$$

avec  $\lambda_s^{\min}$  la longueur d'onde minimale des ondes de flexions considérées. Ce critère peut également être exprimé à partir de la vitesse des ondes de flexion dans la structure  $c_f$ .

$$\Delta_l < \frac{c_f^{\max}}{6f_{\max}}, \quad (54)$$

$$c_f^{\max} = \sqrt{2\pi f_{\max}} \sqrt[4]{\frac{D}{\rho h}}$$

Pour une fréquence maximale de 15 kHz, l'incrément spatial retenu est de 3.8 mm dans les deux directions de l'espace. Dans la partie suivante, les signaux focalisés obtenus grâce au beamforming seront traités : des indicateurs de diagnostic leur seront appliqués. Les cartographies obtenues seront analysées et commentées.

## 2.2 CARTOGRAPHIES D'INDICATEURS DE DIAGNOSTIC

Une des stratégies communément utilisée pour la surveillance des machines tournantes est l'analyse d'indicateurs scalaires. Ces derniers ont pour but de refléter l'état de la machine à un instant donné. Ils sont appliqués aux signaux –généralement vibratoires– enregistrés pendant le fonctionnement du système surveillé.

Comme indiqué dans la partie 1.2.2, le suivi de ces indicateurs en fonction du temps permet d'anticiper des pannes qui pourraient détériorer le mécanisme de manière irréversible. Naturellement, cette approche nécessite une phase d'apprentissage de manière à sélectionner les indicateurs les plus pertinents ainsi que leur seuils de déclenchement d'alarme respectifs. Une fois le dysfonctionnement détecté, la machine est arrêtée pour procéder à sa maintenance. A cette phase, il n'est pas évident de déterminer l'élément défaillant. En effet, les indicateurs scalaires considérés sont basés sur des propriétés statistiques du signal (intensité, dispersion, forme, etc...). Bien que leur évolution reflète un changement d'état du mécanisme, le manque d'information relative à la cinématique ne permet pas toujours de mettre en cause un composant en particulier. Cette difficulté découle du manque d'information spatiale procurée par les mesures vibratoires. En effet, les données enregistrées par les accéléromètres ne sont généralement pas dues à un seul organe de la machine mais à une combinaison de toutes leurs contributions. Bien entendu, ces contributions ne sont pas nécessairement séparables, d'où la difficulté d'estimer l'origine du défaut. Il est possible d'imaginer un dispositif de surveillance qui attribue un accéléromètre par composant mécanique de manière à mesurer au mieux leur contribution indépendamment des autres. Néanmoins, la multiplication de capteurs n'est pas toujours envisageable d'autant plus que des évidences physiques empêchent leur placement sur certains organes (engrenages, poulies, etc...).

Ces considérations mettent en perspective l'avantage d'utiliser des antennes de microphones. Non seulement la mesure sans contact peut être un atout, mais en plus les algorithmes d'imagerie acoustique permettent d'identifier les signaux temporels émis par n'importe quel point de la machine. Si ces points sont combinés pour former un maillage à l'image de ce qui a été présenté précédemment, il est possible d'obtenir les cartographies de n'importe quel indicateur scalaire issu des signaux identifiés. Cette partie du manuscrit a pour but de présenter comment ces cartographies sont obtenues et ce qu'elles peuvent apporter en terme de surveillance et de diagnostic.

### 2.2.1 Stratégie proposée

La technique d'imagerie acoustique utilisée est le beamforming, présenté dans la partie 1.1.2. Rappelons que cette technique permet d'obtenir un signal temporel pour chaque source identifiée. Ainsi, le plan d'identification constitue un ensemble de points pour lesquels un indicateur peut être calculé dans le domaine temporel. Pour chaque set de mesure, plusieurs indicateurs peuvent être obtenus

à partir d'un seul calcul de beamforming. Si nécessaire, les signaux temporels peuvent être filtrés dans une bande de fréquence avant le calcul des indicateurs comme illustré par la figure 19. Pour finir, chaque source se voit attribuer une valeur scalaire issue du calcul de l'indicateur. Cela permet d'obtenir une cartographie de l'indicateur en fonction de l'espace. Les indicateurs scalaires qui seront visualisés par la suite –dont les expressions mathématiques sont décrites en partie 1.2.2– sont les suivants :

- variance
- facteur de crête
- valeur crête à crête
- kurtosis

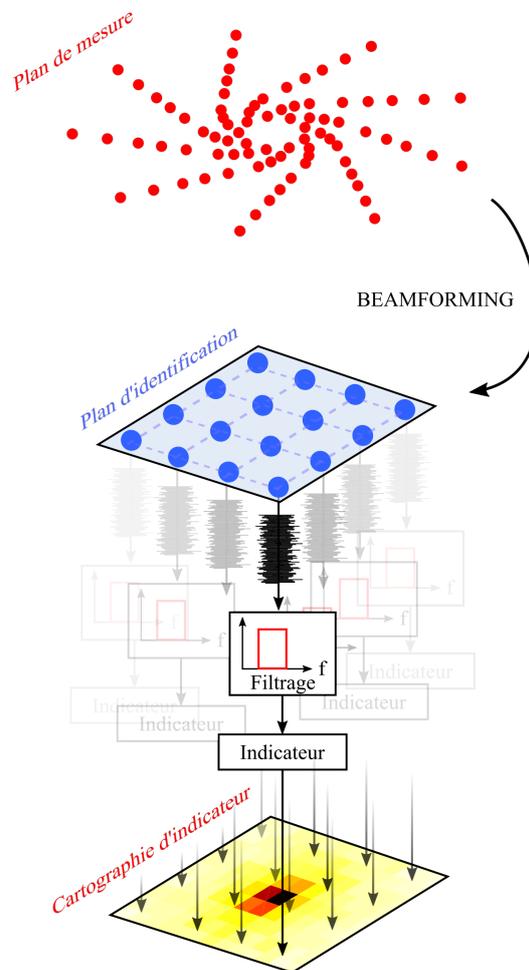


FIGURE 19 – Processus d'obtention des cartographies d'indicateurs de diagnostic

Une approche alternative aurait été d'adapter l'algorithme du beamforming de manière à obtenir l'indicateur directement à sa sortie. De ce fait, les différentes étapes intermédiaires de la figure 19 seraient intégrées dans une seule phase. Cela peut apporter un certain confort si un seul indicateur est considéré. Dans notre cas, ceci impliquerait un temps de calcul supérieur dans la mesure où le beamforming, qui représente la part majoritaire du temps de calcul, serait

recalculé pour chaque indicateur. Si plusieurs indicateurs sont à tester, il va de soi que la séparation du calcul du beamforming et des indicateurs est plus intéressante.

Le processus de la figure 19 est premièrement testé sur la simulation impliquant trois sources acoustiques. L'objectif est d'estimer le comportement spatial des indicateurs de diagnostic sur un cas simple. Les résultats des cartographies d'indicateurs sont analysés et commentés dans la sous partie suivante. De même, la simulation impliquant une plaque excitée par trois sources est considérée. Cette fois-ci, le rayonnement est fortement dépendant des voies de transferts de la plaque. L'intérêt est de comprendre quels indicateurs permettent de remonter aux sources excitatrices malgré le biais introduit par le comportement vibroacoustique de la structure.

### 2.2.2 Résultats : monopoles en champ libre

Les résultats de la simulation présentée dans la partie 2.1.1 sont ici étudiés. Dans un premier temps, les indicateurs sont visualisés sur une large bande de fréquence allant de 1000 à 15000 Hz. De cette manière, l'approche peut être apparentée à une stratégie de surveillance en niveau global, qui ne prend pas en compte la dynamique ou la cinématique du mécanisme considéré. Les fréquences inférieures à 1000 Hz ne sont pas prises en compte de manière à ne pas compromettre la précision de localisation des sources du fait de la mauvaise résolution spatiale du beamforming en basses fréquences. La figure 20 présente les cartographies des indicateurs sélectionnés.

La cartographie de la variance met clairement en évidence la source perturbatrice qui rayonne le bruit blanc tandis que les deux autres sources sont pratiquement invisibles. Ce résultat n'est pas surprenant puisque le rapport signal à bruit fixé favorise le bruit blanc. Cela reflète la limitation des indicateurs ne prenant en compte que l'énergie du signal pour la localisation de défaut. Dans certains cas, le défaut n'introduit pas de différence d'énergie suffisante pour ressortir du bruit de fond acoustique. Ceci ne permet pas de conclure facilement sur la présence du défaut, à moins d'avoir un état de référence sain auquel comparer le résultat obtenu.

En ce qui concerne le résultat du facteur de crête, les sources S2 (rouge) et S3 (verte) sont révélées tandis que la source S1 (blanche) est invisible. La précision de localisation laisse cependant à désirer. En effet, les deux tâches correspondant aux sources défectueuses sont légèrement excentrées par rapport à la position des sources. De plus, les deux zones sont relativement étendues et les valeurs maximales ne coïncident pas avec les positions des sources. Bien que les deux sources ayant un signal caractéristique de défaut soient mises en évidence par rapport au bruit blanc, le facteur crête présente une mauvaise précision de localisation ce qui peut être un désavantage dans certaines configurations.

La visualisation de la valeur crête à crête en fonction de l'espace est similaire à celle de la variance à l'exception que les deux sources représentant le défaut

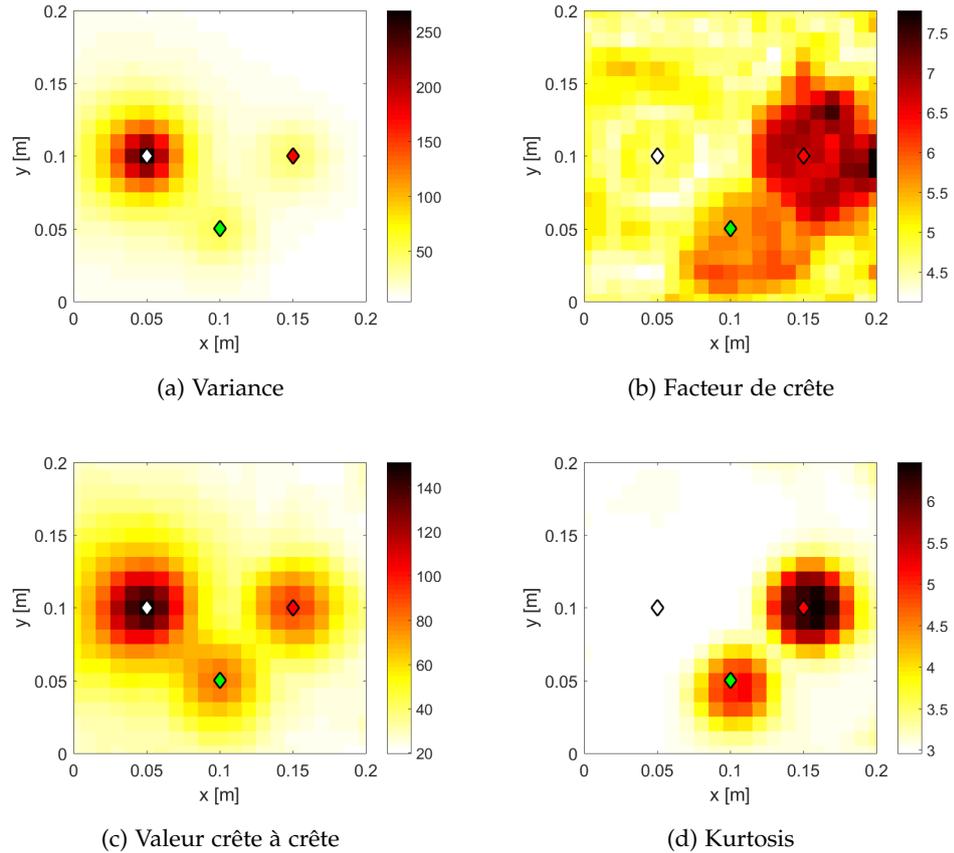


FIGURE 20 – Cartographies des indicateurs sur [1-15] kHz sur la zone d'identification

sont perceptibles. Néanmoins, la source S1 reste prépondérante. Encore une fois, ceci peut s'expliquer par le rapport signal à bruit favorisant une grande valeur de crête à crête pour le bruit blanc.

Pour finir, la cartographie du kurtosis se distingue des trois autres indicateurs. En effet, la source S1 est invisible tandis que les deux sources rayonnant les défauts de roulement sont révélées. Ce résultat n'est pas surprenant puisque le kurtosis reflète l'impulsivité d'un signal. En théorie, un signal ayant une distribution gaussienne aura une valeur de kurtosis autour de 3. C'est bien la valeur observée à proximité de la source bruit blanc. En revanche, les signaux caractéristiques des défauts de roulement ont un kurtosis plus élevé à cause des chocs périodiques créés. On voit donc un avantage à utiliser le kurtosis : il permet de localiser spatialement les sources impulsives qui peuvent être apparentées à un défaut. De plus, le kurtosis n'étant pas dépendant l'énergie du signal, il n'est pas influencé par le rapport signal à bruit défavorable pour les sources S2 et S3. Cet indicateur paraît donc être le plus adapté à la localisation de défaut. En revanche, bien que la concentration de kurtosis permette d'identifier quels organes sont potentiellement défectueux, il ne permet pas d'identifier la nature du défaut.

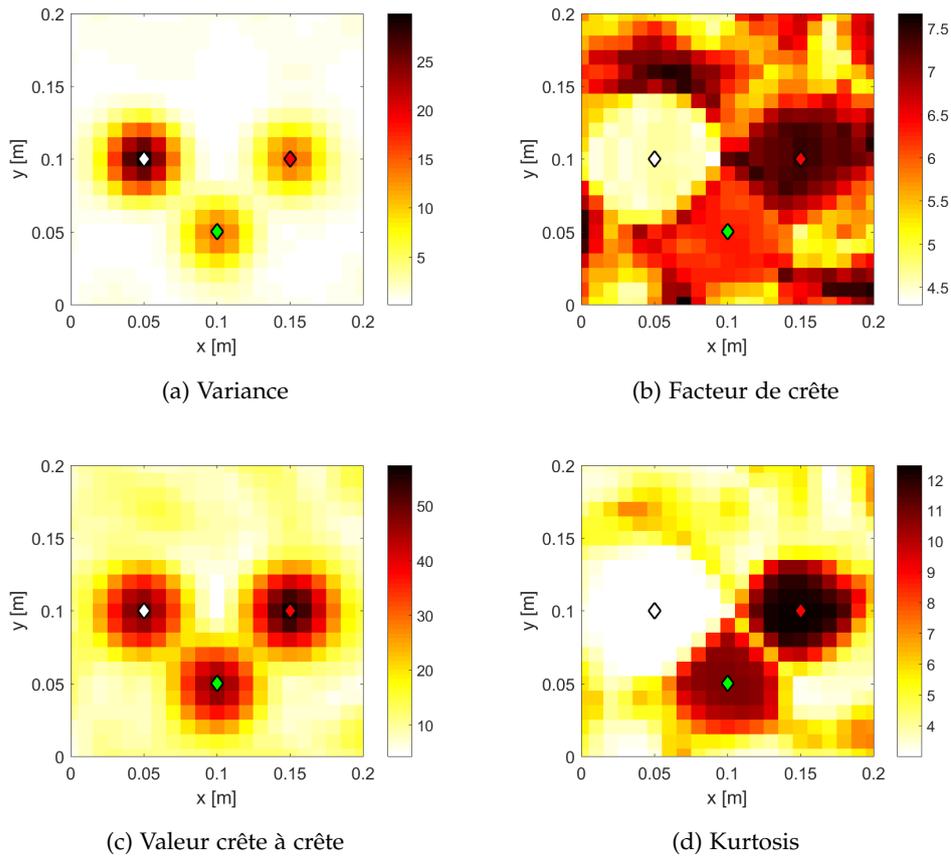


FIGURE 21 – Cartographies des indicateurs sur [5.3-6.7] kHz sur la zone d'identification

Les résultats précédents ont été calculés sur une large bande de fréquences. Ils ont permis de mettre en évidence les limites d'une approche en niveau globale. Les indicateurs non normalisés par rapport à l'énergie du signal (variance, valeur crête à crête) sont sensibles à l'effet de masque causé par la source la plus énergétique. Si l'énergie vibratoire due au défaut est négligeable par rapport à celle générée en fonctionnement normal de la machine, l'approche en niveau globale ne permettra pas une surveillance efficace. Afin de minimiser cet effet de masque, une approche par bandes de fréquences est généralement conseillée. Le suivi de l'indicateur dans une bande de fréquence avec un rapport signal à bruit favorisant la contribution du défaut –autour d'une résonance du composant mécanique– permet d'estimer plus précisément son intégrité. Si aucun *a priori* à propos des résonances des composants n'est disponible, tout le spectre peut être balayé en bande étroite. Dans notre cas, la résonance des roulements simulés est connue (6 kHz) ce qui permet de sélectionner une bande de fréquence favorisant la détection du défaut. La figure 21 présente les cartographies des indicateurs sur la bande de fréquence [5.3-6.7] kHz.

La première remarque générale est que cette approche ne semble pas améliorer les résultats pour tous les indicateurs. La variance et la valeur crête à crête semblent avoir bénéficié du filtrage autour de la fréquence de résonance des

roulements. Dans les deux cas, les sources rayonnant les défauts sont mieux localisées que pour le résultat large bande. Bien que la valeur crête à crête soit du même ordre pour les trois sources, la variance reste plus élevée pour la source rayonnant le bruit blanc. Ce résultat confirme le fait que la variance reste très sensible au rapport signal à bruit entre les sources et qu'un filtrage n'est pas toujours suffisant pour mettre en évidence les sources d'intérêt en présence d'une source perturbatrice.

En ce qui concerne le facteur de crête, les sources sont mieux identifiées que précédemment. Cependant, des zones ne coïncidant pas avec les sources ont également des valeurs de facteur de crête élevées. Ces sources fantômes ont dans certain cas des valeurs plus importantes que la source S2. Sans information préalables sur les positions des sources, ces résultats pourraient laisser penser qu'il existe une multitude de sources sur le plan d'identification. Ces remarques, combinées aux résultats précédent, montrent que le facteur crête ne semble pas être un indicateur robuste pour la localisation de défaut.

La cartographie du kurtosis semble quant à elle avoir perdu en précision de localisation. Comme pour les résultats large bande, les trois sources sont bien séparées mais les zones d'identification se sont étendues jusqu'au point de devenir adjacentes. De même, la valeur maximale du kurtosis est plus importante que précédemment. En effet, le filtrage favorise la contribution des sources impulsives dans les signaux identifiés. Du fait de la réponse spatiale de l'algorithme de beamforming, la contribution de ces sources sera plus importante non seulement à l'endroit où se trouvent les sources mais également dans leur périphérie. Ceci explique la discrimination particulière de la cartographie : les frontières entre les sources sont très marquées. Il est intéressant de remarquer une discontinuité du kurtosis entre les sources impulsives S2 et S3. Le kurtosis diminue localement entre les deux sources. Encore une fois, l'explication de ce phénomène vient de l'algorithme d'imagerie acoustique. A cet endroit, le beamforming identifie les deux sources impulsives de manière équivalente. Puisque les deux impulsions ne sont pas synchrones et que leur contributions sont égales, le signal obtenu présente un nombre de transitoires suffisant pour faire baisser le kurtosis par rapport au cas où une des deux sources est dominante. Néanmoins, le kurtosis identifié reste supérieur à celui du bruit blanc.

### 2.2.3 Résultats : rayonnement de la plaque

Dans un premier temps, rappelons que les calculs vibroacoustiques ont été effectués pour une fréquence maximale de 15 kHz. Cette fréquence implique les 190 premiers modes de la plaque. Le maillage vibratoire comporte 53 points suivant  $x$  et 58 points suivant  $y$ . La zone d'identification, quant à elle, recouvre entièrement la plaque avec un incrément de 1 cm ( $20 \times 25$  points). Les mêmes résultats que précédemment seront analysés. Dans un premier temps, une approche large bande en niveau global est considérée, puis les mêmes cartographies seront analysées autour de la résonance des roulements.

La figure 22 montrent les indicateurs scalaires identifiés sur la plaque pour la bande de fréquence [1-15] kHz. L'objectif est d'estimer l'influence du rayonnement de la plaque sur la localisation des sources.

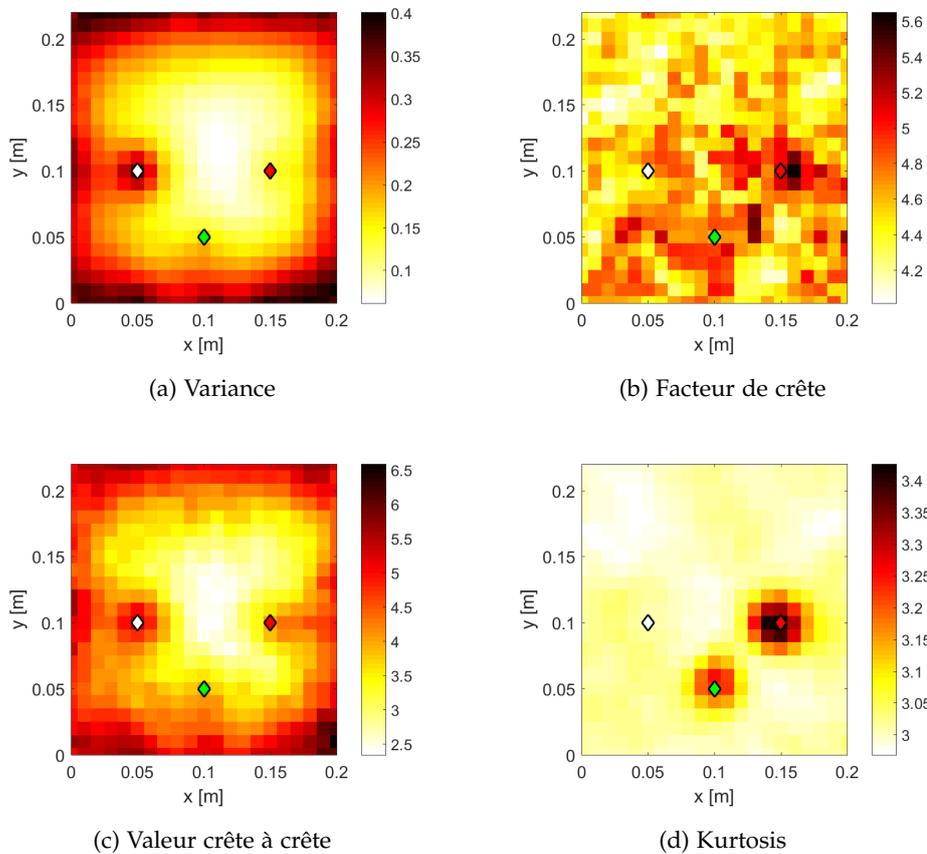


FIGURE 22 – Cartographies des indicateurs sur [1-15] kHz sur la plaque

La cartographie de la variance laisse deviner la présence de la source bruit blanc tandis que les sources de défaut sont invisibles. On remarque également que les contours de la plaque sont mis en évidence. Ceci est dû au rayonnement plus efficace aux coins et aux bords de la plaque évoqué précédemment. Ces derniers sont prédominants puisque la grande majorité des fréquences de l'étude est inférieure à la fréquence critique de la plaque (11.4 kHz).

Le facteur de crête est l'indicateur qui donne les résultats les moins interprétables. La cartographie semble être très bruitée avec une discontinuité spatiale importante entre les zones à fort facteur de crête. Cette cartographie reflète une distribution de facteur de crête typique de bruits aléatoires. Sa pertinence est donc remise en cause sur cet exemple.

Les résultats de la valeur crête à crête sont similaires à ceux de la variance bien que les sources S2 et S3 ressortent légèrement. Cependant, elles ne sont pas autant mises en avant que dans le cas impliquant uniquement les monopoles.

Enfin, la cartographie du kurtosis contraste complètement avec les autres. Il semble que le kurtosis soit insensible au rayonnement de la structure en terme

de localisation car les résultats sont très similaires à la simulation précédente. Les deux sources impulsives sont mises en avant par rapport à la source S1 et les bords de la plaque ne sont pas visibles contrairement aux cartographies de variance et de valeur crête à crête. Il semble encore une fois que le kurtosis soit l'indicateur scalaire le plus adapté à la localisation de sources apparentées à des défauts mécaniques à caractère impulsif. Même en présence d'une structure rayonnante, le maximum de kurtosis reste localisé à l'endroit où les impacts ont lieu sans être perturbé par le comportement vibratoire de la structure. Néanmoins, la valeur du kurtosis identifié sur la plaque est bien inférieure au cas monopolaire traité précédemment. On note un kurtosis maximum autour de 3.4 tandis qu'une valeur supérieure à 6 était relevée pour les monopoles. Ceci montre que l'indicateur est atténué par l'effet de la structure, sans pour autant compromettre la localisation de sources les plus impulsives.

Les cartographies des mêmes indicateurs sont testées (fig. 23) autour de la résonance des défauts simulés, soit sur la bande [5.3-6.7] Hz. De manière générale, ce filtrage permet d'améliorer la localisation des sources défectueuses de la même manière que pour le cas monopolaire. La variance est l'indicateur qui bénéficie le moins de ce filtrage car les résultats ne sont pas significativement améliorés par rapport au cas large bande. Le facteur de crête réagit à l'opposé de la variance : les sources impulsives sont nettement identifiables contrairement au cas large bande. Il semble que le filtrage permette d'éliminer l'effet de bruit qui était présent sur la cartographie large bande. La valeur crête à crête permet de mettre en évidence les trois sources. Une diminution de la dynamique et de la valeur maximale de valeur crête à crête entre l'approche globale et en bande fine est notable. En effet, cet indicateur étant sensible à l'énergie du signal, a tendance à décroître puisque le filtrage a pour effet de diminuer l'énergie de la source large bande. Ainsi, ce changement de dynamique favorise la détection des sources à énergie plus faible.

Finalement, la localisation apportée par le kurtosis n'est pas significativement améliorée. En revanche la dynamique bénéficie du filtrage puisque les sources S2 et S3 sont identifiées avec un kurtosis autour de 9 quand il était autour de 3.4 pour l'approche globale.

Ce paragraphe a démontré que les cartographies d'indicateurs sont affectées différemment par l'effet d'une structure rayonnante. La variance et la valeur crête à crête perdent en capacité de localisation des sources impulsives à cause de l'influence du rayonnement de la plaque. En ce qui concerne le facteur de crête, ce dernier est complètement inefficace dans le cas large bande mais permet de localiser les sources impulsives si la bonne bande de fréquence est sélectionnée. En pratique, l'évolution du facteur de crête est étudiée pour estimer l'intégrité d'un composant mécanique. De ce fait, son utilisation en expertise, tel qu'il est présenté ici, est limitée. Quant au kurtosis, il est de loin l'indicateur le plus robuste et le moins sensible aux effets de rayonnement de la plaque. Ce dernier permet en effet de localiser les sources impulsives sans problème, aussi bien de manière large bande que dans une bande de fréquence stratégique.

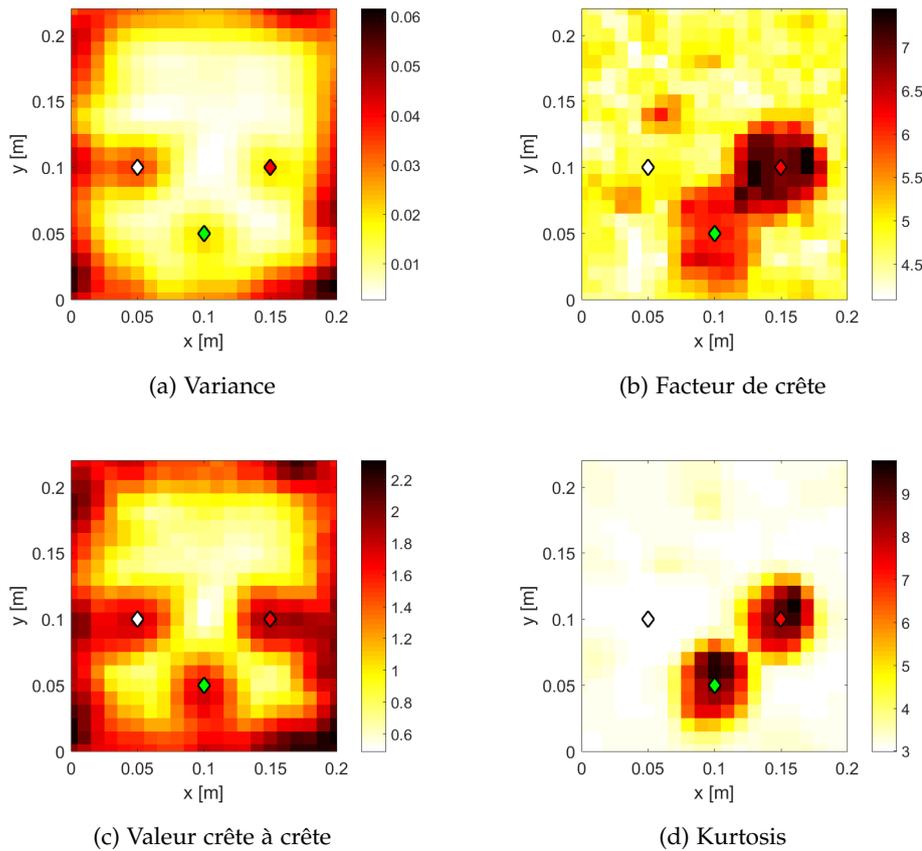


FIGURE 23 – Cartographies des indicateurs sur [5.3-6.7] kHz sur la plaque

## 2.3 KURTOSIS SPECTRAL EN FONCTION DE L'ESPACE POUR UN CAS 2D

Jusqu'à présent, des cartographies d'indicateurs scalaires ont été considérées. Il a été montré que cette approche ne permet pas de séparer les sources de manière systématique. Dans le cas où plusieurs sources ont des caractéristiques similaires, elles seront toutes mises en évidence de façon identique par l'indicateur sélectionné. Pour contrer ce problème, il est intéressant de considérer des techniques de traitement du signal plus avancées. Le kurtosis spectral (KS), présenté dans la partie 1.2.3, est un outil qui permet d'identifier les bandes de fréquences dans lesquelles le signal considéré présente un kurtosis élevé. Cet outil peut être vu comme une extension du kurtosis scalaire puisqu'il lui attribue une information fréquentielle. En effet, son calcul revient à décomposer le signal par un banc de filtre et de calculer son kurtosis pour chaque bande de fréquence. Il est ainsi possible d'analyser plus finement l'information contenue dans le signal. Cela permet de séparer plusieurs sources impulsives contenues dans le même signal si les fréquences pour lesquelles elles se manifestent sont différentes. En contrepartie, les cartographies du KS sont limitées à une seule dimension spatiale. En effet, pour un signal donné, le kurtosis est fonction de la fréquence. Dans le cas des cartographies, l'axe des ordonnées représentera la dépendance

fréquentielle. De ce fait, l'affichage de l'espace n'est possible que sur l'axe des abscisses, se limitant à une dimension. Il n'est donc pas possible d'afficher le KS sur une surface de la machine comme il a été fait pour les indicateurs scalaires. La zone d'identification, limitée à une droite, doit être choisie avec une attention particulière. Elle doit rencontrer le plus de point d'intérêt que possible pour ne pas manquer des sources éventuelles. Un choix naturel est de faire coïncider la droite d'identification avec un des axes de la machine. Dans une approche de diagnostic, il est imaginable de répéter l'identification sur les différents axes de la machine pour analyser tous les composants mécaniques.

Dans la partie 1.2.3, il a été expliqué que la résolution fréquentielle est un paramètre qui influence fortement les résultats du KS. A titre de rappel, ce paramètre est directement relié à la taille des fenêtres de la transformée de Fourier à court terme (TFTC) utilisée pour calculer le KS. Afin d'estimer l'importance de ce paramètre sur les cartographies, différentes tailles de fenêtres seront testées. Pour mettre en évidence les avantages de l'approche proposée, quelques modifications sont effectuées sur les simulations précédemment présentées. Premièrement, les trois sources sont alignées de manière à simuler leur positionnement sur un arbre de machine tournante. De plus, la fréquence de résonance de la source S2 (défaut de bague interne) est fixée à 8 kHz de manière à être légèrement différente de la source S3 (défaut de bague externe), fixée à 6 kHz. Ces modifications, ainsi que la nouvelle zone d'identification (incrément spatial de 1 cm) sont illustrées sur la figure 24.

Les résultats montrés dans la figure 25 représentent le kurtosis spectral en fonction de l'espace pour quatre résolutions fréquentielles différentes. A titre informatif, l'algorithme utilisé retrace 3 à la valeur du kurtosis calculée. De ce fait, un kurtosis nul représente un signal ayant une distribution gaussienne. Les positions des sources sont représentées par des lignes verticales de couleurs différentes.

Dans un premier temps, il est notable que la source S1 rayonnant un bruit blanc n'est pas localisée sur les cartographies indépendamment de la résolution fréquentielle. Ceci est comparable aux observations des résultats du kurtosis scalaire présentés précédemment. En ce qui concerne les deux autres sources, elles sont correctement mises en évidence. En revanche, on remarque plusieurs effets dus à la variation de résolution fréquentielle. Premièrement, il est notable que plus  $\Delta f$  est grand, plus les marques correspondant aux positions des sources sont étendues sur l'axe des fréquences. Il semble donc que le pouvoir de séparation des sources dans le domaine fréquentiel soit amélioré avec une résolution fréquentielle fine. Néanmoins, cette amélioration est au détriment de la dynamique des résultats. On remarque que le maximum de kurtosis identifié sur la figure 25d est d'environ 1.4 tandis qu'il est de plus 5.5 pour la figure 25a. En outre, plus  $\Delta f$  est petit, plus le bruit de fond est mis en avant sur les cartographies. Ceci peut être mis en parallèle avec les observations d'Antoni et Randall [39, 40] sur le comportement du KS en fonction de la taille des fenêtres de la

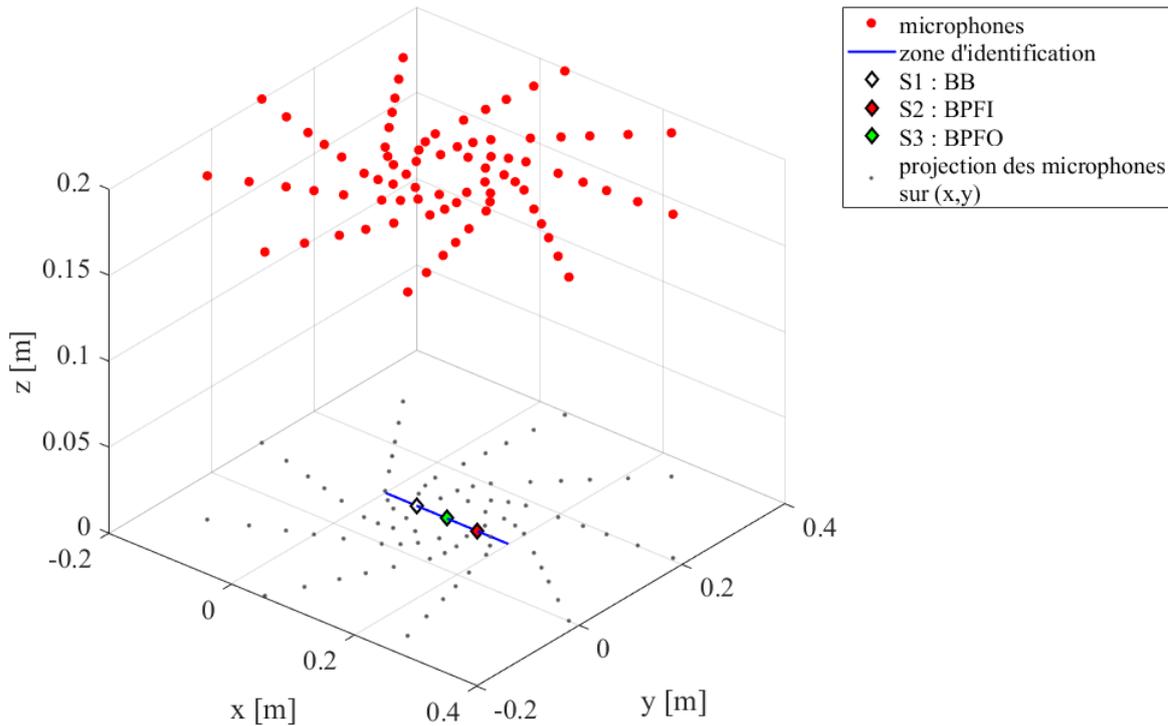


FIGURE 24 – Simulation numérique modifiée : 3 monopoles alignés

TFTC. Les auteurs déclarent que la taille de cette fenêtre apporte un biais faisant tendre la valeur du KS vers zéro avec son augmentation, autrement dit avec une résolution fréquentielle plus fine. Pour choisir ce paramètre, il est possible de tester plusieurs tailles de fenêtre et de sélectionner celle qui met le plus en évidence la (ou les) source(s) impulsive(s). Sinon, le kurtogramme, présenté en partie 1.2.3, peut être utilisé. Ainsi, le compromis entre résolution fréquentielle et dynamique sera trouvée de manière expérimentale. Dans le cas des simulations considérées, on note que cela ne change pas fondamentalement l'interprétation des cartographies car les deux sources sont suffisamment "éloignées" dans les deux domaines.

Parallèlement à l'étude de l'influence de la résolution fréquentielle, l'avantage des cartographies de KS peut être soulignée. En plus d'être séparées dans l'espace, les sources acoustiques sont séparées dans le domaine fréquentiel. Dans certains cas, ceci peut démontrer que ces sources sont liées à des phénomènes différents. En effet, si les résonances des composants mécaniques d'une machine sont différentes, leurs contributions seront séparées à la fois dans l'espace et le domaine fréquentiel. Ces cartographies donnent par conséquent une interprétation plus poussée par rapport aux résultats du kurtosis scalaires pour lesquels il est impossible de dire si les deux sources sont dues au même phénomène ou non.

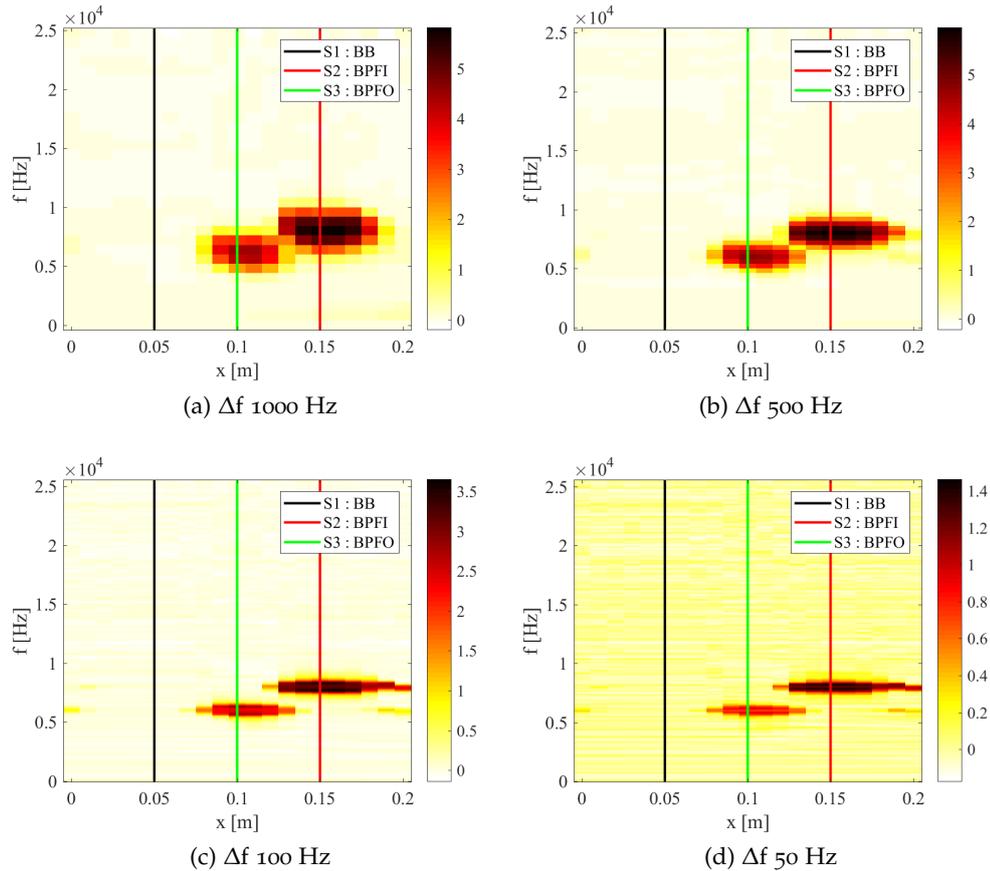


FIGURE 25 – Cartographies du kurtosis spectral

#### 2.4 SÉPARATION DES CONTRIBUTIONS ACOUSTIQUES

Une des problématiques majeures dans le traitement du signal appliqué à la détection de défaut est la séparation de source. Un capteur, qu'il soit vibratoire ou acoustique, enregistre simultanément les contributions des différents composants de la machine et de son environnement. Lorsqu'un défaut est présent, sa signature est entièrement ou partiellement masquée par ces sources secondaires. Ainsi, si le signal provenant uniquement d'un des éléments mécaniques est extrait, son diagnostic en sera facilité.

Différentes techniques de séparation de sources ont été présentées dans la partie 1.2.3. Comme évoqué précédemment, leur applicabilité varie en fonction du cas d'étude, des signaux disponibles, des connaissances *a priori* sur la source à extraire, etc... Dans le cas des machines tournantes, la séparation entre les sources synchrones avec la rotation de l'arbre primaire et celles qui ne le sont pas est généralement recherchée. En effet, si l'arbre comporte un engrenage, sa contribution sera synchrone avec sa rotation. Extraire cette partie du signal rend possible l'isolation des perturbations induites par les engrenages du reste du signal.

Pour ce faire, la technique la plus communément utilisée est la moyenne synchrone angulaire (MSA). En plus d'être insensibles aux variations de vitesse de rotation, elle permet de séparer les signaux en deux contributions : la partie synchrone avec la référence choisie et la partie résiduelle qui correspond aux sources non-synchrones avec la référence. Généralement, la référence correspond à un événement périodique du mécanisme qui peut être caractérisé par un cycle. Ceci implique d'avoir l'information relative à la rotation instantanée permettant de décrire le cycle en question. En pratique, un capteur tachymétrique placé sur l'arbre primaire permet d'obtenir cette information. Rappelons que la partie synchrone comporte une partie du signal originel purement périodique et déterministe tandis que la partie résiduelle comporte également les sources cyclostationnaires d'ordre 2 (CS2). Comme indiqué dans la partie 1.2.3, les défauts de roulements ont généralement un comportement CS2 du fait des différents aléas induits par le défaut et le glissement. Par ailleurs, les fréquences caractéristiques des défauts de roulements ne sont pas des multiples entiers de la fréquence de rotation de l'arbre. On comprend alors l'intérêt d'analyser le signal résiduel obtenu par moyenne synchrone angulaire.

L'objectif est de s'inspirer de cette approche pour l'appliquer à l'imagerie acoustique. L'idée est de séparer le champ acoustique enregistré en deux parties :

- un champ acoustique synchrone, qui contient les contributions acoustiques des sources synchrones avec un cycle de la machine défini à partir de la rotation de l'arbre primaire, telles que les engrenages
- un champ acoustique résiduel, qui contient les autres sources acoustiques, notamment les potentiels défauts qui ont un caractère CS2 ou qui ont une périodicité différente de l'arbre considéré.

De cette manière, il est possible d'obtenir les cartographies identifiées à partir des deux champs acoustiques. Si un défaut est présent, un transfert de l'énergie vers le champs résiduel est attendu, avec un maximum d'énergie à l'endroit où le défaut est présent.

L'application de cette méthode s'articule en différentes étapes. Premièrement, les signaux acoustiques doivent être resynchronisés avec la source qui servira de référence pour le rééchantillonnage angulaire. Cette étape est cruciale pour la bonne estimation de la moyenne synchrone du signal. En effet, la propagation acoustique provoque un déphasage entre la source synchrone de la machine et le point de mesure. Ce déphasage est constant en temps mais varie dans le domaine angulaire si la vitesse de rotation est variable. Ceci est illustré sur la figure 26 sur laquelle une partie de machine tournante est considérée. Par soucis de clarté, un seul pignon est représenté, et son rayonnement est réduit à une source ponctuelle  $q(t)$  localisée autour de l'engrènement. Pour les mêmes raisons, cette source est la seule considérée dans cet exemple. Un point de mesure  $p(t)$  est placé à une distance  $d$  de la source acoustique. Dans cet exemple purement illustratif, deux

régimes de vitesses sont considérés. La transition entre ces deux régimes est supposée instantanée.

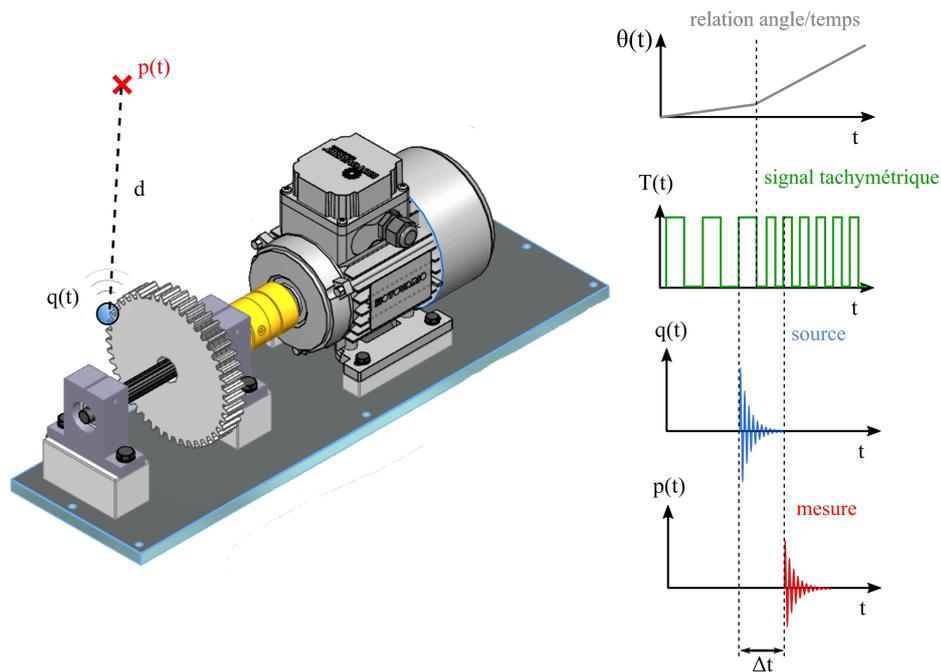


FIGURE 26 – Illustration de l'effet de la propagation acoustique

Bien que cela ne représente pas la réalité, admettons que le signal rayonné sur un petit intervalle de temps puisse-t-être résumé à une réponse impulsionnelle d'un système masse-ressort-amortisseur. L'effet de la propagation acoustique est clairement visible en comparant le signal reçu  $p(t)$  avec le signal source  $q(t)$ . L'importance de cette illustration réside dans le décalage entre l'instant de l'impact au point de mesure et le signal tachymétrique. Dans ce cas, l'instant de l'impact se situe dans la zone de vitesse la plus faible pour le signal source alors qu'il est perçu par le microphone dans la zone de vitesse plus élevée. Ceci est l'effet direct du temps de propagation de l'onde acoustique entre le microphone et la source qui est suffisamment important pour compromettre le rééchantillonnage angulaire du signal acoustique. En effet, si le rééchantillonnage angulaire était effectué sur le signal mesuré sans précaution, la partie synchrone serait biaisée du fait d'une mauvaise estimation de la vitesse instantanée. La resynchronisation des signaux mesurés avec le signal tachymétrique est donc primordiale. Ceci est effectué en décalant  $p(t)$  d'un nombre d'échantillons équivalent à  $\Delta t$ , qui lui même peut être calculé de la sorte :

$$\Delta t = \frac{d}{c} \quad (55)$$

$c$  étant la célérité des ondes acoustiques dans l'air. L'importance de la resynchronisation des signaux est d'autant plus grande que la distance entre la référence et le point de mesure est grande. Ces effets sont discutés dans [95] dans le cas de mesures acoustiques et dans [96] pour des mesures vibratoires. Ici, une seule

source ponctuelle était considérée. En pratique, plusieurs sources acoustiques sont présentes et ces dernières ne sont pas forcément ponctuelles. De plus, la position des sources peut varier en fonction de la fréquence d'observation selon le comportement vibroacoustique de la machine. De ce fait, le choix la distance  $d$  n'est pas trivial. Si l'envergure de la structure et la distance entre le microphone et la machine sont petites, alors  $d$  peut être approximée par la distance moyenne entre les différents points sources. Dans un contexte d'imagerie acoustique, la distance entre le plan de l'antenne et le plan source est également un choix possible, dans la mesure où ce dernier n'est pas trop étendu.

Appliquer les déphasages à une antenne de microphones revient à focaliser l'antenne vers le point source choisi. Cette opération est en effet équivalente à l'algorithme de beamforming temporel. L'antenne doit donc être "défocalisée" après que les signaux aient été transformés dans le domaine angulaire. Ceci revient à recalculer les signaux avec leur phase d'origine. Le problème vient du fait que cette opération ne peut être effectuée dans le domaine angulaire pour les mêmes raisons que précédemment : les déphasages ne sont pas constants dans le domaine angulaire. Ainsi, les signaux devront être ramenés dans le domaine temporel après l'application de la MSA avant d'être déphasés. Le retour dans le domaine temporel est de toute façon nécessaire en vue d'appliquer le beamforming.

La figure 27 récapitule les différentes étapes de calcul appliquées à un microphone afin d'obtenir les parties synchrones et résiduelles. Le retour dans le domaine temporel est effectué simplement en interpolant les signaux en angle sur le vecteur temporel d'origine.

Cette procédure est appliquée sur tous les signaux acoustiques enregistrés par l'antenne. Pour une étude, il est possible d'appliquer le beamforming sur trois séries de données : le champs acoustique total, synchrone et résiduel. L'étude des cartographies d'indicateurs des trois champs est un moyen de diagnostic, à l'image de l'exemple traité ci-après.

L'approche proposée est testée sur la simulation impliquant le rayonnement de trois monopoles présentée précédemment (partie 2.1.1). Afin de mieux représenter le contexte de séparation de source, le bruit blanc rayonné par la source perturbatrice S1 (blanche) est remplacé par un bruit d'engrenage. Le signal d'engrenage est simulé selon le modèle mathématique présenté dans la partie 1.2.1. La roue menante simulée contient  $Z_1 = 45$  dents et le pignon  $Z_2 = 24$ . La fréquence de rotation de l'arbre primaire reste inchangée (20 Hz) de manière à ne pas modifier les signaux de défaut de roulements de bague interne et externe respectivement attribués aux sources S2 (rouge) et S3 (verte). La procédure de la figure 27 est appliquée aux signaux propagés sur l'antenne en prenant la fréquence de coïncidence de l'engrenage comme cycle de référence. Cette dernière est égale à un huitième de la fréquence de rotation de l'arbre primaire, soit 2.5 Hz. Ensuite, le beamforming est appliqué aux différentes contributions acous-

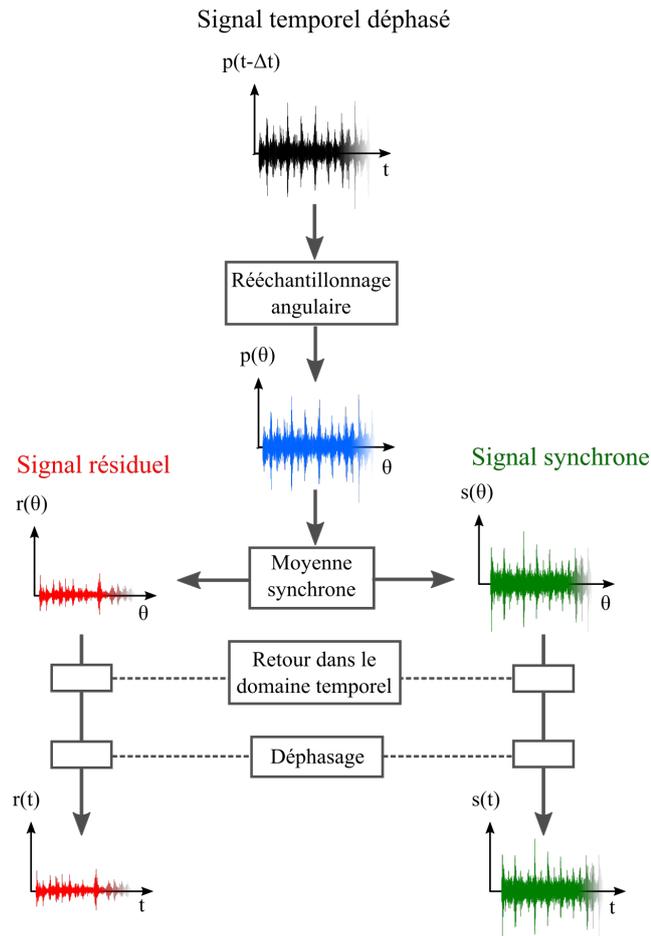


FIGURE 27 – Procédure de séparation des contributions pour un microphone

tiques. Les cartographies de la variance (figure 28) et du kurtosis (figure 29) sur la bande de fréquence [1-15] kHz sont présentées.

Premièrement, la variance du champ total met en évidence la source S1 correspondant à l'engrenage, mais ne permet pas de distinguer les deux autres sources. Ce résultat était attendu puisque la variance du signal d'engrenage a été fixée de manière à avoir un rapport signal à bruit de  $-10$  dB par rapport aux signaux de roulement. Cette cartographie est représentative d'un cas où l'engrenage de la machine viendrait masquer le défaut de roulement à cause de sa contribution négligeable dans le champ acoustique enregistré. L'effet de la moyenne synchrone angulaire est remarquable en comparant cette cartographie avec celles du champ synchrone et résiduel. La contribution de l'engrenage, qui est synchrone avec le cycle choisi, est entièrement transférée dans la partie synchrone du signal. À l'inverse, les sources correspondant aux défauts de roulement, non synchrones avec le cycle choisi, se retrouvent dans la partie résiduelle du champ acoustique. Ceci démontre l'intérêt de l'approche proposée. Si un défaut de roulement est présent, sa contribution sera visible dans la cartographie de la variance du champ résiduel.

Un autre avantage de la méthode est mis en avant par les cartographies du kurtosis. En effet, il a été montré que le kurtosis est préférable à la variance en

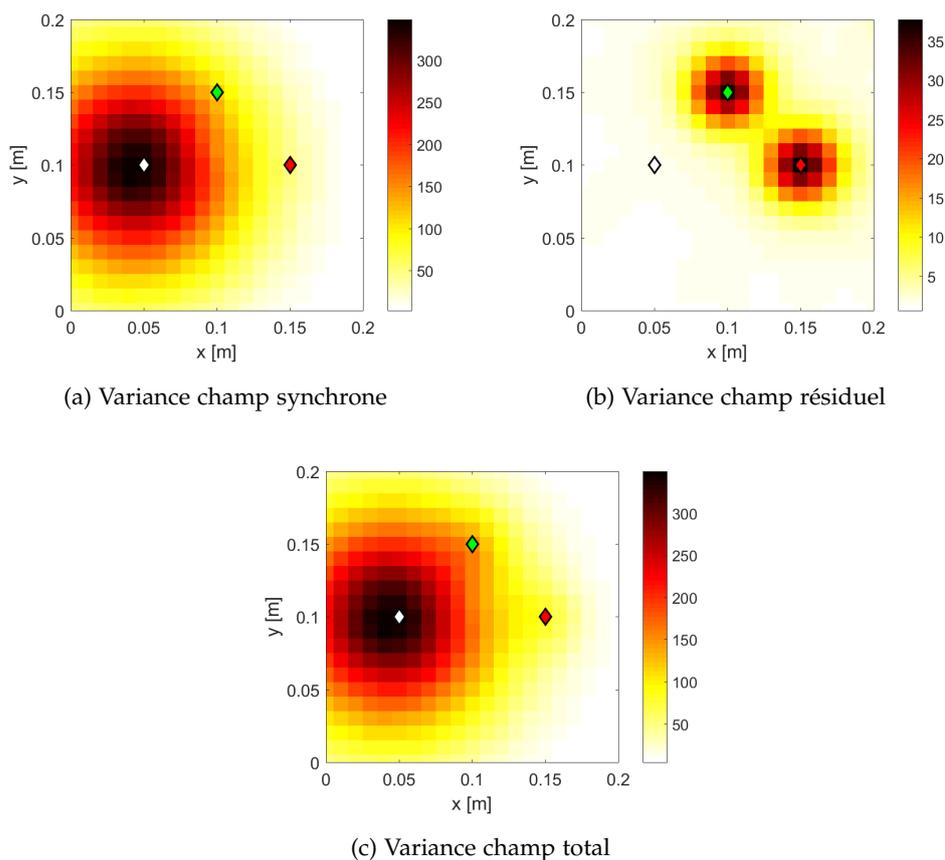


FIGURE 28 – Cartographies de la variance des champs acoustique

vue d'un diagnostic dans la mesure où il révèle les sources impulsives potentiellement dues à un défaut et non révélées par la variance. Ceci est vrai uniquement si les sources défectueuses sont les seules sources présentant un fort kurtosis. Ici, la source perturbatrice représente le bruit d'un engrenage qui est connu pour avoir des transitoires importants et de ce fait un kurtosis non négligeable. Cette remarque est confirmée sur la cartographie du kurtosis du champ total : la source perturbatrice concentre toute la dynamique ce qui compromet la localisation des deux autres sources. On peut deviner la présence de la source rouge mais la source verte, présentant un kurtosis plus faible, est complètement invisible. En se contentant de cette cartographie, le diagnostic pourrait être compromis.

Encore une fois, la séparation des contributions acoustiques révèle son intérêt. De la même manière que la variance, le kurtosis de la source S1 se retrouve dans la partie synchrone tandis que les défauts de roulements sont localisés dans le champ résiduel.

De manière générale, on retiendra que la visualisation d'indicateur sur des champ acoustiques synchrones ou résiduels permet de séparer les sources appartenant à différents composants de la machine. Les simulations ont permis de montrer l'intérêt de cette approche, notamment grâce à sa capacité de révéler les sources cachées aussi bien sur la variance que sur le kurtosis.

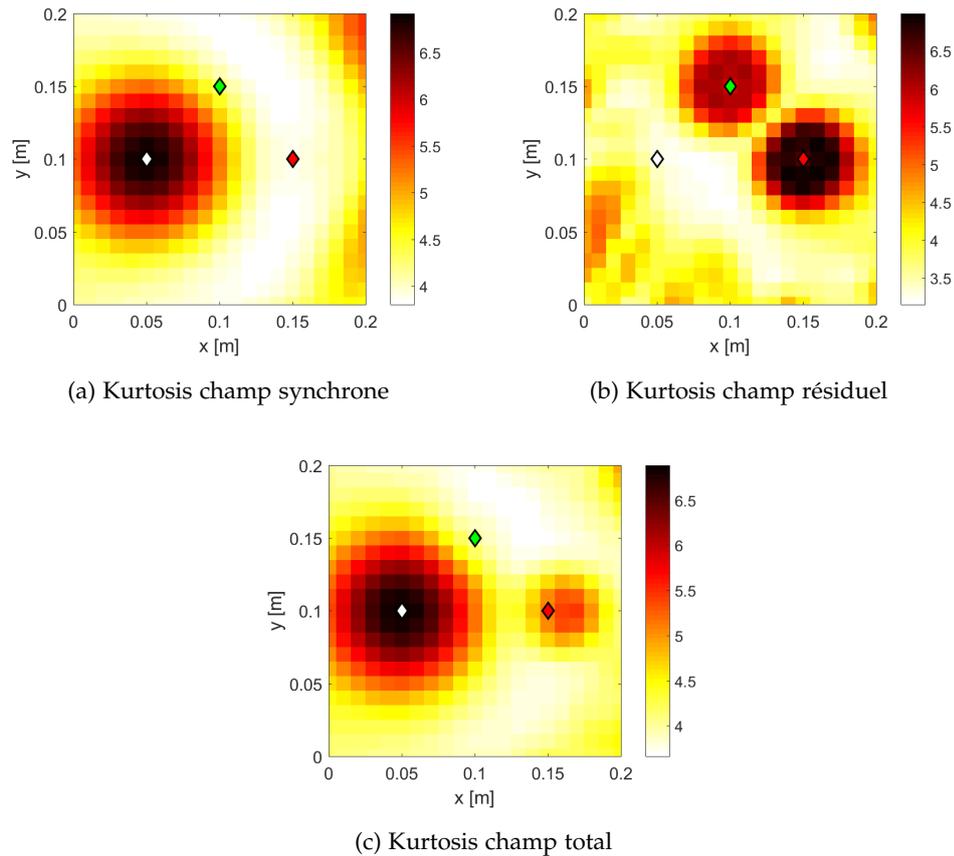


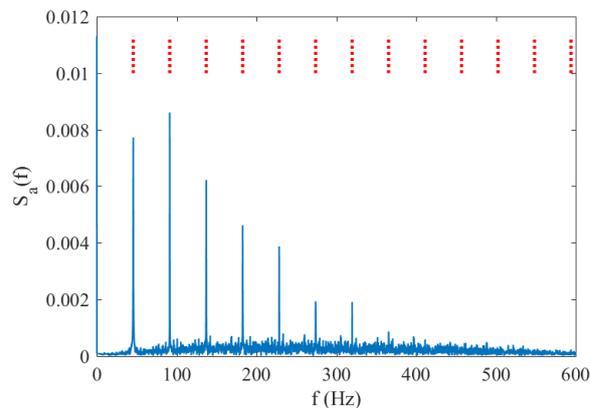
FIGURE 29 – Cartographies du kurtosis des champs acoustique

## 2.5 MISE EN PLACE D'INDICATEURS SCALAIRES POUR LES DÉFAUTS DE ROULEMENT

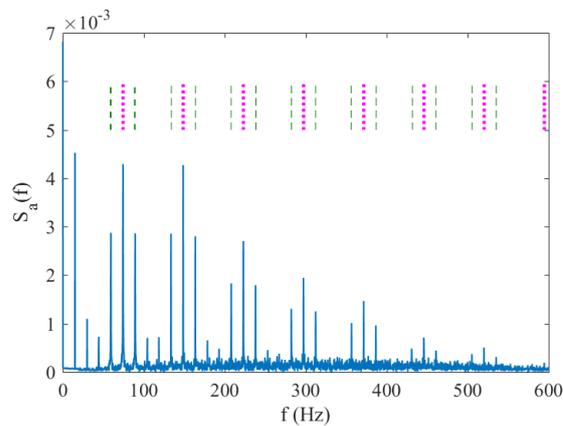
Cette partie du chapitre a été effectuée en collaboration avec Souhayb Kaas [97]. Elle a pour but de présenter de nouveaux indicateurs de défauts de roulement. Un point crucial de ce travail est qu'ils doivent être compatibles avec le beamforming. Ceci implique que l'indicateur renvoie une grandeur scalaire reflétant la sévérité du défaut de manière à être visualisé spatialement, à l'image des résultats présentés dans la partie 2.2. Une autre facette de ces indicateurs est qu'ils sont destinés à identifier le type de défaut de roulement présent. Plus particulièrement, deux types de défauts de roulements sont ici considérés : les défauts de bague interne et externe. En effet, ces deux types de défauts sont les plus courants dans l'industrie et ont largement été traités dans la littérature (voir partie 1.2.1).

Dans un premier temps, une méthode permettant de détecter et d'identifier la signature de ces défauts est mise en œuvre. Pour ce faire, les signaux caractéristiques des défauts de roulement, présentés dans la partie 1.2.1 et utilisés pour les simulations acoustiques sont considérés. Rappelons qu'un moyen efficace de révéler la signature des défauts de roulement est d'analyser le spectre d'enve-

loppe du signal dans une bande de fréquence. En considérant que cette bande de fréquence est choisie de manière optimale, les spectres d'enveloppe typiques des deux défauts auront l'allure présentée dans la figure 30.



(a) Spectre d'enveloppe d'un défaut de bague externe - BPF0 : traits pointillés rouges



(b) Spectre d'enveloppe d'un défaut de bague interne - BPF0 : traits pointillés violets ; Bandes latérales : traits interrompus verts

FIGURE 30 – Spectres d'enveloppe typiques des défauts considérés

Le spectre du défaut de bague externe se caractérise par la présence de la BPF0 et de ses harmoniques. De la même manière, le spectre du défaut de bague interne comporte la BPF0, ses harmoniques, mais aussi des bandes latérales correspondants à la fréquence de rotation de la bague interne réparties autour des fréquences de défaut.

L'œil d'un expert en diagnostic fait aisément la différence entre ces deux types de spectre. Bien entendu, le premier indice est la fréquence des émergences dans le spectre permettant de relier le défaut à la bague interne ou externe. Dans le cas de défaut de bague interne, la présence des bandes latérales renforce la certitude du diagnosticien. Dans un second temps, la sévérité du défaut est estimée. Cela est fait en partie à partir du nombre d'harmoniques présents dans le spectre. De plus, le niveau d'émergence de l'ensemble des fréquences de défaut par rapport

au fond de spectre peut conforter le diagnostic. Cette analyse, ici décrite séquentiellement, est en réalité effectuée instantanément par l'expert. En revanche, les différents critères de diagnostic précédemment cités permettent d'imaginer une adaptation algorithmique de cette procédure.

L'idée est de créer un indicateur permettant d'imiter le diagnostic de l'expert à partir de l'analyse du spectre d'enveloppe. La valeur renvoyée doit refléter la probabilité de présence du défaut considéré. Deux indicateurs de défaut – de bague externe et interne – sont introduits dans les paragraphes suivants.

### 2.5.1 Indicateur de défaut de bague externe

Comme indiqué, la principale caractéristique d'un défaut de bague externe est la présence de la BPFO et de ses harmoniques dans le spectre d'enveloppe. L'indicateur proposé, appelé ORFI de l'anglais *Outer Race Fault Indicator*, a pour but de rechercher et d'estimer l'importance des fréquences du défaut dans le spectre d'enveloppe.

Pour ce faire, la géométrie du roulement ainsi que la vitesse de rotation de l'arbre supporté sont supposées connues *a priori*. Ceci permet de calculer la BPFO théorique, qui est supposée constante sur la portion du signal considérée. La valeur mesurée de la BPFO est rarement strictement égale à sa valeur théorique. La raison de cette déviation est que l'hypothèse de roulement sans glissement des éléments roulants n'est pas systématiquement respectée ou encore que l'angle de contact entre la bague et les billes est mal estimé. Ce glissement introduit un écart entre la valeur calculée et expérimentale qui ne peut être négligé. La solution proposée pour tenir compte de ce phénomène est de définir une zone de recherche autour de la fréquence nominale du défaut et de ses harmoniques. La fréquence ayant l'amplitude maximale dans cette zone est considérée comme étant la BPFO réelle. Le paramètre définissant la taille de la zone de recherche, appelé  $\kappa$ , est exprimé en pourcentage de la fréquence considérée. De ce fait, la zone de recherche est plus grande pour les harmoniques d'ordre supérieur. La valeur de ce paramètre peut être choisie à partir de l'estimation du glissement des éléments roulant du roulement. Soit  $S_a(f)$  le spectre d'enveloppe considéré et  $f_{def}$  la fréquence de défaut, la  $i^{\text{ème}}$  fréquence retenue est

$$f_i = \operatorname{argmax}\{S_a(f)\}, \quad f \in \left[if_{def} \left(1 \pm \frac{\kappa}{2}\right)\right] \quad (56)$$

Une fois que les fréquences réelles du défaut sont trouvées, il reste à estimer si elles sont suffisamment significatives pour représenter un défaut. L'approche proposée consiste à imiter la façon dont l'œil perçoit les pics dans un spectre. Elle se base sur la définition d'un seuil représentant la limite entre le bruit de fond et les fréquences qui en émergent. La problématique majeure est de tenir compte de la variabilité des spectres d'enveloppe. La taille de la bande de modulation, la longueur du signal, ou encore son contenu cyclique sont autant de paramètres qui influencent la forme du spectre d'enveloppe. Par expérience, il a été identifié que le fond de spectre ne suit pas toujours une droite constante. Si

aucune mesure n'est prise, le seuil se voit biaisé par cette tendance et ne représentera pas au mieux le fond de spectre. Une étape préliminaire permettant de résoudre ce problème est proposée. Elle consiste à recentrer le fond de spectre en soustrayant sa médiane glissante. La partie soustraite définit une courbe qui suit le fond de spectre en fonction de la fréquence. La médiane est préférée à la moyenne car elle est moins sensible aux valeurs extrêmes ici caractérisées par les composantes cycliques. Un paramètre qui peut influencer l'estimation du fond de spectre est la taille de la fenêtre dans laquelle la médiane est calculée. Un choix basé sur l'intuition est de prendre cette fenêtre plus grande que la largeur des pics correspondant aux fréquences de défauts. Ainsi, la médiane restera dans le fond de spectre sans être influencée par les pics. La limite haute quant à elle est l'intervalle entre deux fréquences de défaut, puisque une fenêtre plus grande que cette intervalle aurait tendance à biaiser l'estimation du bruit de fond. Cette étape de centrage du spectre est illustrée dans la figure 31. Après soustraction, les valeurs négatives sont mises à zéro.

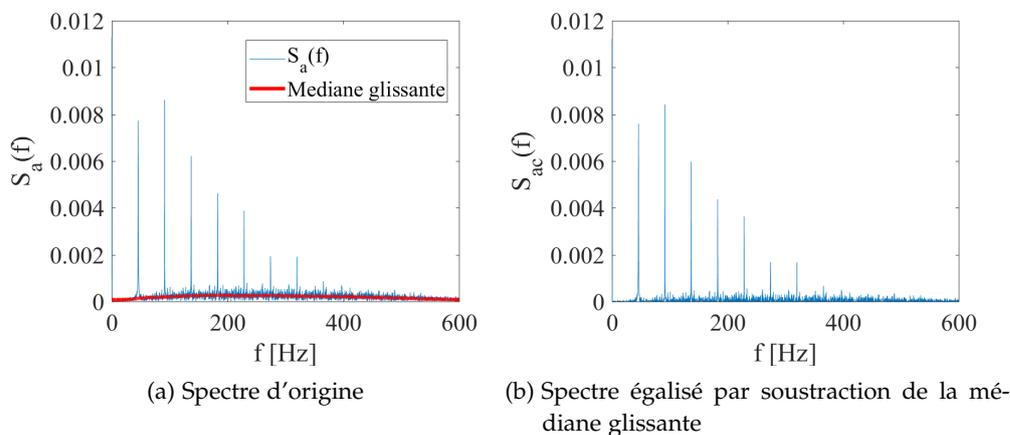


FIGURE 31 – Procédure d'égalisation du spectre d'enveloppe

Dans un second temps, le seuil de détection au delà duquel les fréquences sont considérées comme émergeant du fond de spectre doit être défini. Il est établi par une approche statistique, à partir de la distribution des amplitudes du spectre d'enveloppe centré. Pour ce faire, l'histogramme de la population des amplitudes du spectre d'enveloppe est calculé. Un centile séparant les données d'amplitude négligeables des amplitudes significatives est choisi. Généralement, une valeur entre 95 et 99% est suffisamment représentative de la population ressortant du bruit de fond. Le seuil est donc l'amplitude correspondant à ce centile.

Ainsi, le niveau d'émergence est la distance entre le seuil et l'amplitude du spectre d'enveloppe des fréquences retenues. Afin de prendre en compte la forme du spectre d'enveloppe, un facteur sur les amplitudes des harmoniques du défaut est introduit. En général, les harmoniques du défaut ont une amplitude inférieure ou de l'ordre de celle de la fréquence fondamentale. On introduit un facteur  $\alpha_i$  qui permet de prendre en compte cet effet. Soit  $S_a(f)$  le spectre

d'enveloppe considéré et  $f_i$  ( $i \in [1, \dots, N_h]$ , avec  $N_h$  le nombre de fréquences recherchées) l'ensemble des fréquences sélectionnées, ce facteur est calculé comme il suit :

$$\alpha_1 = 1$$

$$\alpha_i = \begin{cases} 1 & \text{si } S_a(f_1) > S_a(f_i), \\ 1 - \frac{2|S_a(f_1) - S_a(f_i)|}{S_a(f_1) + S_a(f_i)} & \text{sinon} \end{cases} \quad i > 1 \quad (57)$$

Le but de ce facteur est de pénaliser les harmoniques qui sont supérieures à la fondamentale, et qui par conséquent ne reflètent pas la forme du spectre caractéristique d'un défaut de bague interne. On remarque que plus l'harmonique a une amplitude élevée par rapport à la fondamentale, plus le coefficient sera faible. Ensuite, l'indicateur de défaut de bague externe peut être calculé grâce à l'équation suivante.

$$\text{ORFI} = \sum_{i=1}^{N_h} \alpha_i (S_a(f_i) - \lambda_p) \quad (58)$$

$\lambda_p$  étant le seuil de détection correspondant au centile  $p$ . Les paramètres nécessaires au calcul de cet indicateur sont résumés dans le tableau 3

Paramètre	Signification
$f_{def}$	Fréquence de défaut de la bague externe
$N_h$	Nombre de fréquences à inclure (fondamentale comprise)
$\kappa$	Taille de la zone de recherche (%)
$p$	Centile pour le seuil d'émergence $\lambda_p$

Tableau 3 – Paramètres pour le calcul d'ORFI

La figure 32 illustre la sélection des fréquences de défaut ainsi que la sélection du seuil de d'émergence à partir du 98<sup>ème</sup> centile.

### 2.5.2 Indicateur de défaut de bague interne

L'indicateur de défaut de bague externe appelé IRFI (de l'anglais *Inner Race Fault Indicator*) est calculé de manière similaire à ORFI. La première étape qui consiste à centrer le spectre d'enveloppe est conservée. La recherche des fréquences de défauts, cette fois-ci reliées à la BPFI, se font de la même manière que pour ORFI. Les paramètres  $N_h$  et  $\kappa$  sont conservés et concernent la fréquence de défaut  $f_{def}$ . La principale différence par rapport au défaut de bague externe est la présence des bandes latérales espacées de la fréquence de rotation

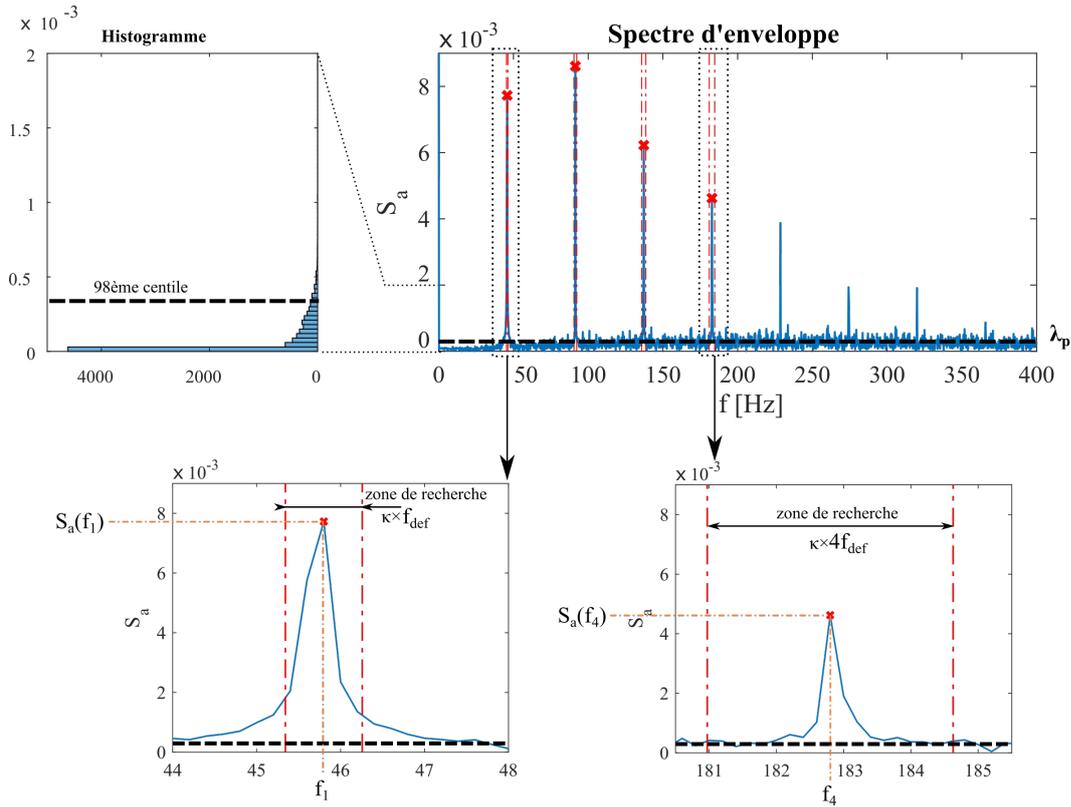


FIGURE 32 – ORFI : sélection des fréquences du défaut

de l'arbre par rapport à la fréquence de défaut. Ces bandes latérales doivent être recherchées et prises en compte pour le calcul de l'indicateur. Pour chacune des  $N_h$  fréquences de défaut,  $2 \times N_s$  bandes latérales sont recherchées. L'ensemble des fréquences des bandes latérales situées à droite de la fréquence de défaut  $f_i$  est noté  $f_{i,j}^+$ , et celui de celles situées à gauche est noté  $f_{i,j}^-$  avec  $j \in [1, \dots, N_s]$ . De manière à rendre l'indicateur plus flexible, la taille de la zone de recherche associée aux bandes latérales peut être différente de celle des fréquences de défaut. La taille de ces zones est également exprimée en pourcentage de la fréquence recherchée et est définie par le paramètre  $\delta$ . Les bandes latérales sont liées à la fréquence de rotation de l'arbre qui est parfois connue. Cependant, il se peut qu'elle fluctue légèrement, d'où l'intérêt de lui affecter une zone de recherche. Finalement, les fréquences retenues pour les bandes latérales correspondent à l'amplitude maximale du spectre d'enveloppe dans la zone de recherche, et peuvent être définies comme il suit :

$$f_{i,j}^+ = \operatorname{argmax} \{S_a(f)\}, \quad f \in \left[ f_i + jf_r \left( 1 \pm \frac{\delta}{2} \right) \right] \quad (59)$$

$$f_{i,j}^- = \operatorname{argmax} \{S_a(f)\}, \quad f \in \left[ f_i - jf_r \left( 1 \pm \frac{\delta}{2} \right) \right] \quad (60)$$

$$(61)$$

$f_r$  étant la fréquence de rotation de la bague interne. La procédure de sélection des fréquences de défaut pour l'indicateur IRFI est illustrée sur la figure 33.

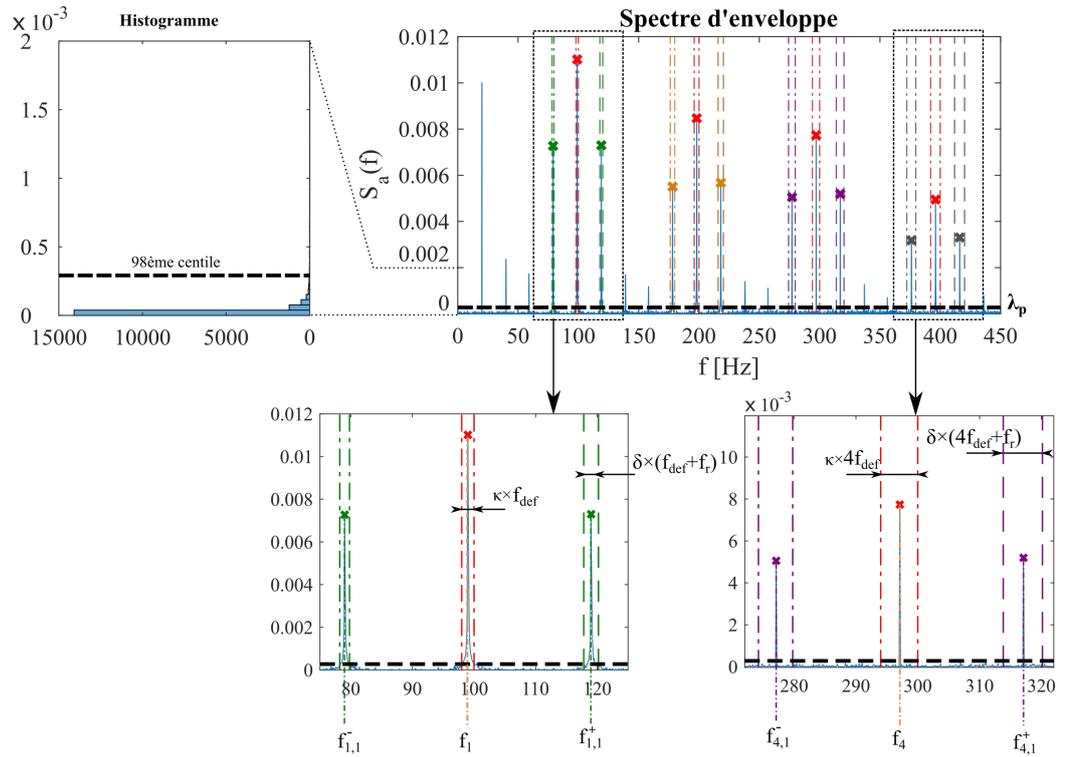


FIGURE 33 – IRFI : sélection des fréquences du défaut RAJOUTER  $f_{i,j}^-$  ainsi que delta

Dans le cas d'un défaut de bague interne, il est important que la forme du spectre d'enveloppe respecte certaines conditions. La première condition, ici appelée condition d'amplitude, est que les bandes latérales doivent être inférieures à la fréquence centrale. Deuxièmement, les amplitudes des bandes latérales droites et gauches doivent être du même ordre deux à deux. Cette deuxième condition est nommée condition de similitude.

L'intérêt de prendre en compte ces conditions de forme permet d'éviter le biais que pourrait apporter une fréquence importante présente dans la zone des bandes latérales non reliée au défaut recherché. Elles sont traduites dans le calcul de l'indicateur par les coefficients  $\alpha_i$  et  $\beta_{ij}$ , qui représentent respectivement la condition d'amplitude et de similitude. Le premier coefficient est calculé par la formule suivante :

$$A_i = \max\{S_a(f_{i,j}^+), S_a(f_{i,j}^-)\}$$

$$\alpha_i = \begin{cases} 1 & \text{si } S_a(f_i) > A_i, \\ \frac{S_a(f_i)}{A_i} & \text{sinon} \end{cases} \quad (62)$$

Ainsi, pour chaque fréquence centrale  $f_i$ , si au moins une des bandes latérales a une amplitude supérieure à celle de la fréquence de défaut, le coefficient  $\alpha_i$  sera inférieur à 1. L'équation 63 permet de calculer le deuxième coefficient.

$$\beta_{ij} = 1 - \frac{2|S_a(f_{i,j}^+) - S_a(f_{i,j}^-)|}{S_a(f_{i,j}^+) + S_a(f_{i,j}^-)} \quad (63)$$

De la même façon, plus la différence entre la bande latérale droite et gauche est grande, plus  $\beta_{ij}$  tendra vers 0. Finalement, le calcul d'IRFI est possible grâce à l'équation suivante :

$$\text{IRFI} = \sum_{i=1}^{N_h} \left[ S_a(f_i) - \lambda_p + \alpha_i \sum_{j=1}^{N_s} \beta_{i,j} (S_a(f_{i,j}^+) + S_a(f_{i,j}^-) - 2\lambda_p) \right] \quad (64)$$

On remarque que la partie faisant intervenir  $f_i$  n'est rien d'autre que l'indicateur ORFI. Le deuxième membre quand à lui prend en compte les bandes latérales pour chaque harmonique et le pondère par les facteurs d'amplitude et de similitude. A titre informatif, il est notable qu'un coefficient  $\alpha_i$  est calculé pour chaque fréquence centrale tandis que  $\beta_{ij}$  est calculé pour chaque paire de bandes latérales prise en compte. Les différents paramètres intervenants dans le calcul d'IRFI sont résumés dans le tableau 4.

Paramètre	Signification
$f_{def}$	Fréquence de défaut de la bague interne
$N_h$	Nombre de fréquences centrales à inclure (fondamentale comprise)
$\kappa$	Taille de la zone de recherche pour les fréquences centrales (%)
$f_r$	Fréquence de rotation de la bague interne
$N_s$	Nombre de paires de bandes latérales à inclure pour chaque fréquence centrale
$\delta$	Taille de la zone de recherche pour les bandes latérales (%)
$p$	Centile pour le seuil d'émergence $\lambda_p$

Tableau 4 – Paramètres pour le calcul d'IRFI

### 2.5.3 Résultats

Dans cette sous-partie, les deux indicateurs ORFI et IRFI sont testés sur la simulation numérique impliquant les trois monopoles. Rappelons que les sources  $S_1$ ,  $S_2$  et  $S_3$  rayonnent respectivement un bruit blanc, un défaut de bague interne

et un défaut de bague externe. La stratégie utilisée est la même que celle décrite dans la partie 2.2.1 (voir figure 19).

Dans un premier temps, la cartographie d'ORFI est présentée (figure 34). Le spectre d'enveloppe des signaux identifiés ont été calculés sur la bande de fréquence [5.3 – 6.7] kHz. Ensuite, ORFI est calculé en recherchant la BPFO (61 Hz) et 3 harmoniques ( $N_h = 4$ ), avec une zone de recherche de 1 %. Le seuil sélectionné correspond au centile 98 du spectre d'enveloppe centré. La figure 34 montre la cartographie de l'indicateur ainsi que les spectres d'enveloppe identifiés aux points où se trouvent les sources.

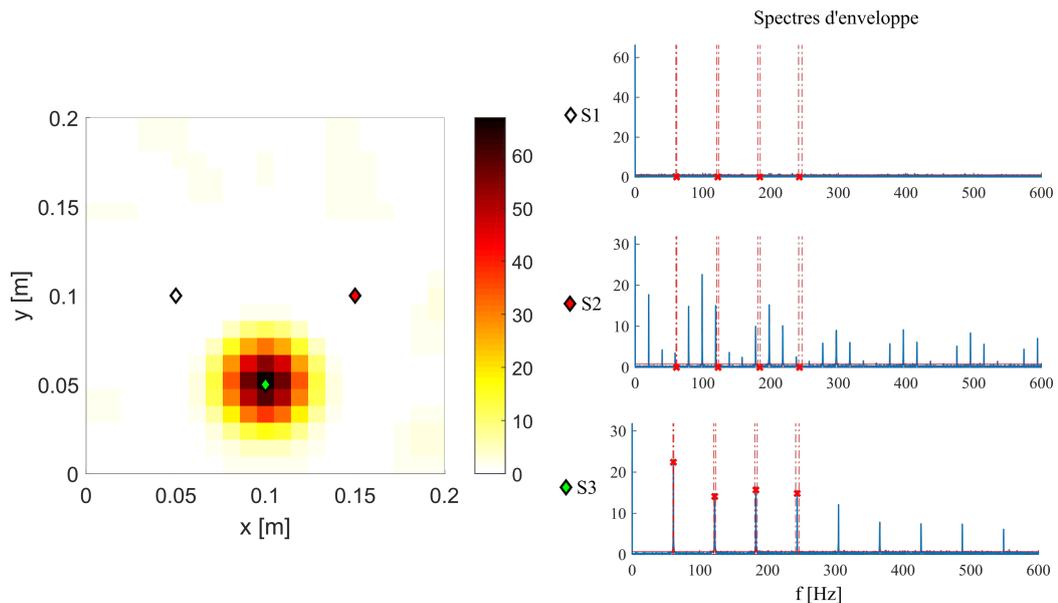


FIGURE 34 – Cartographies ORFI -  $f_{def} = 61$  Hz -  $N_h = 4$  -  $\kappa = 1\%$  -  $p = 98$

Les résultats ne laissent aucun doute sur l'efficacité de l'indicateur. La source S3, correspondant au défaut de bague externe, est la seule révélée. La visualisation des spectres d'enveloppe montre que l'algorithme sélectionne correctement les fréquences de défaut pour S3. Pour la source S1, les fréquences sélectionnées n'émergent pas du fond de spectre, ce qui minimise leur contribution. Pour finir, on remarque dans le spectre d'enveloppe de S2 que les zones de recherche tombent entre les fréquences caractéristiques du défaut de bague externe. En effet, la zone de recherche est assez petite pour exclure ces fréquences. Néanmoins, dans certain cas expérimentaux comportant d'autres sources cycliques, il est possible que des fréquences parasites soient sélectionnées par l'algorithme. Afin de se mettre dans cette situation, la taille de la zone de recherche est mise à 5% de la fréquence recherchée. La figure 35 montre les résultats pour cette valeur du paramètre  $\kappa$ .

L'augmentation de la zone de recherche est clairement visible sur les spectres d'enveloppe, notamment pour les harmoniques les plus hautes. Les résultats de S1 et S3 sont inchangés. En revanche, certaines bandes latérales du défaut de bague interne sont incluses dans la zone de recherche pour S2. Puisque les

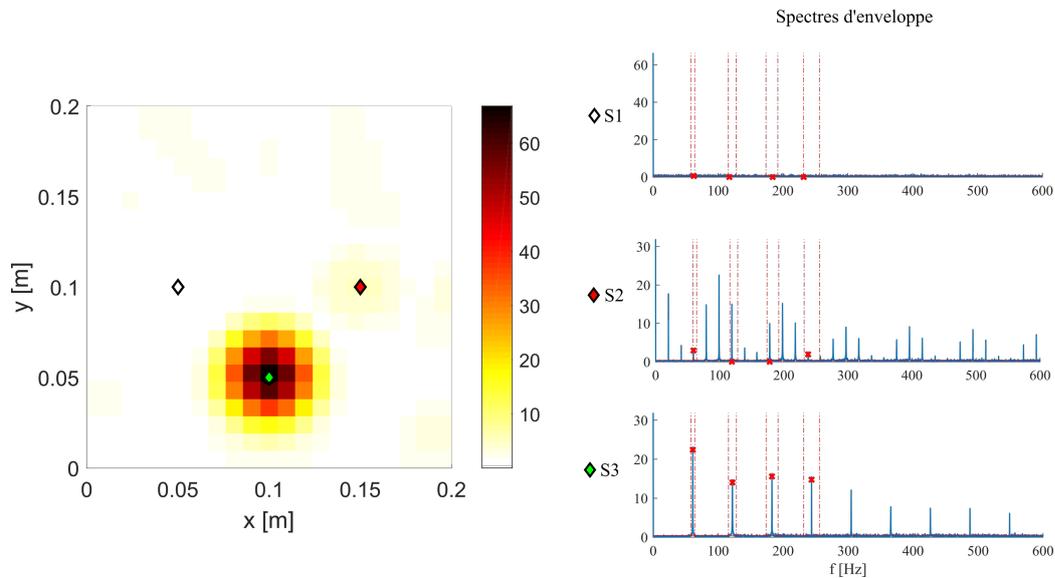


FIGURE 35 – Cartographies ORFI -  $f_{\text{def}} = 61 \text{ Hz}$  -  $N_h = 4$  -  $\kappa = 5\%$  -  $p = 98$

harmoniques 1 et 2 ont une amplitude bien supérieure à la première fréquence sélectionnée, leur contribution devient minimale à l'image de la croix rouge qui représente la valeur de cette fréquence pondérée par  $\alpha_i$ . La source S2 est légèrement visible sur la cartographie, mais les valeurs de l'indicateur restent négligeables devant la source S1. La figure 36 présente le même résultat mais sans correction des amplitudes. Cette fois, la source S3 est vraiment notable. On comprend alors l'intérêt des coefficients  $\alpha_i$ , qui permettent de limiter l'influence de potentielle fréquences prises en compte dans le calcul mais qui ne sont pas dues au défaut recherché.

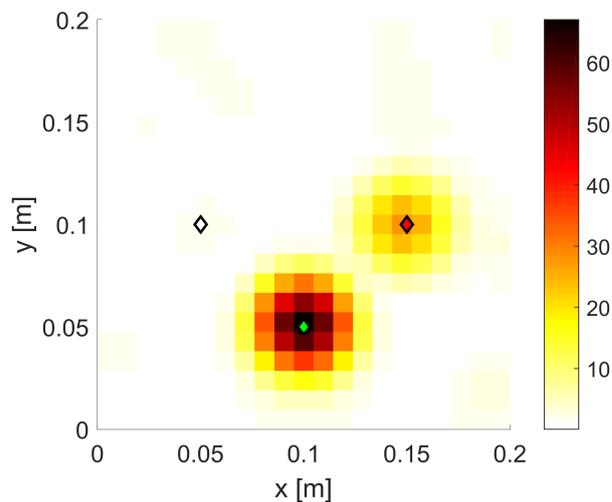


FIGURE 36 – Cartographies ORFI sans pondération -  $f_{\text{def}} = 61 \text{ Hz}$  -  $N_h = 4$  -  $\kappa = 5\%$  -  $p = 98$

Dans un second temps, la cartographie de l'indicateur IRFI est présentée (figure 37). Les réglages pour les fréquences de défauts sont les mêmes que précé-

demment, à l'exception de  $f_{def}$  qui a pour valeur la BPFI. Uniquement la première paire de bandes latérales est recherchée ( $N_s = 1$ ) et la zone de recherche pour ces fréquences est la même que pour les fréquences centrales, soit  $\delta = 1\%$ . Les résultats d'IRFI pour ces paramètres sont présentés dans la figure 37.

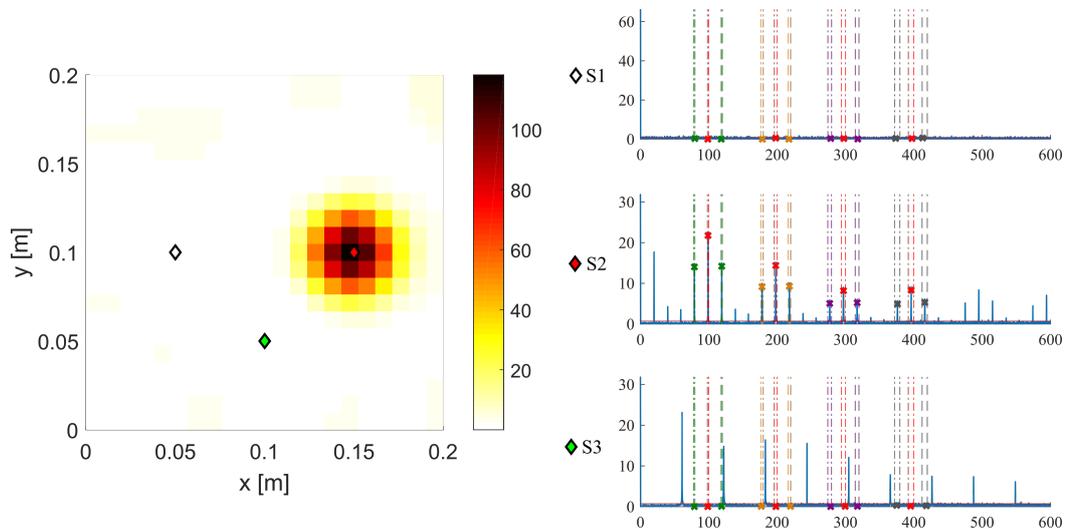


FIGURE 37 – Cartographies IRFI -  $f_{def} = 99$  Hz -  $N_h = 4$  -  $N_s = 1$  -  $\kappa = 1\%$  -  $\delta = 1\%$  -  $p = 98$

Les conclusions sont similaires à celles d'ORFI. En effet, on remarque que la seule source mise en évidence par l'indicateur est bien celle recherchée, soit le défaut de bague interne (S2). Le fait d'augmenter le nombre de fréquences recherchés a tendance à augmenter la probabilité d'inclure des fréquences parasites dans le calcul. Néanmoins, puisque les zones de recherches sont petites, les fréquences de défaut de bague externe ne sont pas sélectionnées, comme on peut le voir sur le spectre d'enveloppe de S3. Pour tester l'efficacité des facteurs d'amplitude et de similitude propres à IRFI, la zone de recherche des bandes latérales est encore une fois augmentée jusqu'à 5%.

La figure 38 montre la cartographie d'IRFI avec  $\delta = 5\%$ . Certaines fréquences de la BPFO sont cette fois-ci incluses dans la zone de recherche des bandes latérales. Cependant, leur contribution est nulle à cause des coefficients  $\alpha_i$  et  $\beta_{ij}$  qui prennent en compte la forme du spectre. Pour chaque fréquence latérale sélectionnée, le fort déséquilibre d'amplitude et de similitude implique des valeurs de coefficients très petites, ce qui annule pratiquement leur contribution. Si ces coefficients n'étaient pas pris en compte, le résultat obtenu serait celui de la figure 39. Pour cette cartographie, la source S3 est visible puisque les fréquences du défaut de bague externe ont été sélectionnées et qu'aucune pondération n'a affectée leur amplitude. Encore une fois, l'intérêt de prendre en compte les facteurs d'amplitudes et de similitude a été révélé.

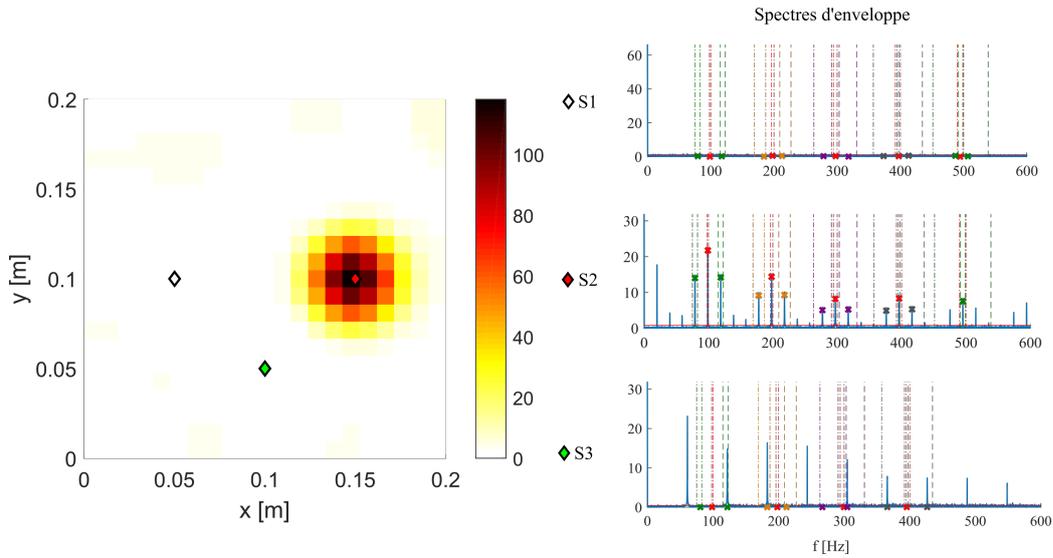


FIGURE 38 – Cartographies IRFI -  $f_{def} = 99$  Hz -  $N_h = 4$  -  $N_s = 1$  -  $\kappa = 1\%$  -  $\delta = 5\%$  -  $p = 98$

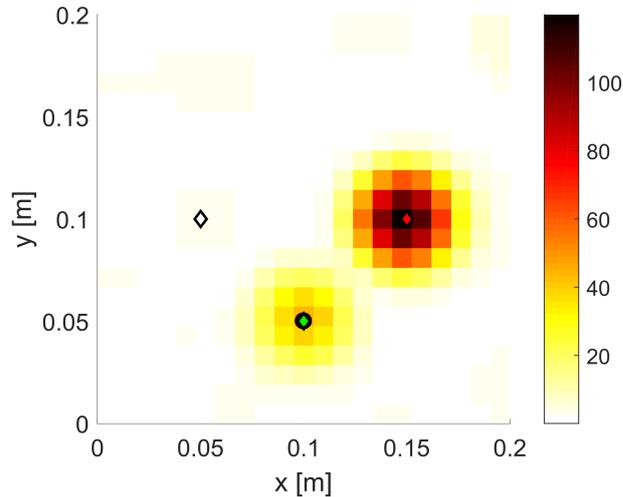


FIGURE 39 – Cartographies IRFI sans pondération -  $f_{def} = 61$  Hz -  $N_h = 4$  -  $\kappa = 5\%$  -  $p = 98$

## 2.6 DISCUSSION

Dans ce chapitre, plusieurs approches pour l'application de l'imagerie acoustique à la détection de défaut ont été proposées. Les approches les plus globales, permettant de localiser des défauts potentiels, ont été traitées en premier pour aller ensuite vers des techniques plus précises permettant de pousser le diagnostic jusqu'à l'identification du type de défaut.

Les différentes techniques proposées ont été testées sur des simulations numériques impliquant premièrement des sources monopolaires, puis une plaque rayonnante appuyée et bafflée. Dans les deux cas, une source rayonnant un bruit blanc avait pour rôle de masquer les deux autres sources qui représentaient des

défauts de roulement.

La partie 2.2 a permis de présenter la stratégie utilisée pour combiner le beamforming avec des indicateurs scalaires communément utilisés en surveillance des machines tournantes. Il a été montré que les indicateurs sensibles à l'énergie des sources ne sont pas optimaux pour la localisation de défaut. C'est le cas de la variance et de la valeur crête à crête, qui ne permettent pas systématiquement de révéler les sources cachées par la source perturbatrice. Le facteur de crête quant à lui semble avoir un mauvais pouvoir de localisation bien qu'il permette dans certains cas de révéler les sources de défauts. En pratique, ces valeurs peuvent être créées par des perturbations aléatoires du mécanisme. On comprend alors que le facteur de crête n'est pas un indicateur qui se prête à une visualisation spatiale. En revanche, le kurtosis a donné des résultats satisfaisant pour les deux simulations. La source perturbatrice était effacée des cartographies malgré son énergie importante, tandis que les sources défectueuses étaient révélées. Sa robustesse face au rayonnement de la structure dans le cas de la plaque montre qu'il est adapté à une localisation des défauts par imagerie acoustique sur des machines tournantes. Néanmoins, la localisation de source impulsive grâce au kurtosis ne permet pas d'identifier le type de défaut. Ceci peut être un critère limitant dans le cas où plusieurs sources impulsives sont présentes.

Une méthode qui permet de repousser cette limite a été présentée dans la partie 2.3. Elle consiste à visualiser le kurtosis spectral en fonction de l'espace de manière à pouvoir séparer les sources impulsives dans la mesure où leur kurtosis se manifeste dans des bandes de fréquences différentes. Les cartographies du KS se sont montrées efficaces dans la séparation des sources aussi bien dans le domaine fréquentiel que spatial.

La séparation des contributions acoustiques, présentée dans la partie 2.4, est un autre moyen d'identifier les défauts par imagerie acoustique. Le principe de séparation du champ acoustique en champ synchrone –par exemple avec l'engrènement d'une machine– et en champ résiduel permet de faciliter le diagnostic. En effet, les sources perturbatrices non reliées au défaut ont tendance à masquer les sources intéressantes. Il a été montré qu'appliquer le beamforming sur le champ résiduel permet de mettre en évidence ces sources "cachées" qui sont reliées au défaut, tandis que la contribution des sources perturbatrices (engrenages) se retrouvent dans la cartographie du champ synchrone. L'analyse des cartographies du champ résiduel contient donc les informations nécessaires au diagnostic de la machine.

Les techniques précédentes ne permettent pas d'identifier clairement le type de défaut détecté. Des indicateurs bâtis sur mesure pour réagir aux défauts de bague interne et externe ont été présentés dans la partie 2.5. La façon dont ils sont calculés permet d'identifier uniquement les sources qui possèdent les caractéristiques spécifiques du défaut recherché. Les tests sur les simulations ont

démontré l'efficacité de ces indicateurs. Pour les deux indicateurs, uniquement la source possédant le défaut recherché était révélée. La source perturbatrice, bien qu'ayant une énergie supérieure, était complètement invisible. Les pondérations particulières des indicateurs, permettant de prendre en compte la forme du spectre d'enveloppe recherché, permettent de minimiser l'influence des sources possédant un caractère cyclique non relié au défaut. D'après ces observations, cette dernière approche semble être la plus prometteuse pour la détection de défaut à l'aide de l'imagerie acoustique.

Une fois ces méthodes validées sur des cas numériques, ce qui était le but de ce chapitre, l'étape suivante est de les tester sur un cas expérimental. Dans le chapitre suivant, des mesures sur un banc d'essai à simulation de défaut sont introduites. Elles vont constituer une base de données expérimentale pour éprouver les techniques proposées.



Ce chapitre se base exclusivement sur la présentation de résultats expérimentaux. Les approches présentées dans le chapitre 2 sont appliquées sur des mesures effectuées sur un banc d'essai à simulation de défaut.

Dans un premier temps, ce banc d'essai ainsi que ses spécifications sont introduits. Le protocole expérimental incluant des mesures acoustiques et vibratoires est présenté dans la première partie du chapitre. Les différentes configurations mécaniques de la machine sont également introduites. Dans un second temps, les techniques de localisation de défaut basées sur les indicateurs scalaires sont éprouvées. Les cartographies du kurtosis seront particulièrement mises en avant. La deuxième technique testée expérimentalement est la visualisation du kurtosis spectral en fonction de l'espace. Cette dernière permet d'identifier les fréquences pour lesquelles le kurtosis est important sur un arbre de la machine. Il sera montré que cette technique est efficace pour détecter les défauts de roulement, sans pour autant pouvoir en prédire le type. La partie 3.4 présente les résultats issus de la séparation des champs synchrones et résiduels. L'analyse de la répartition de l'énergie sur ces différents champs sera reliée à la présence d'un défaut. Pour finir, les cartographies des indicateurs ORFI et IRFI sont analysées dans la partie 3.5. Ces indicateurs sont sensibles à la signature des défauts de roulement de type bague externe et interne. Leur robustesse et efficacité pour détecter le défaut recherché sera démontrée.

### 3.1 PROTOCOLE EXPÉRIMENTAL

#### 3.1.1 *Présentation du banc d'essai*

Le banc d'essai utilisé tout au long de ce chapitre a été initialement conçu par la société DYNAE, puis modifié dans le cadre du stage de master de J. Bieger [98]. L'objectif de sa conception est d'avoir une machine tournante relativement simple, sur laquelle des défauts de différents types peuvent être introduits. La figure 40 montre une vue globale du banc à engrenages.

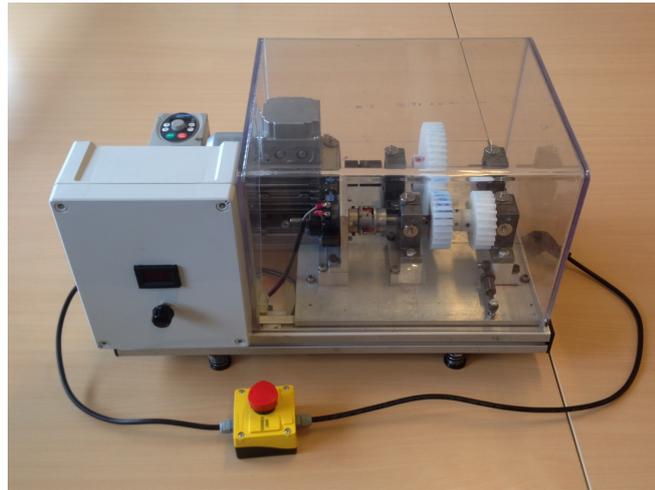


FIGURE 40 – Photo du banc d'essai [98]

Une vue issue du modèle CAO de la machine est présentée figure 41 et la nomenclature affichée sur le tableau 6. Il est composé d'un moteur électrique asynchrone (1) qui entraîne un arbre primaire (4) par l'intermédiaire d'un accouplement élastique (8). La roue menante (2), solidaire de cet arbre, engrène avec un pignon (7) fixé sur l'arbre secondaire (5). Un frein magnétique (9) permet d'imposer un couple résistant à l'ensemble du mécanisme. Chaque arbre est supporté par deux paliers (3) à roulements à billes. Un pignon défectueux (6), possédant une dent manquante, est également fixé sur l'arbre secondaire. Une translation de la roue menante grâce à un système de cannelures permet de changer sa position de manière à engrener avec le pignon défectueux. Cette configuration crée un nouvel état de fonctionnement qui sera étudié. Le remplacement d'un des roulements par un roulement défectueux définit également une autre configuration. Pour finir, il est possible de translater l'ensemble de l'arbre secondaire de manière à créer un défaut d'alignement. Cependant, ce dernier ne sera pas considéré dans cette étude.

Indice	Nom	Description
1	Moteur asynchrone	Motovario
2	Roue menante	45 dents
3	Paliers	Roulements SKF 1610RS
4	Arbre primaire	
5	Arbre secondaire	
6	Pignon défectueux	24 dents, 1 dent manquante
7	Pignon sain	24 dents
8	Accouplements	Élastiques
9	Frein magnétique	Merobel FAT 20

Tableau 5 – Nomenclature du banc à engrenage

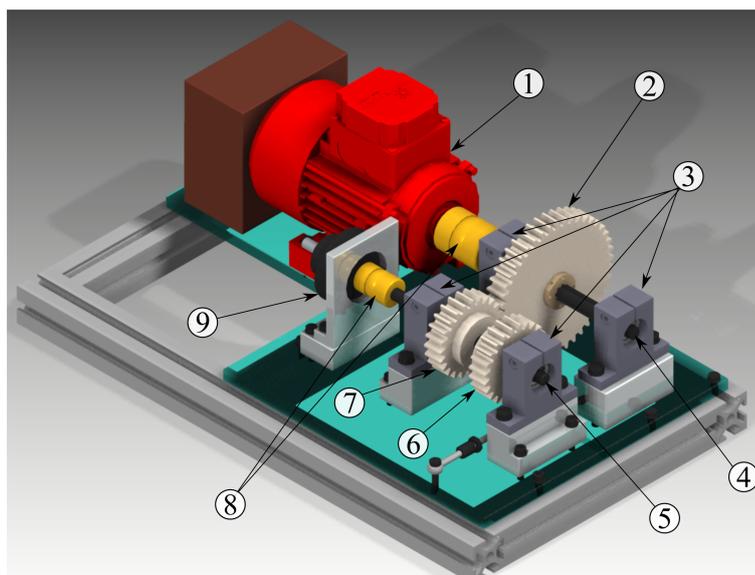


FIGURE 41 – Modèle CAO du banc à engrenages

En plus des différentes configurations mécaniques du banc à engrenage, il est possible d'agir sur la vitesse de l'arbre primaire ainsi que sur le couple imposé par le frein. Un variateur manuel permet de régler la vitesse de rotation de l'arbre, en imposant une fréquence de consigne. La fréquence réelle de rotation observée est environ la moitié de celle appliquée au variateur quand aucun couple résistant n'est imposé. De ce fait, la fréquence de consigne est donnée à titre indicatif, mais le lecteur doit garder à l'esprit qu'elle ne correspond pas à la fréquence réelle de rotation de l'arbre primaire. Le frein est également réglé par un variateur manuel qui impose un courant de consigne. Dans la suite du manuscrit, la fréquence de consigne variateur est notée " $v$ " (Hz) tandis que le courant imposé au frein est noté " $I$ " (mA).

### 3.1.2 Moyens de mesures

Dans cette campagne de mesure, plusieurs moyens d'essais ont été mis en œuvre. Premièrement, le champ acoustique rayonné par le mécanisme est capturé par une antenne de microphones. Cette antenne, développée par l'entreprise MicroDB, est composée de 81 microphones MEMS numériques. Chaque microphone est équipé d'un convertisseur analogique/numérique et délivre un signal déjà numérisé. Leur disposition suit un schéma en spirale. Les informations techniques relatives à cette antenne peuvent être trouvées en annexe B. On retiendra que l'antenne peut être utilisée avec une dynamique suffisante jusqu'à 15 kHz.

Sa position par rapport au banc d'essai a été choisie de manière à respecter l'hypothèse de champ proche utilisée dans l'algorithme de beamforming. De ce fait, elle est placée parallèlement au socle de la machine, à une distance de 27 cm. L'ensemble d'intérêt du mécanisme étant borné par les paliers, l'antenne est

positionnée de façon à ce que ces éléments se trouvent en son centre, comme illustré sur le schéma de la figure 42.

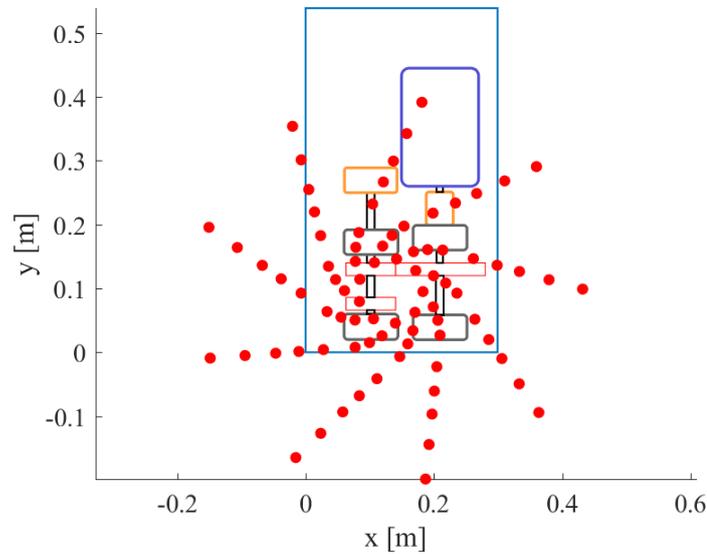


FIGURE 42 – Schéma de la position de l'antenne en vue de dessus

Parallèlement à ces mesures acoustiques, des accéléromètres sont placés afin d'obtenir les informations vibratoires du mécanisme. Chaque palier est équipé d'un accéléromètre triaxe comme le montre la figure 43a. Un tachymètre est également placé sur l'arbre primaire en vue d'appliquer le rééchantillonnage angulaire. L'antenne possède son propre système de voies auxiliaires tandis que les accéléromètres sont branchés sur un système OROS. La voie du tachymètre est envoyée sur les deux systèmes de manière à pouvoir synchroniser leurs signaux. Pour ce faire, le rapport des fréquences d'échantillonnage permet de rééchantillonner les voies accélérométriques sur la base temporelle des signaux de l'antenne.

Une vue d'ensemble du dispositif est montrée dans la figure 43b. Pour que le champ acoustique direct soit mesuré, le capot de protection en plexiglas est retiré. De plus, le variateur du frein est démonté et posé au sol pour ne pas gêner le positionnement de l'antenne. La salle dans laquelle les mesures sont effectuées est une chambre semi-anéchoïque. L'échantillonnage des signaux vibratoires et acoustiques est de 51.2 kHz.

### 3.1.3 Configurations testées

Comme indiqué précédemment, les mesures impliquent plusieurs états du mécanisme. Cette sous-partie a pour but de les introduire ainsi que de présenter le formalisme utilisé pour leur nom. Les paliers sont numérotés comme indiqué sur la figure 44.

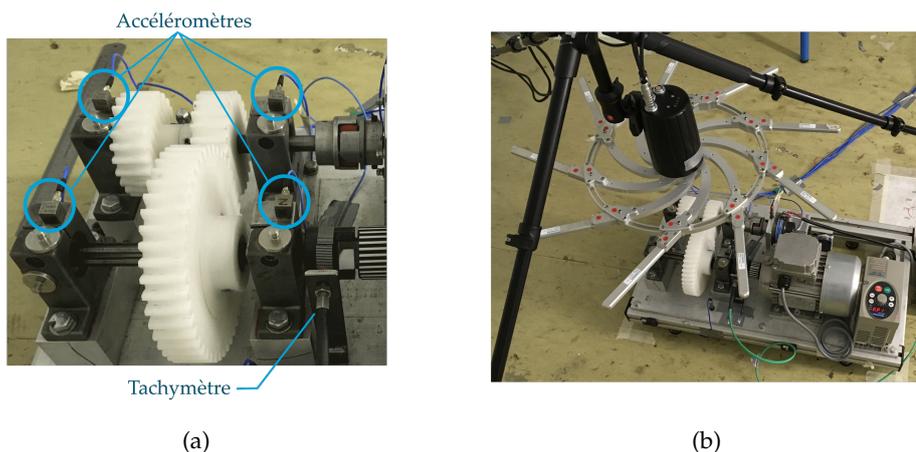


FIGURE 43 – Photos des moyens d'essais

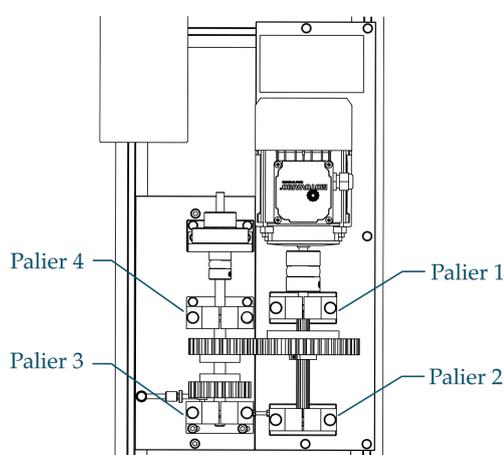


FIGURE 44 – Numérotation des paliers

Des acronymes sont utilisés dans la suite pour se référer aux différents états mécaniques testés. Ceux-ci sont explicités dans le tableau 6.

Acronyme	État	Description
H	sain ( <i>Healthy</i> )	État de référence, sans défaut introduit
GF	Défaut d'engrenage ( <i>Gear Fault</i> )	La roue menante est translaturée de manière à engrener avec le pignon avec une dent manquante
ORF	Défaut de roulement de bague externe ( <i>Outer Race Fault</i> )	Le roulement du palier 2 est remplacé par un roulement ayant un défaut de bague externe
IRF	Défaut de roulement de bague interne ( <i>Inner Race Fault</i> )	Le roulement du palier 2 est remplacé par un roulement ayant un défaut de bague interne

Tableau 6 – Acronymes des différentes configurations mécaniques testées

Pour toutes ces configurations, plusieurs combinaisons de vitesses et de couples résistants sont testées. Trois vitesses (30, 40, 50) ainsi que trois couples résistants (60, 80, 90) sont retenus. Des *run-up* et *run-down* de vitesse sont également effectués, mais ne sont pas exploités dans cette partie du manuscrit. Finalement, le formalisme utilisé pour se référer à une configuration est le suivant :

$$Conf\_vX\_IY$$

"Conf" est remplacé par l'acronyme correspondant à la configuration utilisée, "X" est remplacé par le consigne de vitesse et "Y" par la consigne du frein.

#### 3.1.4 *Maillage acoustique*

La zone d'identification pour le beamforming doit être définie. Elle sera la même durant tout le chapitre, sauf si indiqué différemment. La taille et la finesse du maillage influencent directement le temps de calcul. Ainsi, il est préférable de limiter la zone de reconstruction au strict minimum. Pour ce faire, le maillage englobe la totalité des arbres ainsi que leurs composants, en excluant la majorité du moteur électrique. En ce qui concerne l'orientation du plan d'identification, il est naturel qu'il soit parallèle au support de la machine. Son élévation est discutable, car les composants mécaniques ne se situent pas tous à la même hauteur. Une solution serait de choisir le plan sécant avec les arbres. Néanmoins, il semble peu probable que ces derniers soient la source de rayonnement majoritaire. Pour cette raison, le plan d'identification est placé 1 cm au-dessus des paliers, qui forment des sources de rayonnement acoustique plus probables. Avec cette configuration, la localisation du rayonnement de l'engrenage situé quelques centimètres en dessous est également possible. La zone d'identification est représentée sur le schéma de la figure 45.

La discrétisation de la zone influence la façon dont les résultats sont perçus. Elle fixe également la distance minimum pour la séparation de deux sources. Rappelons que, bien que le maillage puisse être aussi fin que souhaité, la géométrie de l'antenne détermine la limite physique de séparation de source acoustique, qui dépend également de la fréquence de visualisation. La taille retenue pour la discrétisation de la zone est de 1 cm dans les deux directions. La taille du plan d'identification est de  $22 \times 30 \text{ cm}^2$ , ce qui représente 713 sources à identifier. Les acquisitions des microphones sont tronquées à 10 secondes. Dans la suite, les différentes techniques introduites dans le chapitre 2 sont appliquées sur ces mesures.

### 3.2 CARTOGRAPHIE D'INDICATEURS DE DIAGNOSTIC

Les cartographies d'indicateurs de diagnostic sont analysées dans cette partie. Dans un premier temps, les cartographies de la variance sur certaines bandes de fréquences sont étudiées. Elles permettent de mettre en évidence les zones de rayonnement les plus importantes du mécanisme. Ensuite, le kurtosis est utilisé

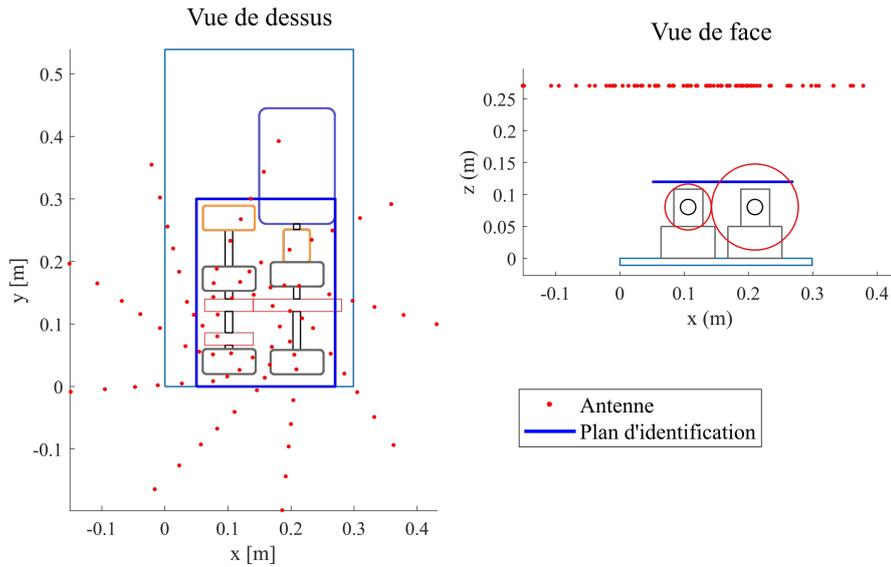


FIGURE 45 – Plan d'identification

dans la mesure où il semble être l'indicateur qui réagit le mieux aux défauts mécaniques (partie 2.2). La procédure de calcul est exactement la même que celle du chapitre 2, illustrée dans la figure 19.

### 3.2.1 Variance

Pour savoir quelles sont les bandes de fréquences intéressantes pour la visualisation de la variance, les autospectres moyennés sur l'ensemble des microphones sont calculés pour les différentes configurations mécaniques. Ces derniers, notés  $\langle \mathbf{S}_{pp} \rangle$  sont calculés comme il suit :

$$\langle \mathbf{S}_{pp} \rangle = \frac{1}{n_m} \sum_{i=1}^{n_m} \mathbf{S}_{p_i p_i} \quad (65)$$

avec  $n_m$  le nombre de microphones de l'antenne. Ces spectres sont affichés sur la figure 46 et permettent d'identifier les bandes de fréquences dans lesquelles l'énergie rayonnée est affectée par l'apparition des différents défauts.

Premièrement, on remarque que le seul état mécanique qui se détache des trois autres en termes de niveau rayonné est le défaut d'engrenage. Son niveau augmente considérablement sur une grande plage de fréquence. Ce résultat n'est pas étonnant, car les impacts créés par la dent manquante dans cette configuration ont pour effet d'accroître le volume sonore rayonné par le mécanisme. En ce qui concerne les configurations avec défaut de roulement, l'énergie rayonnée varie très peu par rapport à l'état sain. Il est difficile de privilégier une bande de fréquence pour la détection des défauts de roulement à partir de la visualisation de ces spectres.

Ainsi, uniquement deux larges bandes de fréquences sont étudiées. La première commence à 2.5 kHz pour ne pas souffrir de la mauvaise résolution des

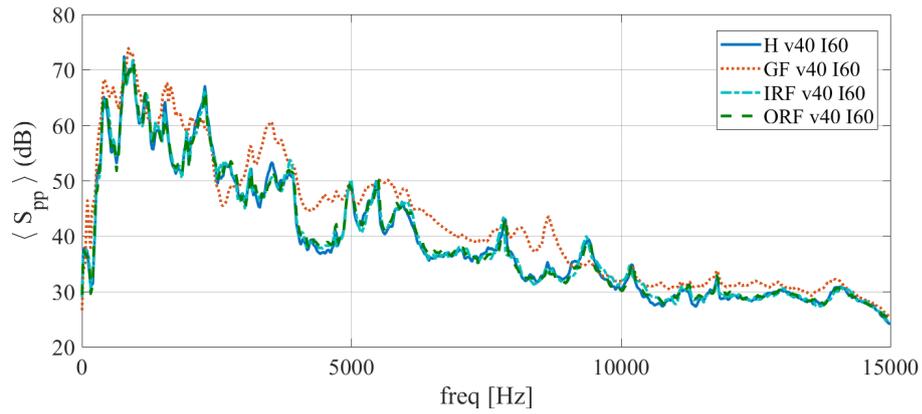


FIGURE 46 – Autospectres moyens pour les états H, IRF, ORF et GF à v40 et I60

basses fréquences, et s'étend jusqu'à 10 kHz. C'est dans cette bande de fréquence que le niveau est très supérieur pour la configuration GF. Les cartographies de la variance sont affichées dans la figure 47.

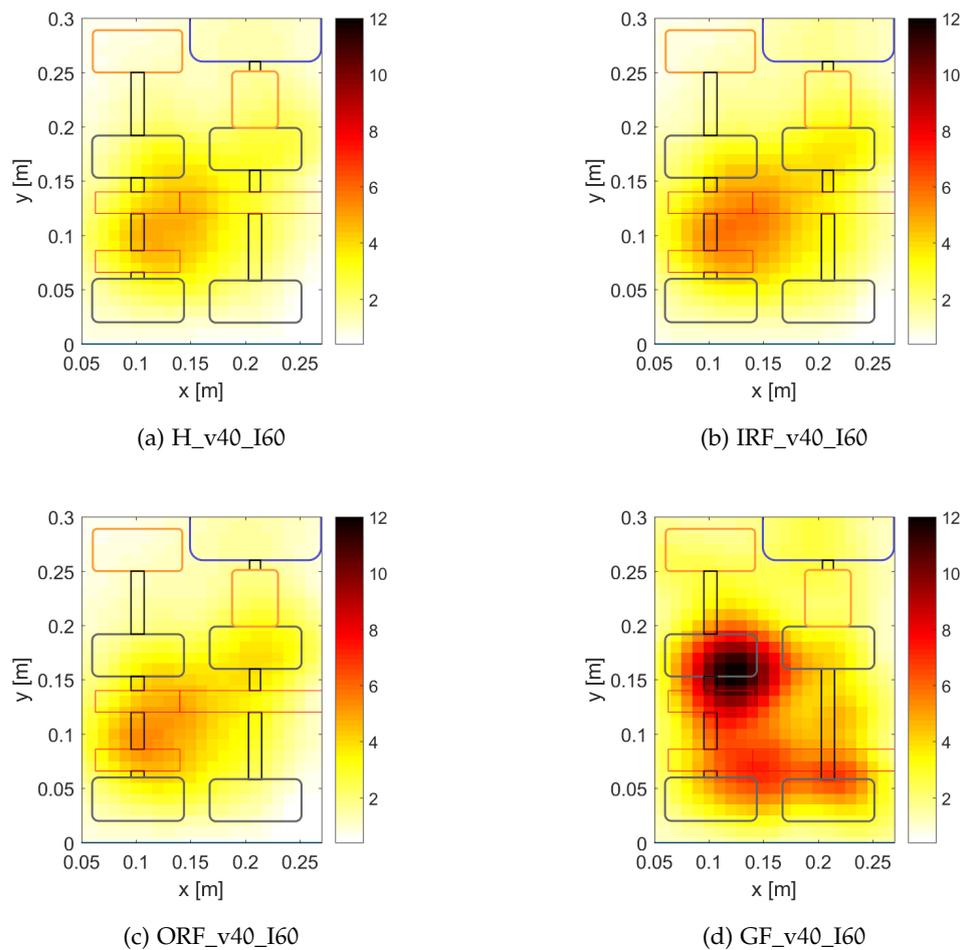


FIGURE 47 – Cartographies de la variance sur [2.5-10] kHz

Les résultats sont à l'image des autospectres moyens analysés précédemment. En effet, les niveaux identifiés sur la cartographie GF sont plus importants que pour les trois autres cas. La source principale identifiée sur cette cartographie se situe au voisinage du palier 4. L'engrenage quant à lui n'est qu'une source secondaire. Ce résultat est intéressant dans la mesure où il montre que le rayonnement acoustique ne vient pas forcément de l'origine du défaut. Les voies de transferts du mécanisme propagent les vibrations depuis la source (engrenage) jusqu'aux points les plus propices au rayonnement sur ces fréquences. De ce fait, bien que le niveau global indique bien la présence d'un défaut, il est difficile de conclure sur son origine à partir de cette cartographie.

En ce qui concerne les cartographies des défauts de roulements, il est clair que la visualisation de la variance ne peut servir d'indicateur de présence de défaut dans ce cas. Non seulement la variance reste comparable en niveau à la cartographie de l'état sain, mais en plus la localisation est identique. Cette analyse n'est donc pas satisfaisante en vue de détecter un défaut de roulement.

Dans un second temps, la bande de fréquence [10-15] kHz est étudiée. Du point de vue de l'imagerie, cette bande de fréquence est sélectionnée de manière à bénéficier d'un bon pouvoir de séparation de source. Cependant, son choix reste arbitraire du point de vue du diagnostic car elle ne correspond pas nécessairement à une bande de fréquence pour laquelle les défauts possèdent une résonance particulière. Les résultats pour cette bande de fréquences sont présentés dans la figure 48.

Les conclusions ne changent pas par rapport aux cartographies précédentes : une variance plus grande est observée pour le défaut d'engrenage tandis que les trois autres cas sont très proches. Le gain de résolution est considérable puisque le point d'engrènement est clairement identifié comme source principale dans tous les cas. Ceci est également une conséquence du comportement vibroacoustique de la machine. Il semble qu'à plus haute fréquence, les paliers ne rayonnent plus suffisamment pour masquer la contribution directe de l'engrènement, ce qui est un avantage pour le diagnostic du défaut d'engrenage. En effet, l'augmentation locale de l'énergie rayonnée par l'engrenage par rapport au cas sain permet de soupçonner l'apparition d'un défaut sur ce dernier. Cependant, l'introduction d'un défaut de roulement n'engendre pas une modification du rayonnement suffisamment importante pour être détectable, même en hautes fréquences. Si une résonance du roulement avait pu être identifiée à partir des pressions rayonnées, la sélection d'une bande fine contenant la résonance aurait potentiellement permis de localiser le défaut grâce à la variance.

Ainsi, la variance est un indicateur à utiliser avec précaution. Il fonctionne dans la mesure où la bande de fréquence d'observation a été choisie de manière à mettre en évidence le défaut par rapport à l'état sain, à l'image de la cartographie 48d. De plus, la variance se révèle inefficace si la source du défaut n'est pas dominante parmi les autres sources acoustiques, ce qui est confirmé par l'incapacité à détecter le défaut de roulement.

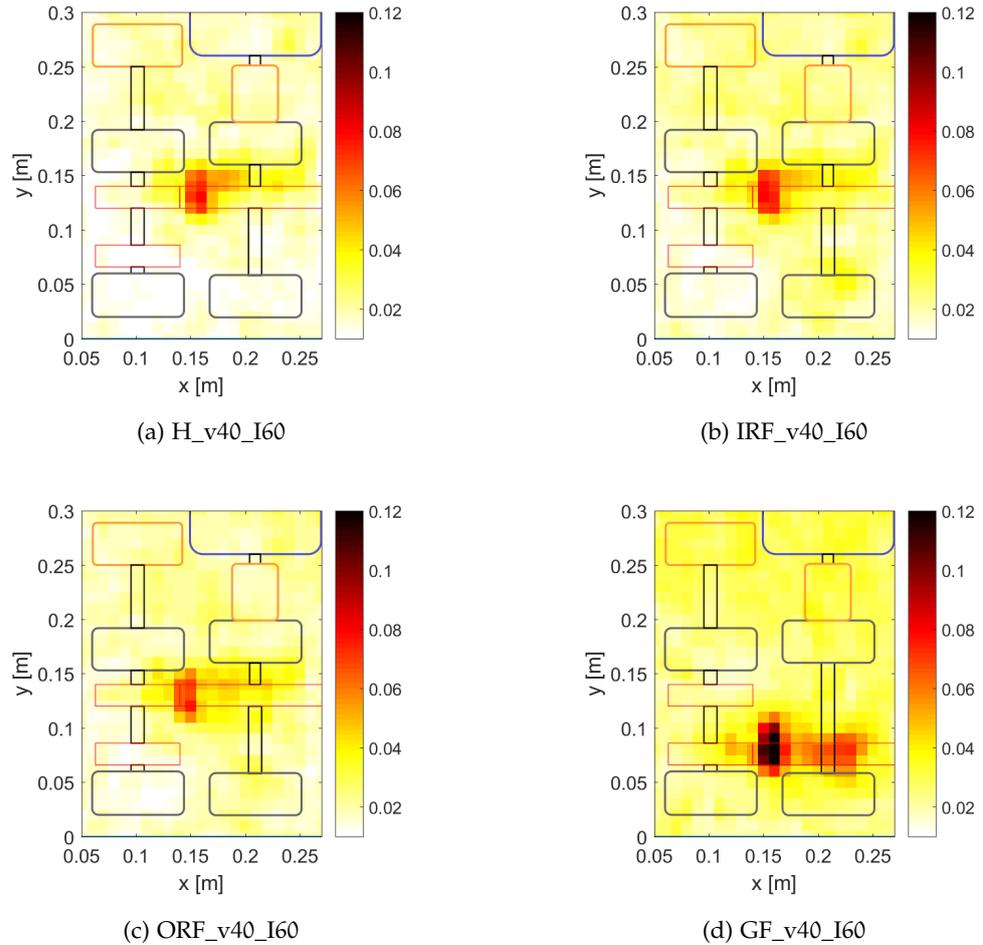


FIGURE 48 – Cartographies de la variance sur [10-15] kHz

### 3.2.2 Kurtosis

Le kurtosis s'est montré efficace pour détecter les défauts de natures impulsives. Les cartographies du kurtosis pour les configurations précédentes sont ici étudiées. Tout comme la variance, il est important d'identifier les bandes de fréquences pour lesquelles un changement significatif de kurtosis apparaît entre un état sain et défectueux. Ceci est possible en analysant le kurtosis spectral des signaux rayonnés. Le signal de référence utilisé est le microphone 1, situé à équidistance des paliers. La figure 49 montre le kurtosis spectral de ce microphone pour les quatre états considérés. La taille des fenêtres pour l'estimation du KS est fixée arbitrairement de manière à avoir une résolution fréquentielle de 200 Hz.

La première observation est que la configuration avec défaut d'engrenage présente un kurtosis plus important sur la quasi-totalité des fréquences par rapport à l'état sain. Certains pics sont tout de même présents et témoignent d'un kurtosis localement plus important. En ce qui concerne les états avec défaut de roulement, le fond de spectre du kurtosis est du même ordre que pour l'état

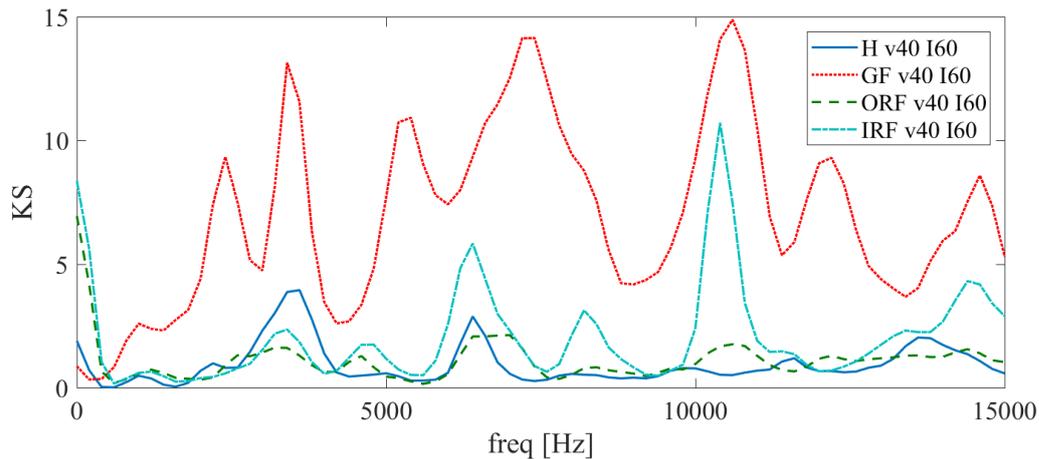


FIGURE 49 – Kurtosis spectral issu du microphone 1 pour les états H, IRF, ORF et GF à v40 et I60

sain. Cependant, le kurtosis présente également des pics autour de certaines fréquences. La bande [9.5-11.5] kHz présente une augmentation du kurtosis pour les trois cas défectueux, bien qu'elle soit relativement faible pour le cas ORF. De ce fait, cette bande de fréquence est retenue pour la comparaison des résultats. La figure 50 regroupe les cartographies du kurtosis pour la bande de fréquence [9.5-11.5] kHz. Les échelles ne sont pas identiques pour toutes les cartographies.

Encore une fois, les résultats de la configuration avec défaut d'engrenage présentent le kurtosis le plus important, et localisé autour de l'engrènement. En comparant cette cartographie avec celle de l'état sain, il n'y a aucun doute sur la présence d'un défaut localisé sur l'engrenage.

Le résultat de l'état IRF possède également un kurtosis bien supérieur à l'état sain, localisé autour du palier 2 qui est celui qui porte le roulement défectueux. Ceci permet de conclure sur l'état défectueux du roulement, sans pour autant spécifier quelle est la nature du défaut.

Enfin, la cartographie du défaut de bague interne (IRF) est celle qui présente le moins de différence avec l'état sain. En effet, la valeur du kurtosis est du même ordre. La différence principale est que le roulement défectueux est mis en évidence, sans pour autant avoir un kurtosis plus important que l'engrènement.

Ainsi, le kurtosis s'avère être efficace pour détecter et localiser les défauts. Dans la majorité des cas, le kurtosis est plus important aux alentours du défaut. Contrairement à la variance, il permet de localiser les défauts de roulement. Cependant, la méthode ne permet pas d'identifier la nature du défaut. Pour ce faire, des techniques plus poussées doivent être utilisées.

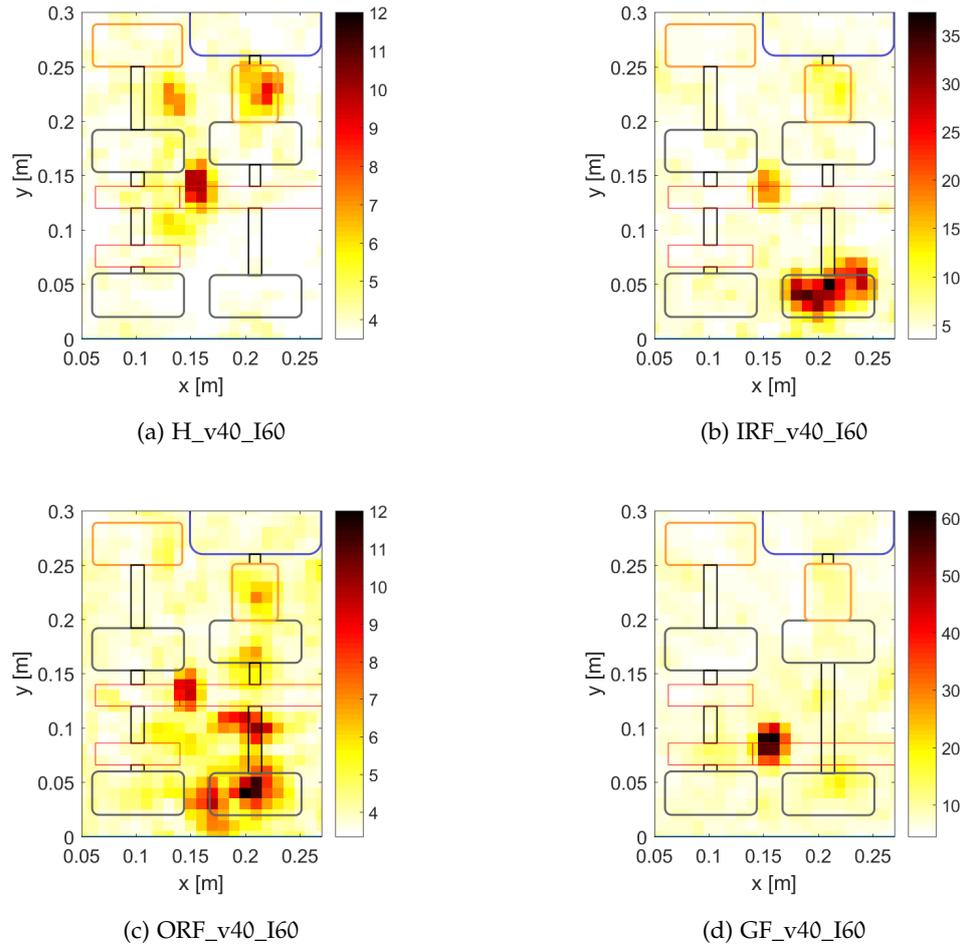


FIGURE 50 – Cartographies du kurtosis sur [9.5-11.5] kHz

### 3.3 KURTOSIS SPECTRAL EN FONCTION DE L'ESPACE

Ici, la technique présentée dans la partie 2.3 consistant à afficher le kurtosis spectral en fonction de l'espace est éprouvée. Rappelons que, puisque le kurtosis spectral présente déjà deux dimensions, son affichage n'est possible qu'en fonction d'une seule dimension de l'espace. Par conséquent, la zone d'identification est changée en droite d'identification, coïncidente avec l'arbre sur lequel les défauts de roulement sont introduits (figure 51). Sa hauteur reste inchangée par rapport au plan d'identification précédent, soit 1 cm au-dessus des paliers. De même, la discrétisation spatiale reste égale à 1 cm.

Les cartographies du KS avec un pas fréquentiel de 1000 Hz sont présentées sur la figure 52 pour les configurations précédemment étudiées. Les différents traits verticaux représentent la position des paliers et de la roue.

L'état H et ORF sont les deux cas révélant un kurtosis plus faible. Dans le cas H (figure 52a), un kurtosis autour de 3 est identifié sur le palier 2 pour les

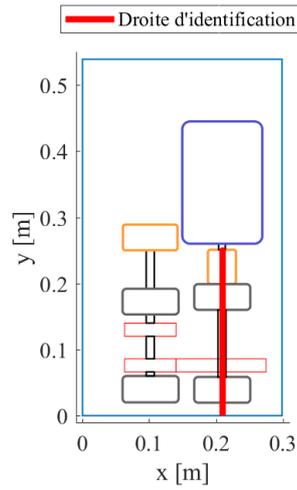


FIGURE 51 – Droite d'identification pour le KS

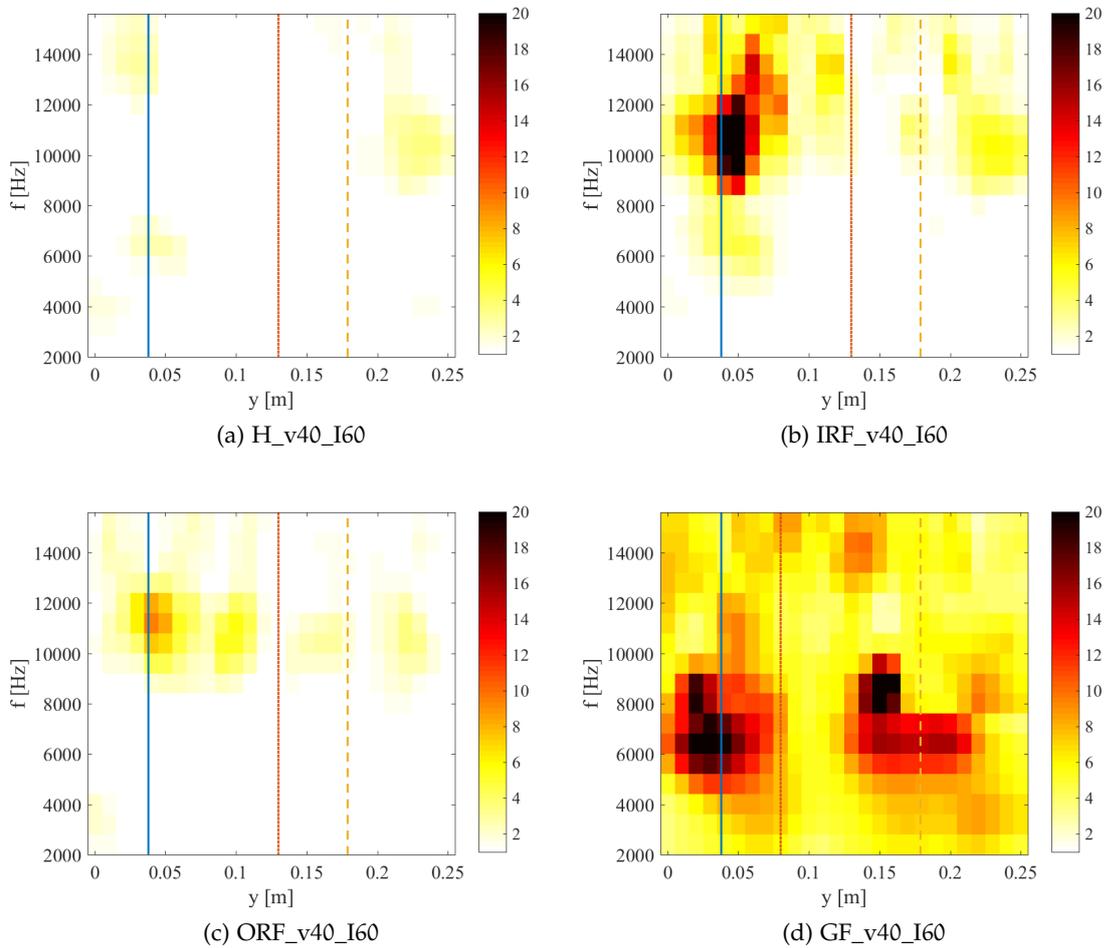


FIGURE 52 – Cartographies du KS - Palier 2 (bleu continu), roue (rouge pointillé) et palier 1 (orange discontinu)

fréquences avoisinant 6.5 et 14 kHz. On remarque la même valeur autour de l'abscisse  $y = 0.24$  qui correspond à l'emplacement de l'accouplement. En ce qui concerne la configuration ORF (figure 52c), un kurtosis de 9.5 autour de 11 kHz est observable sur le palier qui possède le défaut. Cette augmentation de kurtosis est notable, mais celle-ci reste moindre en comparaison du kurtosis observé pour le défaut de bague externe (figure 52b). En effet, sur cette même bande de fréquences, un kurtosis très important est observé à la position du roulement défectueux. Le croisement de ces deux résultats permet d'identifier la bande de fréquence dans laquelle le kurtosis est affecté lors de l'apparition d'un défaut. Il s'agit de 9-12 kHz comme observé dans la section précédente.

Pour finir, le défaut d'engrenage introduit également une augmentation importante du kurtosis au niveau de l'arbre entre 5 et 10 kHz. Cependant, cette augmentation n'est pas localisée à la position de la roue menante, qui est pourtant l'origine du défaut. Il semble en effet que l'impact reçu par la roue se propage dans l'arbre et rayonne un signal très impulsif à travers les paliers. Ceci montre que le KS n'est pas adapté à la localisation du défaut d'engrenage si la zone d'identification ne coïncide pas avec ce dernier. Au contraire, ce résultat pourrait mener à penser que les deux roulements sont défectueux. Pour lever le doute, deux options sont proposées. Premièrement, l'utilisation d'indicateurs plus poussés est envisageable, ce qui est l'objet de la partie 3.5. La seconde option consiste à analyser les cartographies du KS sur une zone incluant l'engrenage. Dans ce cas, un kurtosis significatif devrait être concentré autour du point d'engrènement, à l'image de la cartographie 50d. Ceci est bien vérifié dans la figure 53, pour laquelle la droite d'identification est déplacée parallèlement à l'arbre jusqu'à coïncider avec le point d'engrènement.

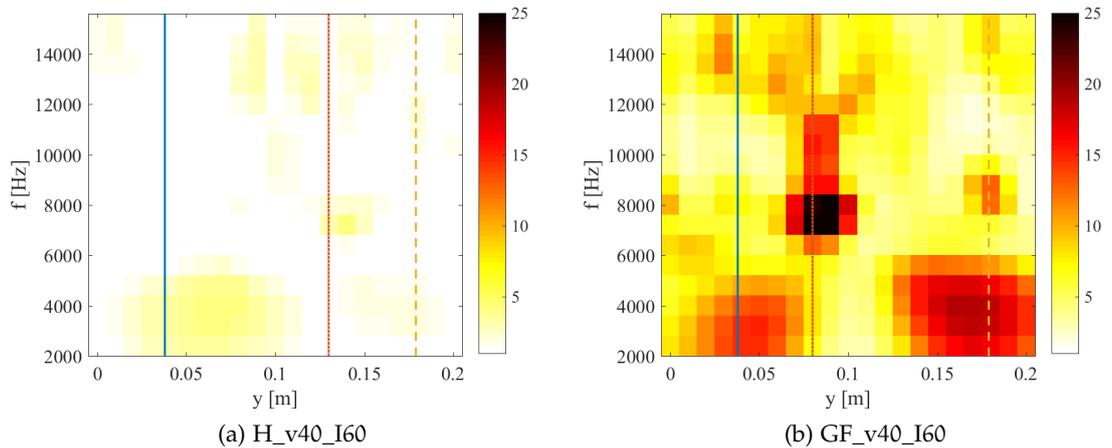


FIGURE 53 – Cartographies du KS au niveau de l'engrenage - Palier 2 (bleu continu), roue (rouge pointillé) et palier 1 (orange discontinu)

La comparaison entre le cas sain et avec défaut d'engrenage ne laisse aucun doute sur le diagnostic. Non seulement le kurtosis moyen est bien supérieur dans le cas défectueux, mais en plus le maximum est localisé sur le point d'engrènement. L'effet du rayonnement des roulements évoqués précédemment est

également notable. Cependant, ils ne représentent que deux sources secondaires.

Finalement, les analyses effectuées dans cette partie du chapitre ont mis en perspective l'intérêt de la visualisation du KS en fonction de l'espace. Ce dernier se révèle efficace pour la détection de défauts de roulement et d'engrenage dans la mesure où l'élément défectueux est compris dans la droite d'identification. Cette condition reflète la limite énoncée dans la partie 2.3 : cette méthode ne permet d'inspecter qu'une zone représentée par une droite. Enfin, bien que les défauts de roulements soient détectés, la méthode ne permet pas d'identifier le type du défaut.

### 3.4 SÉPARATION DES CONTRIBUTIONS ACOUSTIQUES

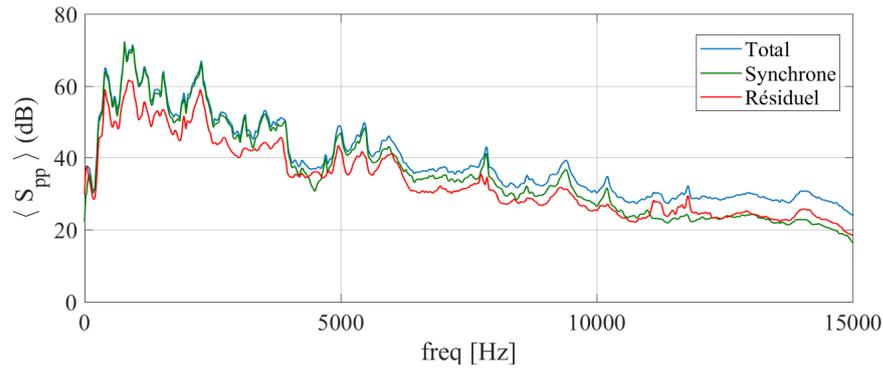
La technique présentée dans la partie 2.4 est ici testée sur les mesures du banc à engrenages. Elle consiste à séparer les champs acoustiques totaux en deux contributions : une synchrone avec un élément tournant de la machine et une résiduelle. La première étape est de choisir la référence pour l'extraction de la partie synchrone des signaux acoustiques. Dans cette étude, un tachymètre a été placé sur l'arbre primaire de manière à pouvoir effectuer un rééchantillonnage angulaire par rapport à sa rotation. Le cycle qui caractérise le mieux l'ensemble pignon/roue correspond à la fréquence de coïncidence de l'engrènement. Cette dernière est définie à partir de la fréquence de l'arbre primaire ( $f_1$ ), du nombre de dents de la roue ( $Z_1$ ) et du pignon ( $Z_2$ ).

$$f_c = \frac{f_1 Z_1}{\text{PPCM}(Z_1, Z_2)} = \frac{f_1}{8} \quad (66)$$

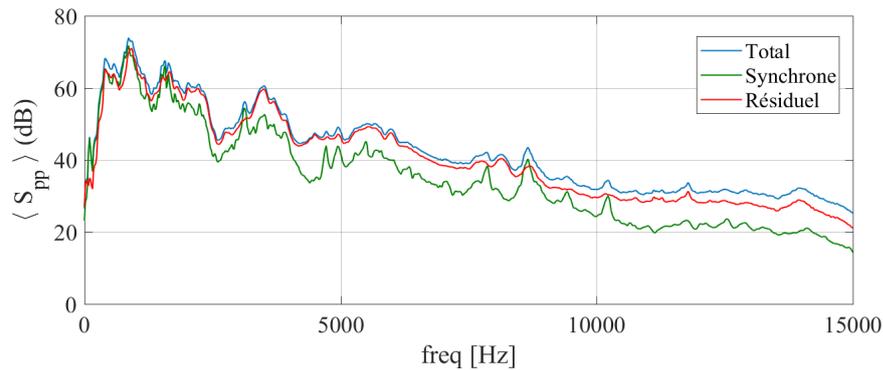
avec  $f_c$  la fréquence de coïncidence et PPCM l'opérateur du plus petit commun multiple. Ainsi, le cycle choisi pour l'application de la moyenne synchrone angulaire correspond à 8 rotations de la roue menante. La procédure d'obtention des cartographies est celle décrite dans la figure 27 du chapitre 2 (p. 62).

Dans un premier temps, la configuration avec défaut d'engrenage est considérée. Comme évoqué précédemment, l'autospectre moyen des microphones de l'antenne permet d'avoir une vue d'ensemble des perturbations apportées par le défaut. Plus particulièrement, nous nous intéressons ici à la distribution de l'énergie entre le champ total, synchrone et résiduel. La figure 54 présente les autospectres moyens des différents champs identifiés par moyenne synchrone angulaire pour les configurations H\_v40\_I60 et GF\_v40\_I60.

La différence principale entre les deux configurations est que, dans le cas défectueux, l'énergie du champ total est principalement transmise au champ résiduel. Ce phénomène est observable sur toute la plage des fréquences, bien qu'il soit exacerbé en hautes fréquences. Deux plages de fréquences sont retenues pour la visualisation des résultats. La première est [3-4] kHz, pour laquelle un niveau localement plus important est notable dans le cas GF. Ensuite, la plage de



(a) H\_v40\_I60



(b) GF\_v40\_I60

FIGURE 54 – Autospectres moyens de l'antenne pour le champ total (bleu), résiduel (rouge) et synchrone (vert)

fréquence [13-14] kHz sera observée, de manière à bénéficier d'une très bonne résolution spatiale, ainsi que d'un plus grand écart de niveau entre champ résiduel et synchrone dans le cas défectueux. Les résultats présentés ci-après représentent les cartographies des variances issues de la séparation des contributions acoustiques pour les configurations évoquées précédemment. Les résultats de gauche correspondent au champ total, ceux du centre au champ synchrone et finalement ceux de droite au champ résiduel. La figure 55 présente ces résultats pour le cas à v40 et I60.

Premièrement, on remarque que les cartographies du champ total localisent les deux mêmes sources bien que la variance soit bien plus importante dans le cas avec défaut. D'autre part, la répartition de l'énergie est à l'image des résultats des autospectres. Dans le cas sain, il existe une très grande similitude entre la cartographie du champ total et celle du champ synchrone, tandis que très peu d'énergie est identifiée dans le champ résiduel. À l'inverse, pratiquement toute l'énergie est transmise au champ résiduel dans le cas du défaut d'engrenage. Ceci montre que, lorsqu'une dent de l'engrenage vient à manquer, le signal rayonné se désynchronise du cycle de l'engrènement. Ceci peut s'expliquer par le fait que le jeu créé par le défaut introduise une part non négligeable de contributions aléatoires dans le signal rayonné. Cependant, la localisation de l'énergie

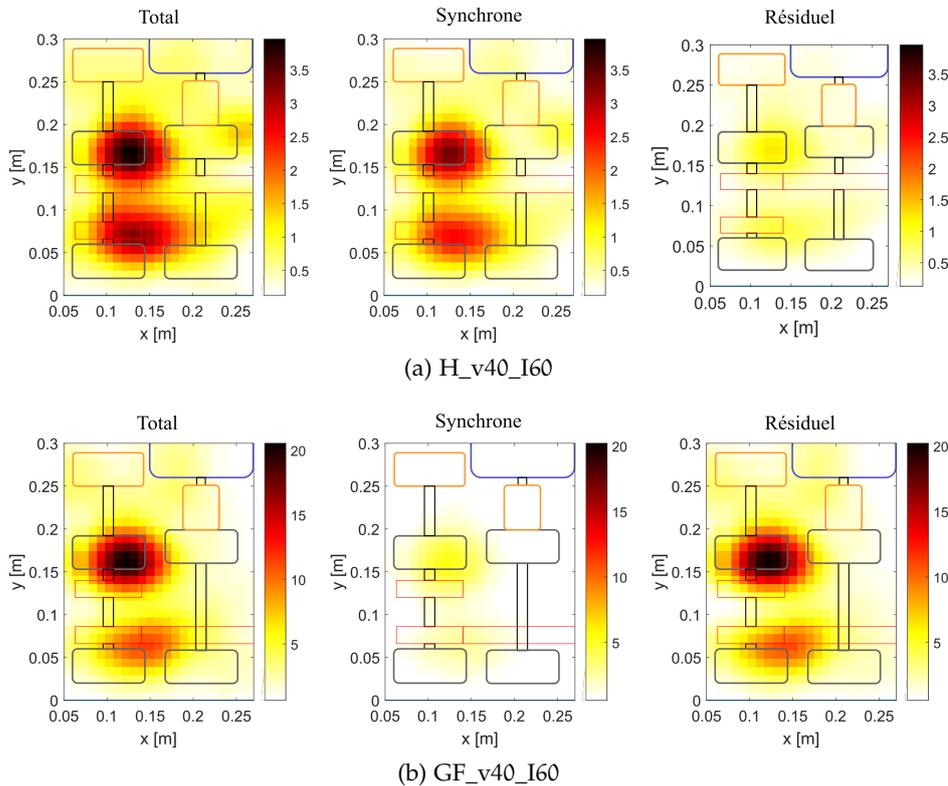


FIGURE 55 – Cartographies des champs acoustiques (variance) - comparaison de H et GF sur [3-4] kHz

rayonnée à ces fréquences ne coïncide pas avec l'engrènement, mais se situent au niveau des paliers 3 et 4. Ce phénomène est similaire à celui observé dans les sections précédentes : à ces fréquences, l'engrenage agit comme une source qui fait rayonner les paliers.

Il a déjà été montré que l'observation des résultats à plus haute fréquence permet de localiser plus facilement le point d'engrènement. Les mêmes cartographies sur la plage de fréquence [13-14] kHz sont affichées sur la figure 56.

Comme précédemment, on peut noter que les cartographies du champ acoustique total sont relativement similaires bien qu'avec des magnitudes supérieures dans le cas défectueux. Cette fois-ci, la source principale identifiée se situe autour de l'engrenage. On note qu'à ces fréquences, l'engrenage se comporte comme une source dipolaire puisque deux lobes se trouvent de part et d'autre de la roue.

La distribution de l'énergie entre champ synchrone et résiduel est légèrement différente par rapport aux résultats en plus basse fréquence. Dans le cas sain, l'énergie rayonnée par l'engrenage est répartie presque équitablement entre champ synchrone et résiduel, avec une légère préférence pour le second. Ceci est en partie dû à une moins bonne estimation de la partie synchrone du signal. En effet, la résolution du tachymètre limite l'efficacité de la MSA en hautes fréquences. Une autre cause peut être simplement le comportement moins déterministe du rayonnement de la machine en plus hautes fréquences.

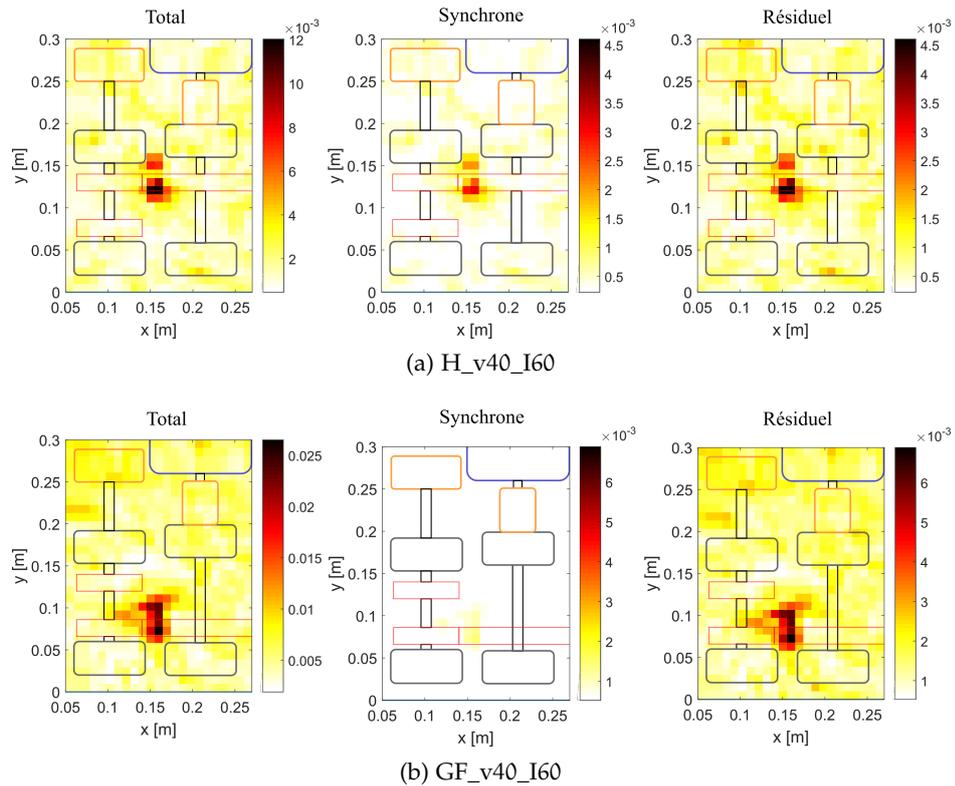


FIGURE 56 – Cartographies des champs acoustiques (variance) - comparaison de H et GF sur [13-14] kHz

Dans le cas avec défaut d'engrenage, la quasi-totalité de l'énergie rayonnée par l'engrenage se retrouve dans la partie résiduelle. Ainsi la conclusion reste la même que pour les plus basses fréquences : lorsque le défaut d'engrenage apparaît, l'énergie rayonnée appartient principalement au champ résiduel. Néanmoins, les résultats à plus haute fréquence permettent de localiser directement le point d'apparition du défaut, ce qui est un avantage considérable.

De ce fait, cette méthode se révèle efficace pour détecter un défaut d'engrenage, dans la mesure où il est possible de prédire son apparition en fonction de la répartition de l'énergie rayonnée entre champ résiduel et synchrone.

Dans un second temps, un état avec défaut de bague externe sur le roulement 2 est considéré. Pour illustrer l'intérêt de la méthode, une configuration avec une vitesse  $v_{50}$  et un couple résistant important  $I_{90}$  a été retenue. Ceci permet d'augmenter le rayonnement du défaut de roulement dans le champ acoustique total, de manière à ce que ce dernier ne soit pas masqué par le bruit de l'engrenage. De plus, la visualisation se fait sur la bande de fréquence 10-12 kHz qui a déjà été identifiée comme une zone sensible à l'apparition d'un défaut de roulement.

La figure 57 montre les cartographies des différents champs acoustiques pour la configuration saine et le défaut de bague externe.

En analysant la variance des champs totaux, le défaut de roulement est déjà identifiable, mais rappelons que ce cas simple a été choisi de manière à mieux illustrer la technique présentée. Dans la configuration saine, le rayonnement de

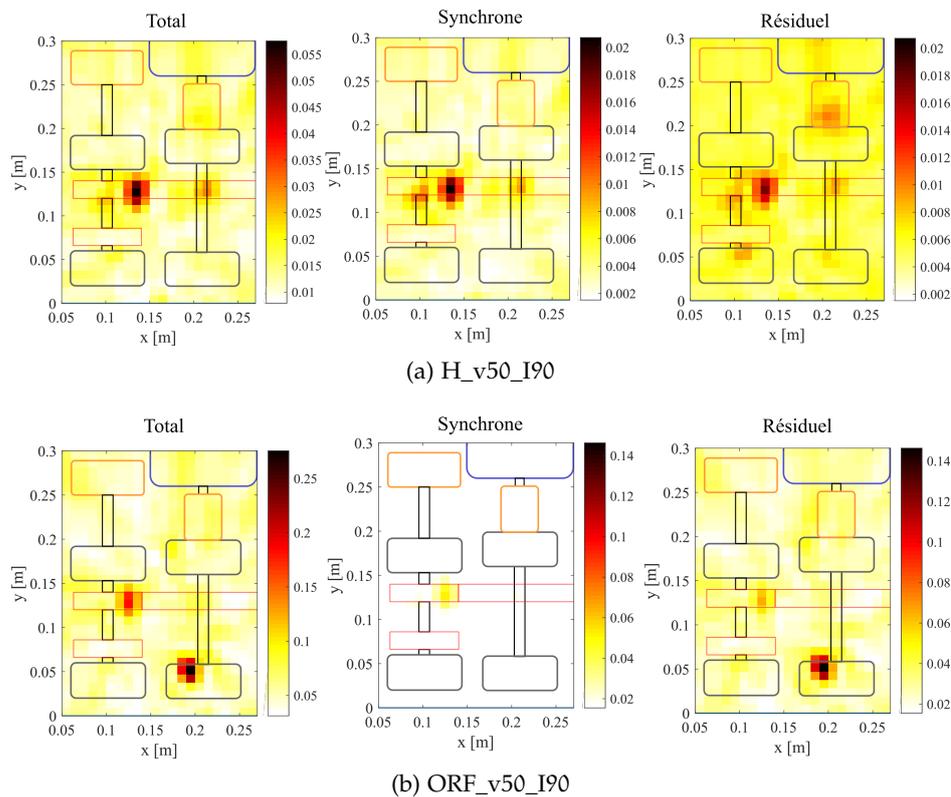


FIGURE 57 – Cartographies des champs acoustiques (variance) - comparaison de H et ORF sur [10-12] kHz

l'engrenage se répartit encore une fois entre le champ total et résiduel. Pour le cas avec défaut de roulement, deux sources sont identifiables : le défaut de roulement et l'engrenage. La séparation des contributions fonctionne correctement puisque l'engrenage et le roulement sont séparés. En effet, la majorité de l'énergie attribuée au défaut de roulement se retrouve dans la partie résiduelle du champ acoustique. En ce qui concerne la source correspondant à l'engrenage, elle est partagée entre champ résiduel et champ synchrone, à l'image du cas où l'engrenage est sain. La technique proposée s'avère donc également efficace dans la détection de défaut de roulement.

Une nouvelle configuration est maintenant considérée. Cette dernière comporte à la fois le défaut de bague externe sur le palier 2 ainsi que le défaut d'engrenage (GF\_ORF\_v50\_I90). Les cartographies sur la bande de fréquence 10-12 kHz sont affichées dans la figure 58.

Ces résultats sont en parfait accord avec les conclusions tirées des précédents cas. Les deux sources identifiées sur le champ total correspondent à l'engrenage et au roulement, comme c'était le cas pour la figure 57b. Cependant, les champs acoustiques résiduels et synchrones présentent des différences. Lorsque les deux défauts sont introduits, les contributions des deux sources sont entièrement affiliées au champ résiduel. Ce résultat montre qu'il est possible de diagnostiquer deux défauts simultanés grâce à la séparation de sources. En effet,

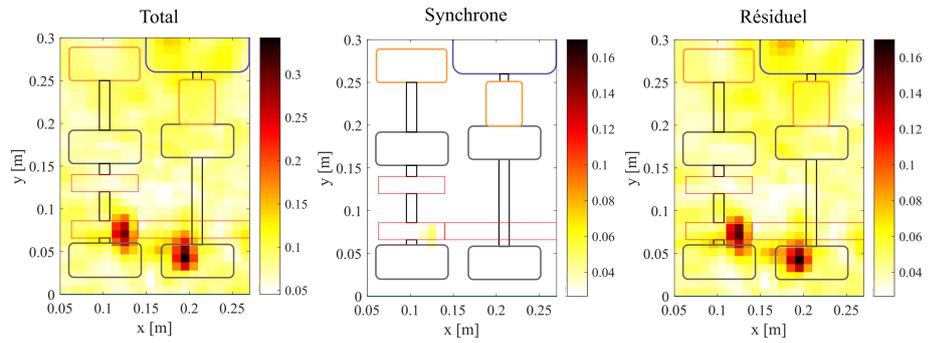


FIGURE 58 – Cartographies des champs acoustiques (variance) de GF\_ORF\_v50\_I90 sur [10-12] kHz

si l'énergie rayonnée par un composant est principalement attribuée au champ résiduel, alors ce dernier est potentiellement défectueux. Malgré cet avantage, l'identification du type de défaut présent reste inaccessible.

### 3.5 CARTOGRAPHIES DES INDICATEURS ORFI ET IRFI

Les indicateurs ORFI et IRFI ont été introduits dans la partie 2.5 du manuscrit. Basés sur le contenu du spectre d'enveloppe, ils ont été conçus pour réagir aux défauts de roulement de bague externe (ORFI) et interne (IRFI). Leur intérêt, par rapport aux indicateurs classiques, est la prise en compte du contenu spectral du signal analysé. En plus de localiser le défaut sur les cartographies, ils permettent ainsi d'identifier sa nature.

Dans cette partie, les cartographies d'ORFI et d'IRFI sont analysées. Encore une fois, les configurations à v40 et I60 sont considérées. Pour ces cas, la fréquence de rotation de l'arbre primaire est de 17.4 Hz, ce qui donne théoriquement une BPFO de 53 Hz et une BPFI de 86.1 Hz. Pour les configurations saines (H), avec défaut de bague interne (ORF) et externe (IRF), les deux indicateurs sont appliqués. Une étape préliminaire consiste à identifier la bande de fréquence pour le calcul du spectre d'enveloppe. Cette étape est primordiale, car si la bande choisie ne met pas en évidence la contribution du défaut, les indicateurs ne fonctionneront pas efficacement et pourraient même mener à des interprétations faussées.

La bande de fréquence qui met en avant le défaut n'est pas nécessairement connue *a priori*. De nombreuses méthodes sont proposées dans la littérature (voir partie 1.2.3) pour l'identifier. Ici, des signaux avec et sans défaut sont disponibles, ce qui permet d'effectuer une analyse de manière à identifier la bande de fréquence optimale. Dans le cas où aucun signal de référence n'est disponible, la sélection d'une bande de fréquence relativement large et située en hautes fréquences est conseillée de manière à bénéficier d'un bon pouvoir de séparation

de source.

La méthode utilisée ici consiste à extraire le signal temporel focalisé au niveau du roulement défectueux par beamforming. Ensuite, une analyse de la cohérence spectrale est effectuée (voir partie 1.2.3). Elle permet de mettre en évidence les fréquences excitées par les phénomènes cycliques liés au défaut de roulement. Les spectres de cohérence cyclique sont affichés sur la figure 59 pour les cas avec défaut de roulement.

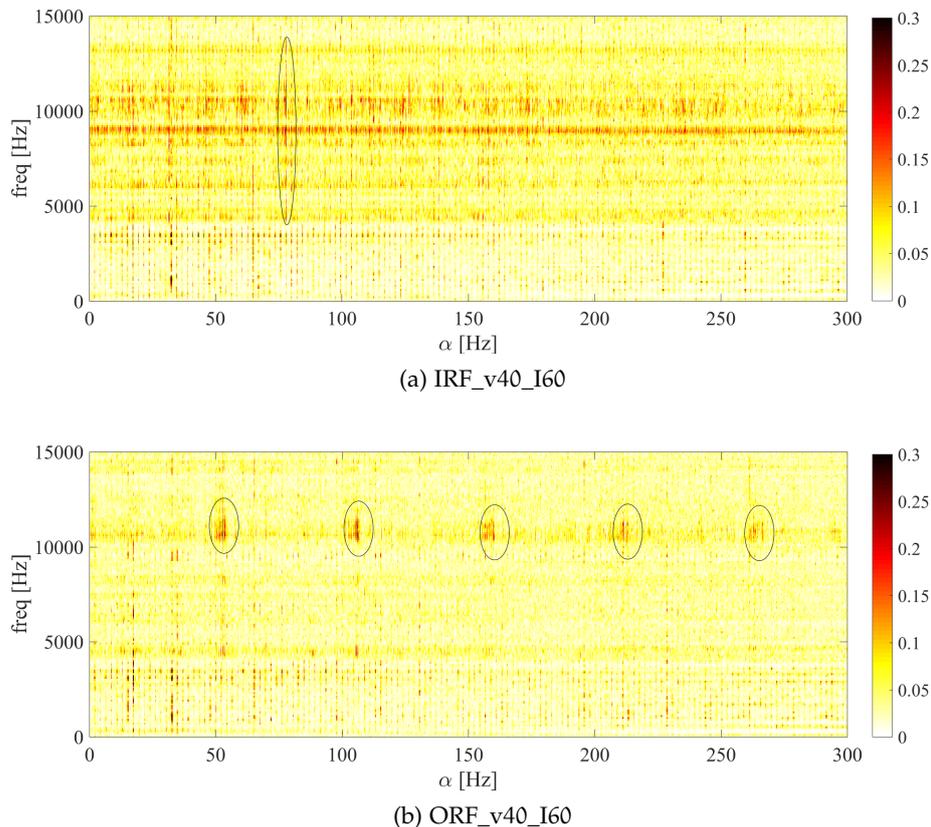


FIGURE 59 – Spectres de cohérence cyclique issus des signaux focalisés sur le roulement défectueux -  $\Delta_f = 100$  Hz

Pour le cas de défaut de bague interne (figure 59a), la BPFi est entourée sur le spectre. On note une valeur expérimentale d'environ 76.6 Hz, ce qui est bien en dessous de la valeur théorique. Après avoir effectué les mesures, il a été observé que la bague interne était mal entraînée par l'arbre à cause d'un jeu trop important. Ceci peut expliquer l'écart entre la BPFi théorique et expérimentale.

La signature de ce défaut n'est pas exactement celle qui est espérée. Premièrement, aucune harmonique de la BPFi ne ressort clairement. De plus, les bandes latérales qui correspondent à la vitesse de rotation de la bague interne sont presque invisibles. Il est néanmoins possible d'identifier les zones fréquentielles pour lesquelles la BPFi est mise en évidence : il s'agit de [4-5] kHz, [8.1-9.3] kHz, et enfin [10-12] kHz.

Dans le cas du défaut de bague externe (figure 59b), la BPFO ainsi que ses premières harmoniques sont clairement identifiables sur la bande [10-12] kHz. Contrairement à la BPFI du roulement avec défaut de bague interne, la BPFO expérimentale de celui avec défaut de bague externe est assez proche de celle théorique.

L'analyse des spectres de cohérence cyclique aide également à définir les paramètres utilisés pour le calcul des indicateurs. Dans le cas de la bague externe, uniquement la BPFI sera recherchée puisque les harmoniques ne sont pas identifiables. De même, uniquement la première paire de bandes latérales correspondant à la rotation de la bague interne sera prise en compte. La zone de recherche du maximum autour des fréquences nominales est définie à 1% pour minimiser les chances d'inclure une fréquence non reliée au défaut.

En ce qui concerne l'indicateur ORFI, quatre harmoniques sont recherchées en plus de la BPFO, car elles sont considérées suffisamment significatives pour être prises en compte. La zone de recherche est également fixée à 1%. Pour résumer, les paramètres utilisés pour le calcul des indicateurs (voir partie 2.5) sont rappelés dans le tableau suivant :

Paramètre	ORFI	IRFI
$f_{def}$	BPFO	BPFI
$N_h$	4	0
$\kappa$	1%	1%
$f_r$		17.4 Hz
$N_s$		1
$p$		95%

Tableau 7 – Paramètres pour le calcul des indicateurs ORFI et IRFI

La bande de fréquence [10-12] kHz est privilégiée pour le calcul des SES focalisés non seulement parce qu'elle est commune aux deux défauts, mais également parce que le beamforming permet une séparation de source efficace à ces fréquences. Une fois ces spectres obtenus, les indicateurs ORFI et IRFI sont calculés pour les cas H, ORF et IRF à  $v_{40}$  et  $I_{60}$ . Lorsque l'indicateur ORFI est appliqué sur le cas IRF, la BPFO recherchée est corrigée pour être cohérente avec la BPFI observée. Il en est de même pour le cas ORF lorsqu'IRFI est calculé.

Les cartographies des indicateurs sont affichées dans la figure 60. Les colonnes correspondent aux indicateurs tandis que les lignes font référence aux différents états mécaniques. Pour un indicateur, les échelles utilisées sur les cartographies sont les mêmes.

L'indicateur ORFI, dont les cartographies sont représentées dans la première colonne, est premièrement analysé. Parmi les trois états considérés, celui qui présente les plus grandes valeurs est bien le défaut de bague externe (ORF). L'état sain (H) quant à lui présente des valeurs clairement négligeables ( $\sim 10^{-4}$ ) devant les deux autres cartographies. Ceci montre que l'algorithme ne détecte pas de va-

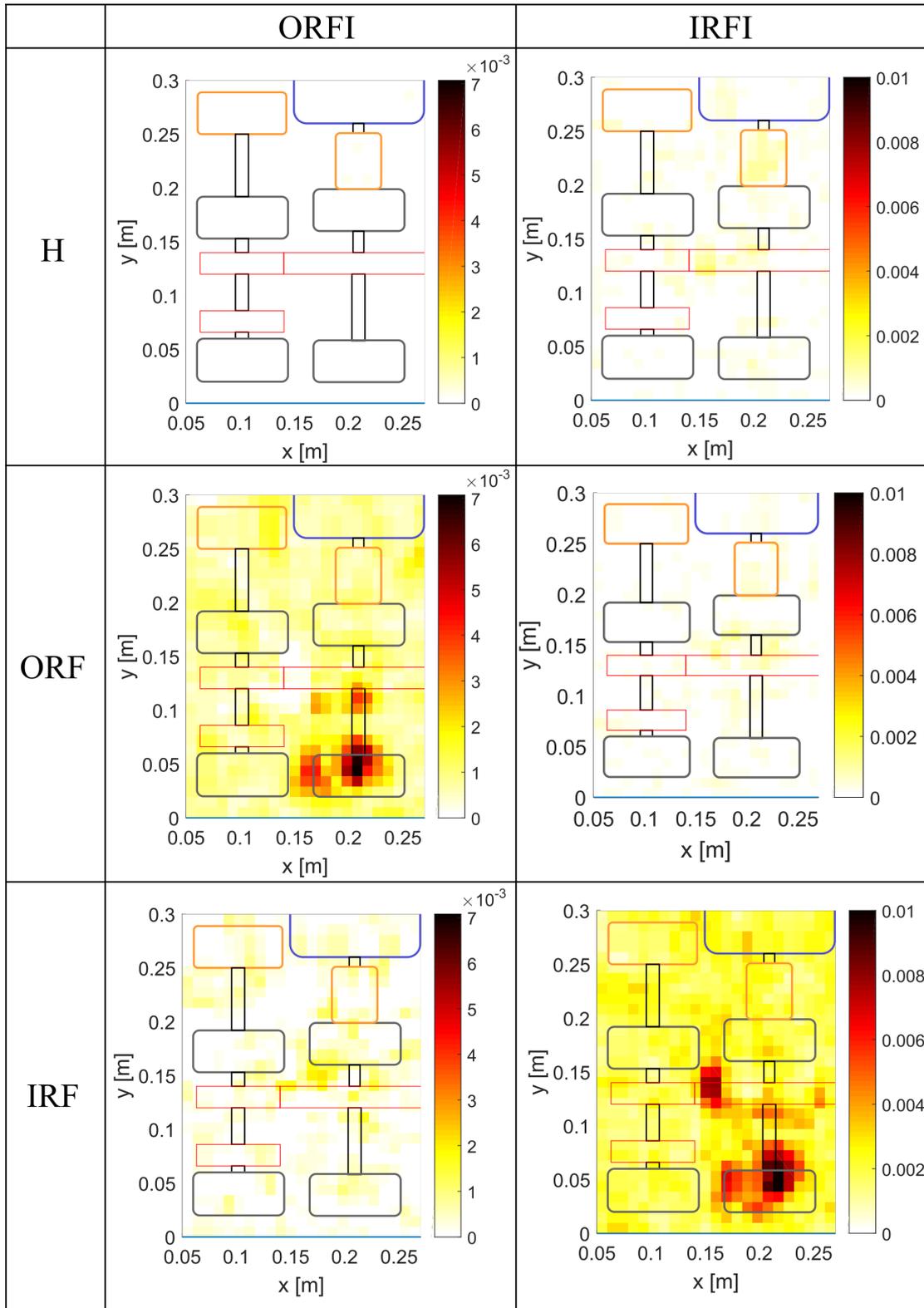


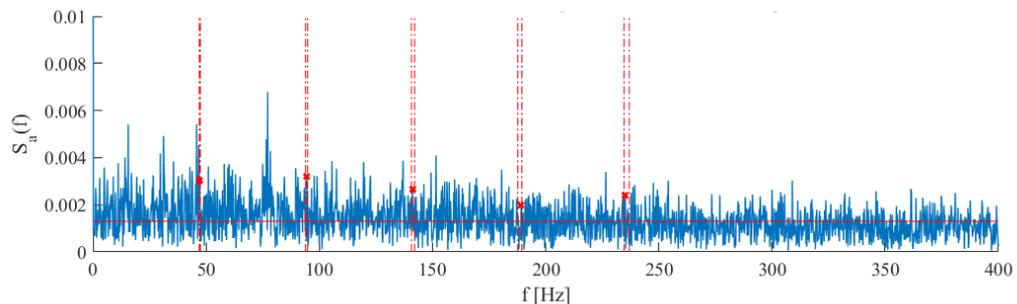
FIGURE 60 – Cartographies des indicateurs ORFI et IRFI pour les états à v40 I60

leur significative dans le spectre d’enveloppe de l’état sain à la fréquence BPFi

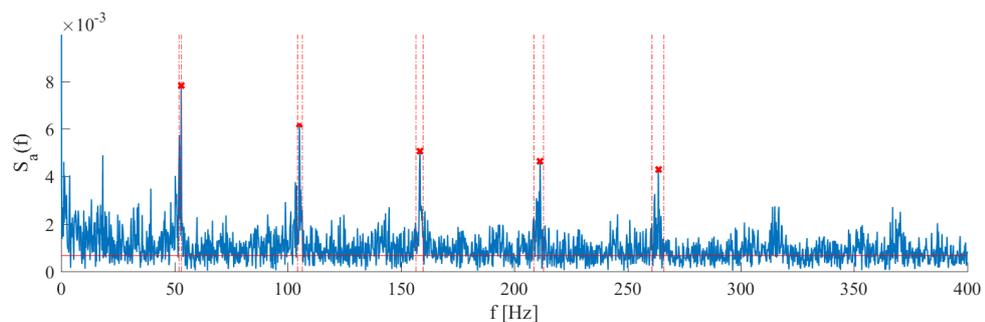
et ses harmoniques. De ce fait, les grandeurs identifiées sur cette cartographie peuvent être considérées comme du bruit.

Le résultat du défaut de bague externe (ORF) est satisfaisant dans la mesure où la source principale identifiée est le roulement défectueux. On remarque également quelques sources secondaires, notamment à proximité de la roue menante, mais ces dernières restent faibles devant la source principale.

Enfin, la cartographie du défaut de bague interne présente des valeurs faibles de l'indicateur en comparaison avec le résultat de l'état ORF. De nombreuses sources ayant des valeurs entre  $10^{-3}$  et  $2 \times 10^{-3}$  sont parsemées sur la zone d'identification. Ces dernières représentent également du bruit de fond, qui est tout de même plus important que dans le cas sain. Cela est dû aux harmoniques produites par le défaut de bague interne qui ont tendance à faire augmenter le niveau du SES. Cependant, on remarque que le roulement avec défaut de bague interne n'est pas mis en évidence par l'indicateur ORFI.



(a) IRF\_v40\_I60



(b) ORF\_v40\_I60

FIGURE 61 – SES des signaux focalisés sur le roulement défectueux et sélection des fréquences pour le calcul d'ORFI

Afin d'illustrer la procédure de sélection de la BPFO et de ses harmoniques, les SES focalisés sur le roulement défectueux sont affichés pour le cas IRF et ORF dans la figure 61. Les traits en pointillés verticaux représentent les zones de recherche, les croix les fréquences retenues et le trait continu horizontal le seuil

de détection. Dans le cas ORF, la BPFO et ses harmoniques sont correctement identifiées. La forme du spectre observée est typiquement celle attendue, ce qui explique l'importante valeur d'ORFI à cet endroit. Dans le cas IRF, le spectre d'enveloppe est très riche. Les fréquences retenues pour le calcul de l'indicateur sont au-delà du seuil de détection et sont par conséquent considérées non négligeables. Cependant, on remarque que le schéma des fréquences sélectionnées ne suit pas le modèle attendu : la première harmonique est plus grande que la fondamentale. De ce fait, un facteur pénalisant la valeur totale de l'indicateur est appliqué, comme il a été présenté dans la partie 2.5. Sans cette pondération, il se peut que l'indicateur ORFI soit également élevé pour le défaut de bague interne, ce qui conduirait à un mauvais diagnostic.

À travers cet exemple, l'efficacité de l'indicateur ORFI a été démontrée. On retient la différence de dynamique entre l'état avec défaut de bague externe et les deux autres qui permet d'éviter les fausses alarmes. De plus, le défaut est bien localisé au niveau du roulement défectueux.

Les résultats de l'indicateur IRFI, représentés dans la deuxième colonne, sont maintenant considérés. Les interprétations ne sont pas tellement différentes que pour l'indicateur ORFI. En effet, les cartographies qui ne représentent pas le défaut de bague interne ont des valeurs d'IRFI qui peuvent être considérées comme du bruit si elles sont comparées au cas IRF. Le résultat de l'état avec défaut de bague interne met clairement en évidence la zone autour du roulement défectueux. Cependant, on remarque également une forte valeur de l'indicateur autour du point d'engrènement. La figure 62 montre le SES du signal focalisé sur ce point pour la configuration IRF.

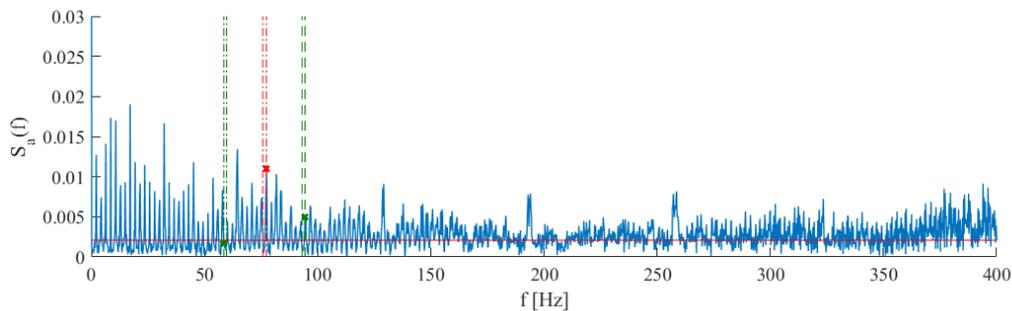


FIGURE 62 – SES du signal focalisé à l'engrènement et sélection des fréquences pour le calcul d'IRFI

À cette localisation, le spectre d'enveloppe comporte de nombreuses raies relatives aux fréquences de l'engrenage. En particulier, on observe un spectre de raie très important à la fréquence de coïncidence de l'engrenage, soit un huitième de la fréquence de rotation de l'arbre primaire. Ceci est expliqué par un léger écaillage présent sur une dent de la roue ainsi que sur le pignon sain. Il se trouve que, du fait de sa proximité avec la BPFI, une de ces harmoniques est

sélectionnée par l'algorithme de calcul d'IRFI. Ceci explique que la zone à proximité de l'engrenage soit mise en évidence. Une solution pour éviter ce genre de biais est de réduire la zone de recherche des fréquences. Cela minimise les chances d'inclure des harmoniques qui ne sont pas reliées directement au défaut, comme c'est le cas ici. À titre d'exemple, la figure 63 présente le même résultat, mais avec une taille de zone de recherche égale à 0.5% au lieu de 1%.

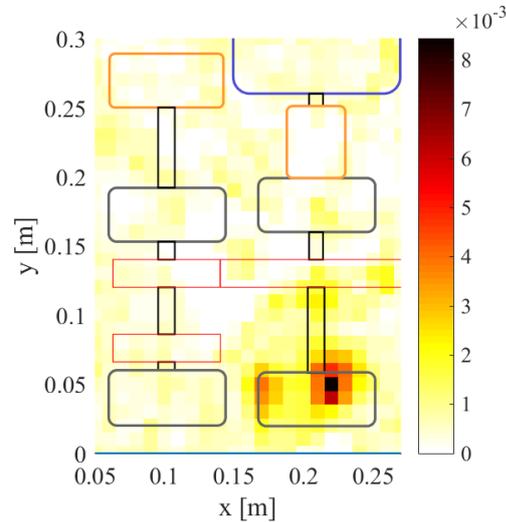


FIGURE 63 – Cartographies IRFI pour IRF\_v40\_I60 avec  $\kappa = 0.5\%$

Dans ce cas, le résultat est très clair : une zone restreinte autour du roulement défectueux est identifiée. De plus, l'engrènement ne ressort plus comme une zone avec un fort IRFI. Ceci montre l'influence des paramètres de calcul sur les résultats. De manière générale, si la valeur réelle de la fréquence de défaut est connue avec certitude, il est préférable de fixer la taille de la zone de recherche aussi petite que possible.

Dans cette partie, l'efficacité des indicateurs ORFI et IRFI a été démontrée sur un cas expérimental. La visualisation de ces indicateurs en fonction de l'espace présente plusieurs avantages par rapport aux indicateurs classiques de diagnostic. Le principal est la possibilité de cibler le défaut recherché. En effet, le fait de spécifier les fréquences du défaut permet de l'identifier clairement. Plus particulièrement, il est possible de distinguer les défauts de bague interne et externe. La robustesse face aux fausses alarmes a également été démontrée. Si un défaut non existant est recherché, les valeurs identifiées sont très faibles et peuvent être considérées comme du bruit. Il est intéressant de noter que l'indicateur ORFI peut également être utilisé pour détecter un défaut de dent sur un engrenage dans la mesure où la forme du spectre d'enveloppe est similaire à celle d'un défaut de roulement de bague externe. Ainsi, la méthode proposée dans cette partie se révèle être la plus prometteuse en termes de diagnostic par imagerie acoustique.

### 3.6 SYNTHÈSE

Dans ce chapitre, différentes techniques d'application de l'imagerie acoustique au diagnostic des machines tournantes ont été testées expérimentalement. Leurs avantages et inconvénients ont été mis en évidence à travers l'étude de trois types de défauts. Cette partie a pour but de les synthétiser et de les mettre en parallèle. Bien entendu, la généralisation des résultats obtenus dans ce chapitre n'est pas l'objectif recherché, dans la mesure où un seul mécanisme a été testé dans des conditions maîtrisées. Néanmoins, les conclusions ici apportées peuvent être étendues à d'autres mécanismes similaires.

Certains défauts mécaniques introduisent une perturbation importante de l'état vibratoire de la machine. C'est le cas du défaut d'engrenage. Lorsqu'une dent vient à manquer, l'augmentation du niveau vibratoire est conséquente et se remarque sur la plupart des indicateurs. Ce défaut peut être qualifié "d'évident à diagnostiquer" dans ses stades avancés. En effet, même les techniques les moins sophistiquées ont permis de le mettre en évidence, à l'image des cartographies de la variance qui se sont révélées inefficaces pour la détection de défaut de roulement. Le kurtosis réagit également à ce défaut et possède l'avantage de localiser plus précisément sa position. La visualisation des cartographies d'indicateurs de diagnostic suffit donc à traiter ce cas, bien que les autres méthodes aient détecté ce défaut avec succès.

Dans certains cas, le défaut est plus subtil à diagnostiquer dans la mesure où sa contribution est moindre à l'échelle du mécanisme. C'est le cas des défauts de roulements, qui n'introduisent pas une modification significative du rayonnement acoustique de la machine. Pour ces cas, il a été montré que la visualisation de la variance ne permet pas de détecter le défaut de manière systématique. La raison principale vient du masquage du défaut par d'autres composants de la machine qui rayonnent une énergie plus importante. En revanche, la visualisation du kurtosis permet de mettre en évidence les défauts de roulement si la bande de fréquence est choisie correctement. Si cette bande de fréquence est inconnue, la visualisation du kurtosis spectral en fonction de l'espace est conseillée. En effet, cette technique s'est montrée efficace pour identifier les fréquences sensibles à une augmentation du kurtosis lorsque le défaut est introduit. Son principal désavantage vient de la limitation à une dimension dans l'espace, ce qui dans la plupart des cas ne permet pas de balayer tous les points sensibles du mécanisme avec une seule cartographie.

La détection du défaut de roulement est également possible grâce à la technique des séparations de sources. Il a été montré que, si le roulement est défectueux, l'énergie qu'il rayonne appartient au champ résiduel. Son diagnostic est alors possible, sans pour autant identifier le type de défaut présent. Bien entendu, cette approche ne fonctionne pas si le défaut ne rayonne pas suffisamment, ce qui rejoint la limitation de la visualisation de la variance.

Enfin, le meilleur moyen de détecter les défauts de roulement est d'utiliser les indicateurs ORFI et IRFI. En effet, ces derniers permettent non seulement de localiser le défaut, mais également d'indiquer s'il s'agit d'une défaillance de la bague interne ou externe. Cependant, le calcul de ces indicateurs est plus conséquent car le spectre d'enveloppe doit être calculé en chaque point de focalisation. Encore une fois, ceux-ci fonctionnent dans la mesure où le défaut de roulement rayonne suffisamment pour que sa signature soit présente dans les signaux acoustiques.

## IMAGERIE PAR FONCTIONS DE TRANSFERT VIBROACOUSTIQUES

---

Ce chapitre se situe dans la continuité des précédents, en explorant la possibilité de coupler les mesures vibratoires avec l'imagerie acoustique en vue d'effectuer un diagnostic.

L'idée principale consiste à utiliser des mesures vibratoires issues d'accéléromètres placés sur la machine pour obtenir des cartographies similaires à celles fournies par l'imagerie acoustique. Les mesures acoustiques ne sont pas complètement écartées puisqu'elles sont utilisées dans une phase préliminaire qui consiste à obtenir les fonctions de transfert entre les accéléromètres et les microphones pendant le fonctionnement du mécanisme. Après cette étape, de nouvelles mesures peuvent être effectuées dans des conditions d'opération différentes. Ces mesures vibratoires peuvent être projetées sur une antenne fictive grâce aux matrices de fonctions de transfert préalablement estimées. Il s'agit de prédire au mieux le rayonnement acoustique de la structure à partir d'un nombre restreint de points de mesure vibratoire.

Les signaux obtenus seront ensuite utilisés dans un algorithme d'imagerie acoustique afin de calculer les cartographies d'indicateurs.

Bien que l'idée paraisse simple, de nombreux facteurs, intervenant à différentes étapes de calcul, peuvent influencer l'exactitude des résultats. Ceux-ci seront analysés tout au long de ce chapitre.

La motivation de cet axe de recherche est d'augmenter la capacité de détection de défaut sur les machines grâce à une méthode d'imagerie faisant intervenir les fonctions de transfert vibroacoustiques (FTVA) déjà construites entre l'antenne de microphones et des accéléromètres. Un des principaux désavantages des mesures acoustiques vient du rapport signal à bruit qui est souvent plus défavorable que dans le cas de mesures vibratoires. En effet, les mesures acoustiques sont très influencées par le milieu dans lequel elles sont effectuées. Il est rare que les machines industrielles soient placées dans un milieu optimisé pour les mesures acoustiques. Le temps de réverbération, la distance à la source, ou tout simplement le bruit ambiant sont autant de facteurs qui influencent le rapport signal à bruit. Les mesures vibratoires, quant à elles, sont moins sensibles à ces facteurs externes. On comprend alors pourquoi il est intéressant d'utiliser des accéléromètres pour optimiser le diagnostic par imagerie acoustique illustré dans les premiers chapitres. Enfin, l'antenne de microphones est nécessaire uniquement dans la phase de construction des fonctions de transfert. Par la suite, elle peut être retirée et les cartographies sont obtenues uniquement à partir d'un nombre restreint de mesures vibratoires. Ceci forme un intérêt majeur de la méthode développée dans ce chapitre.

La première partie du chapitre présente la façon dont les FTVA sont calculées. Dans la partie 4.2, l'algorithme qui intègre ces fonctions de transfert dans le beamforming est introduit. Ensuite, le protocole expérimental, similaire à celui du chapitre 3, est présenté. Les mesures effectuées forment la base de données utilisée dans ce chapitre. Une étude expérimentale des FTVA, et notamment des paramètres influençant les résultats, est proposée dans la partie 4.4. Pour finir, la dernière partie traite de l'analyse des cartographies obtenues grâce à l'imagerie par FTVA. Dans un premier temps, les cartographies de l'énergie sont comparées entre le beamforming classique et la méthode proposée. Ensuite, la possibilité de coupler l'imagerie par FTVA et les indicateurs introduits dans le chapitre précédent est explorée.

#### 4.1 CALCUL DES FTVA

Dans la partie 1.4, l'état de l'art concernant le calcul de fonction de transfert vibroacoustique et la théorie de la transmissibilité a été présenté. Quelques différences sont identifiables entre ces travaux et l'approche proposée. Dans notre cas, l'objectif est de pouvoir prédire les données acoustiques de l'antenne à partir de mesures vibratoires avec un nombre très limité d'accéléromètres. Dans les études précédemment citées, le maillage vibratoire est discrétisé en éléments surfaciques égaux dont la taille est reliée à la fréquence maximale d'étude. On comprend la difficulté d'effectuer un tel maillage sur une machine industrielle qui n'est pas spécialement plane. Les FTVA que nous souhaitons construire ne représentent donc plus des fonctions de Green à proprement parler. En revanche, on pourra montrer qu'il y a une équivalence entre ces deux approches si certaines conditions sont respectées. Finalement, les données mesurées permettant de calculer les fonctions de transfert seront obtenues durant le fonctionnement de la machine. Il sera alors question du choix des conditions d'opération qui optimisent les FTVA.

La figure 64 illustre le problème vibroacoustique adapté de la formulation intégrale (voir chapitre 1 partie 1.4). Les changements concernent principalement les points de mesures sur  $S$ , caractérisés par les points  $A$  (accéléromètres) et  $M$  (microphones). Les accéléromètres sont répartis de manière stratégique sur la surface tandis que les microphones représentent l'antenne utilisée.

Soit  $\alpha_i$  ( $i \in [1, \dots, I]$ ) et  $p_j$  ( $j \in [1, \dots, J]$ ) respectivement les coefficients de Fourier de la mesure vibratoire au point  $A_i$  et acoustique au point  $M_j$ . Les mesures vi-

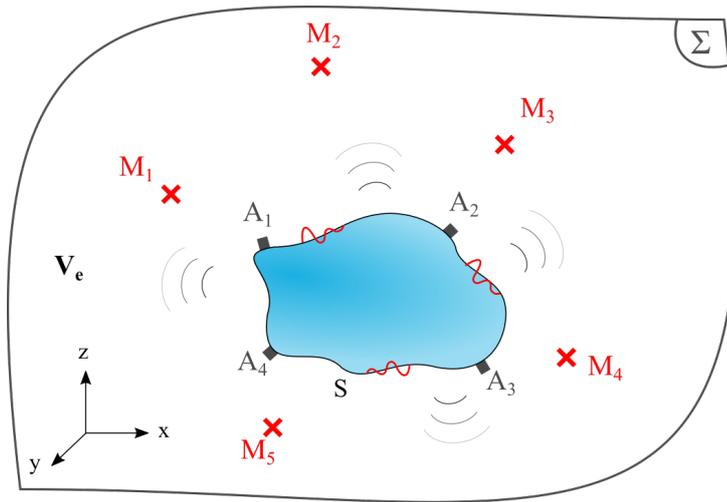


FIGURE 64 – Illustration du problème par FTVA

bratoires sont moins nombreuses que les mesures acoustiques ( $I < J$ ). On définit les vecteurs des coefficients de Fourier  $\mathbf{a}$  et  $\mathbf{p}$  à la pulsation  $\omega$  de la sorte :

$$\mathbf{a}(\omega) = \begin{bmatrix} a_1(\omega) \\ \vdots \\ a_i(\omega) \\ \vdots \\ a_I(\omega) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{p}(\omega) = \begin{bmatrix} p_1(\omega) \\ \vdots \\ p_j(\omega) \\ \vdots \\ p_J(\omega) \end{bmatrix} \quad (67)$$

La dépendance en  $\omega$  sera omise par la suite. Il est alors possible d'introduire la matrice des fonctions de transfert  $\mathbf{H}$  entre les mesures vibratoires et acoustiques de la façon suivante :

$$\mathbf{p} = \mathbf{H}\mathbf{a} \quad (68)$$

La matrice  $\mathbf{H}$  peut également être interprétée comme une matrice de transmissibilité entre les accélérations et les pressions mesurées. Dans ce contexte, les accéléromètres sont sensés être représentatifs des efforts injectés dans le système, comme présenté dans la partie 1.4.2. Une matrice transfert  $\Phi$  entre ces efforts et leurs observations (accélérations) peut donc être introduite :

$$\mathbf{a} = \Phi \mathbf{f} \quad (69)$$

avec  $\mathbf{f}$  les coefficients de Fourier des efforts injectés qui sont inconnus (voir figure 9 p.35). De même, il est possible de relier ces efforts aux pressions à travers une matrice de transfert  $\Psi$ .

$$\mathbf{p} = \Psi \mathbf{f} \quad (70)$$

Les deux relations précédentes permettent d'écrire :

$$\mathbf{H} = \Psi \Phi^{-1} \quad (71)$$

En pratique, l'équation précédente n'est jamais utilisée puisque les matrices de transferts  $\Psi$  et  $\Phi$  ne sont pas accessibles. Cependant, elle met en évidence le fait que l'inversibilité de  $\Phi$  garantit l'unicité de la matrice des FTVA. Par ailleurs, l'équation 71 est primordiale dans la mesure où elle définit le modèle mathématique qui décrit la physique du mécanisme. Pour que cette relation soit bien posée, il faut que chaque accéléromètre représente exclusivement un effort et sa voie de transfert, ce qui implique que  $\Phi$  soit diagonale. En pratique, cela est rarement vrai et se traduit par le fait qu'un effort se propage à travers plusieurs voies de transfert du modèle. Ceci peut être interprété comme un couplage entre les différentes voies de transferts.

Introduisons les matrices des interspectres entre les accéléromètres et les microphones, définies de la même façon que dans l'équation 7 de la partie 1.1.1.

$$\mathbf{S}_{pa} = \begin{bmatrix} S_{p_1 a_1} & \cdots & S_{p_J a_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{p_1 a_I} & \cdots & S_{p_J a_I} \end{bmatrix} \quad (72)$$

La matrice interspectrale entre les microphones  $\mathbf{S}_{pp}$  et celle entre les accéléromètres  $\mathbf{S}_{aa}$  sont définies de la même façon. Une multiplication de 68 par  $\mathbf{a}^*$  permet d'écrire

$$\mathbf{S}_{pa} = \mathbf{H} \mathbf{S}_{aa} \quad (73)$$

De la même façon, en multipliant 68 par  $\mathbf{p}^*$ , égale à  $(\mathbf{H}\mathbf{a})^*$ , on obtient

$$\mathbf{S}_{pp} = \mathbf{H} \mathbf{S}_{aa} \mathbf{H}^* \quad (74)$$

Bien que les équations 73 et 74 soient équivalentes, leur rôle sera différent par la suite. La première a pour but l'estimation de la matrice  $\mathbf{H}$  à partir d'une condition opérationnelle de la machine. La seconde, quant à elle, permettra de calculer la matrice interspectrale des pressions à partir d'un nouvel état vibratoire. Dans la suite du manuscrit, cette matrice estimée à partir de  $\mathbf{H}$  est notée  $\tilde{\mathbf{S}}_{pp}$ . La matrice des FTVA est calculée à partir de 73 :

$$\mathbf{H} = \mathbf{S}_{pa} \mathbf{S}_{aa}^{-1} \quad (75)$$

L'équation précédente correspond à l'estimateur  $H_1$  de la matrice des fonctions de transfert [91] qui est non biaisé dans le cas de présence de bruit uniquement sur la sortie (microphones). Il est intéressant de noter que  $\mathbf{H}$  estimée

de la sorte ne permet de synthétiser que la part des pressions cohérente avec les accéléromètres. Ceci est un avantage dans les configurations où d'autres sources acoustiques perturbatrices non reliées à la machine sont présentes. Dans ce cas, la matrice des fonctions de transfert a un effet débruitant qui permet de se défaire de ces sources secondaires.

L'équation 75 implique l'inversion de la matrice  $\mathbf{S}_{aa}$ , ce qui la catégorise dans le domaine des problèmes inverses. L'existence et surtout l'unicité de la solution d'un tel problème ne sont pas garanties, dans la mesure où la matrice à inverser est bâtie expérimentalement et est donc entachée d'erreur de mesure. Cela se traduit par un mauvais conditionnement de la matrice et donc par une grande instabilité de la solution face à de petites variations dans les données. De plus,  $\mathbf{S}_{aa}$  doit être de plein rang pour être inversible. Ceci suppose une indépendance entre ses lignes, ce qui implique que les différentes voies d'acquisition soient décorréélées.

Comme indiqué dans le chapitre 1, il est possible d'améliorer l'inversibilité de  $\mathbf{S}_{aa}$  en utilisant une configuration opérationnelle non stationnaire pour la bâtir. De plus, le nombre d'accéléromètres utilisé est un paramètre crucial, car ces derniers doivent être représentatifs des voies de transferts entre les vibrations du mécanisme et les pressions mesurées. Une analyse des voies de références significatives est proposée par la suite.

#### 4.2 BEAMFORMING PAR FTVA

L'objectif est d'utiliser les FTVA pour simuler des mesures acoustiques. Ces mesures fictives servent par la suite dans un algorithme d'imagerie acoustique. L'idée est d'intégrer la matrice  $\mathbf{H}$  à l'algorithme de beamforming, présenté dans la partie 1.1.2, et dont la forme quadratique est rappelée ci-après.

$$Q_n = \mathbf{W}_n^* \mathbf{S}_{pp} \mathbf{W}_n \quad (76)$$

$n$  correspond à l'indice de la source considérée. Ainsi, il est possible d'injecter  $\mathbf{S}_{aa}$  à partir de l'équation 74. L'équation 76 devient

$$Q_n = \mathbf{W}_n^* \mathbf{H} \mathbf{S}_{aa} \mathbf{H}^* \mathbf{W}_n \quad (77)$$

La source  $n$  peut être déterminée à partir de la connaissance de la FTVA préalablement estimée et des mesures des accéléromètres. Bien entendu, les erreurs d'estimation de la matrice  $\mathbf{H}$  se répercutent sur  $Q_n$ . On comprend alors l'intérêt d'optimiser la façon dont la matrice des FTVA est obtenue.

Par ailleurs, les méthodes de détection de défaut par imagerie acoustique présentées dans ce manuscrit sont basées sur les signaux temporels des sources identifiées. Pour pouvoir appliquer ces méthodes, un algorithme de beamfor-

ming basé sur la FFT est utilisé. La forme non quadratique du beamforming est la suivante :

$$q_n = \mathbf{W}_n^* \mathbf{p} \quad (78)$$

$\mathbf{p}$  étant le vecteur des coefficients de Fourier des pressions mesurées. La matrice des FTVA relie cette grandeur à son équivalent sur les accéléromètres  $\mathbf{a}$ .

$$\mathbf{p} = \mathbf{H} \mathbf{a} \quad (79)$$

Dans l'équation précédente, toutes les quantités dépendent de la fréquence. Comme indiqué, les grandeurs  $\mathbf{p}$  et  $\mathbf{a}$  représentent la FFT des signaux temporels des pressions et des accélérations. Leur dimension dépend de la longueur du signal, qui est très probablement différente de la dimension fréquentielle de  $\mathbf{H}$ , qui elle correspond à la taille de la fenêtre utilisée pour calculer les spectres. Ainsi, une étape supplémentaire consistant à interpoler la matrice des FTVA sur la base fréquentielle des FFT des pressions doit être effectuée avant d'appliquer le beamforming. Enfin, l'injection de 79 dans 78 permet d'écrire :

$$q_n = \mathbf{W}_n^* \mathbf{H} \mathbf{a} \quad (80)$$

Une fois ce calcul effectué, une transformée de Fourier inverse permet de ramener  $q_n$  dans le domaine temporel. L'algorithme décrit par l'équation 80 est uniquement utilisé dans la partie 4.6 pour calculer les indicateurs. Lorsque les signaux temporels ne sont pas nécessaires, l'équation 76 est préférée.

### 4.3 PROTOCOLE EXPÉRIMENTAL

La méthode proposée dans les sous-parties précédentes est mise en œuvre sur un cas expérimental. Le mécanisme étudié est le même que celui du chapitre 3, présenté dans la partie 3.1.1. Des accéléromètres uniaxiaux et triaxiaux sont disposés sur la machine comme indiqué sur la figure 65.

La position des capteurs a été choisie de manière à décrire au mieux le rayonnement de la machine. De plus, rappelons qu'en vue de construire les fonctions de transfert vibroacoustiques en opération, il faut que ces accéléromètres représentent les efforts injectés dans le mécanisme. Assez naturellement, des accéléromètres triaxiaux sont placés sur les quatre paliers de la machine. En complément, deux accéléromètres sont positionnés sur la tôle qui supporte la machine. Il y a donc 14 voies de référence.

À ce stade, il n'est pas sûr que toutes les données enregistrées soient retenues pour l'établissement des FTVA. Dans la suite du manuscrit, la mesure  $a_{ix}$  se réfère à l'accéléromètre au point  $i$  dans la direction  $x$ .

Bien entendu, des mesures acoustiques sont également effectuées. L'antenne de microphones et sa position sont inchangées par rapport au chapitre précédent (voir partie 3.1.2). Les configurations étudiées sont également les mêmes, à

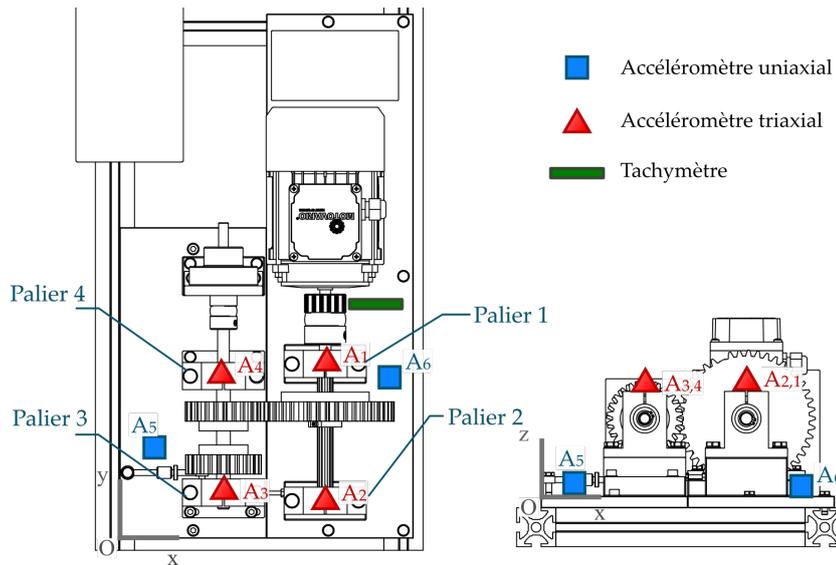


FIGURE 65 – Position des capteurs

savoir :

- Configuration de référence, sans génération de défaut
- Défaut d'engrenage, dent manquante sur le pignon
- Défaut de roulement de bague interne sur le palier 2
- Défaut de roulement de bague externe sur le palier 2

Ces configurations, liées à l'état de la machine, sont couplées avec des conditions de fonctionnement. En plus des vitesses et couples stationnaires déjà évoqués dans la partie 3.1.3, des configurations non stationnaires sont ajoutées. Ces dernières sont composées d'une séquence de *run-up* (ou *run-down*), puis d'une seconde séquence d'augmentation (ou diminution) du couple résistant imposé par le frein. La durée d'acquisition pour ces cas varie entre 25 et 30 secondes, car les paramètres de vitesse et de couple sont gérés manuellement. Pour plus de simplicité, la dénomination des configurations reste la même que dans le chapitre 3 : *Conf\_vX\_IY*. La première partie (*Conf*) fait référence à la configuration considérée, tandis que X et Y sont respectivement les consignes de vitesses et d'intensité du frein. Dans le cas d'un couple ou vitesse variable, la partie "vX\_IY" est simplement remplacée par "ru" (*run-up*) ou "rd" (*run-down*). Rappelons les acronymes faisant référence aux configurations :

Acronyme	Configuration
H	Référence ( <i>Healthy</i> )
GF	Défaut d'engrenage ( <i>Gear Fault</i> )
ORF	Défaut de bague externe ( <i>Outer Race Fault</i> )
IRF	Défaut de bague interne ( <i>Inner Race Fault</i> )

Tableau 8 – Noms utilisés pour les configurations de la machine

Les accéléromètres utilisés ont une bande passante allant jusqu'à 10 kHz. Cette dernière représente donc la fréquence maximale d'étude dans la partie suivante.

#### 4.4 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES FTVA

Dans cette partie du chapitre, les propositions théoriques présentées précédemment seront testées expérimentalement. L'objectif est de prédire la matrice interspectrale des pressions  $\mathbf{S}_{pp}$  à partir des mesures des accéléromètres ainsi que des FTVA établies au préalable.

Il est question de mesurer l'influence de différents paramètres sur la précision de la reconstruction des mesures acoustiques. Le premier critère identifié est le nombre d'accéléromètres utilisé pour estimer  $\mathbf{H}$  (équation 75). Deuxièmement, il est possible d'estimer cette même matrice à partir de différentes combinaisons de mesures de manière à recouvrir au mieux les différents états vibratoires de la machine. Dans ce cas, la matrice  $\mathbf{S}_{aa}$  est simplement moyennée sur l'ensemble des états opératoires :

$$\mathbf{S}_{aa} = \frac{1}{n_{op}} \sum_{i=1}^{n_{op}} \mathbf{S}_{aa}^{(i)} \quad (81)$$

$\mathbf{S}_{aa}^{(i)}$  étant la matrice interspectrale des accéléromètres correspondant à la condition d'opération  $i$  et  $n_{op}$  le nombre de mesures différentes retenu.

##### 4.4.1 Configurations testées

Du fait du grand nombre de configurations disponibles, il est difficile de présenter toutes les combinaisons existantes. Néanmoins, il est possible de distinguer trois classes de combinaisons représentatives de leur ensemble. Premièrement,  $\mathbf{H}$  peut être estimée à partir d'une configuration saine avec vitesse et couple résistant constant. La seconde possibilité est de l'estimer à partir de plusieurs configurations avec vitesse et couple non stationnaires. Pour finir, la dernière option est l'estimation à partir d'une configuration avec défaut d'engrenage et vitesse et couple non stationnaire. Ce dernier cas est considéré car la configuration avec défaut d'engrenage implique une modification de la géométrie du mécanisme (la roue menante est translatée de façon à engrener sur le pignon avec dent manquante). Le système étant modifié, il faut redéfinir les FTVA dans ce cas particulier. Pour plus de clarté, les noms des matrices des fonctions de transfert sont définis ci-dessous :

Nom	$n_{op}$	Configuration(s) utilisée(s)
$\mathbf{H}_{st}$	1	Stationnaire à partir de H_v50_I80
$\mathbf{H}_{ns}$	2	Non stationnaire saines, run-up et run-down
$\mathbf{H}_{gf}$	2	Défaut d'engrenage, run-up et run-down

Tableau 9 – Configurations pour le calcul des FTVA

La capacité de prédiction des mesures acoustiques à partir de ces différentes matrices est étudiée dans la suite.

L'objectif final est d'estimer la matrice interspectrale des pressions qui permettra d'appliquer l'algorithme de beamforming. Rappelons l'équation qui permet son calcul à partir de la matrice interspectrale des accéléromètres  $\mathbf{S}_{aa}$  et des FTVA.

$$\tilde{\mathbf{S}}_{pp} = \mathbf{H}\mathbf{S}_{aa}\mathbf{H}^* \quad (82)$$

Dans un premier temps, les matrices  $\mathbf{H}$  sont estimées à partir de différentes configurations du tableau 9. Ensuite,  $\tilde{\mathbf{S}}_{pp}$  (estimée) et  $\mathbf{S}_{pp}$  (mesurée) sont calculées sur une configuration cible. Comme indiqué précédemment,  $\mathbf{H}$  permet de reconstruire uniquement la partie des pressions cohérentes avec les accéléromètres. Il est nécessaire de comparer  $\tilde{\mathbf{S}}_{pp}$  à la partie de  $\mathbf{S}_{pp}$  cohérente avec  $\mathbf{S}_{aa}$ , qui est appelée par la suite  $\mathbf{S}_{pp}^c$ . Cette matrice est obtenue grâce à une analyse spectrale conditionnée de la matrice interspectrale des pressions mesurées. Cette méthode, proposée par Bendat [99], fait l'hypothèse qu'une partie des voies d'entrées (accéléromètres) représente les sources principales dont on veut séparer les contributions sur les voies restantes (microphones). Soit  $\mathbf{S}$  la matrice interspectrale des accéléromètres et des microphones combinés. Ceci permet de construire un vecteur  $\underline{S}_j$  qui représente la relation linéaire entre la voie  $j$  et l'ensemble des pressions :

$$\underline{S}_j = \frac{\mathbf{S}_{\bullet j}}{\sqrt{S_{jj}}} \quad (83)$$

$\mathbf{S}_{\bullet j}$  étant la  $j^{\text{ème}}$  colonne de la matrice interspectrale  $\mathbf{S}$ . Ceci permet de calculer une matrice interspectrale conditionnée par la voie  $j$ , notée  $\mathbf{S}^j$  :

$$\mathbf{S}^j = \mathbf{S} - \underline{S}_j \underline{S}_j' \quad (84)$$

Cette matrice peut ensuite servir de base pour calculer le conditionnement d'une autre voie  $k$ .

$$\underline{S}_{k \cdot j} = \frac{\mathbf{S}_{\bullet k}^j}{\sqrt{S_{kk}^j}} \quad (85)$$

ce qui amène à

$$\mathbf{S}^{k \cdot j} = \mathbf{S}^j - \underline{S}_{k \cdot j} \underline{S}_{k \cdot j}' \quad (86)$$

Ces opérations peuvent être répétées pour un certain nombre de voies de référence, ce qui permet d'écrire la matrice conditionnée sous la forme

$$\mathbf{S}^c = \underline{S}_j \underline{S}'_j + \underline{S}_{k,j} \underline{S}'_{k,j} + \underline{S}_{l,k,j} \underline{S}'_{l,k,j} + \dots \quad (87)$$

$\mathbf{S}_{pp}^c$  est obtenue en sélectionnant les lignes et les colonnes de la matrice  $\mathbf{S}^c$  qui correspondent aux microphones.

Afin d'estimer l'efficacité de reconstruction des pressions par la matrice des FTVA, il convient de comparer une grandeur estimée avec une grandeur mesurée. La moyenne de la diagonale des matrices  $\tilde{\mathbf{S}}_{pp}$  et  $\mathbf{S}_{pp}^c$ , qui sont respectivement notées  $\langle \tilde{\mathbf{S}}_{pp} \rangle$  et  $\langle \mathbf{S}_{pp}^c \rangle$ , seront comparées. Cette approche permet d'avoir une idée de la reconstruction des pressions sur tous les microphones en fonction de la fréquence. Dans les parties suivantes, la sensibilité de la méthode aux variations de différents paramètres est étudiée.

#### 4.4.2 Influence d'une décomposition en valeur propre

L'influence du nombre de voies de références (accéléromètres) sur  $\mathbf{H}_{st}$  est étudiée. L'idée consiste à analyser la précision de reconstruction des pressions en fonction des accéléromètres retenus. Cependant, cette méthode est très dépendante de l'ordre dans lequel les voies sont ajoutées. En effet, l'inversion de  $\mathbf{S}_{aa}$  est mise en défaut si les voies qu'elle contient sont très corrélées, ce qui est difficile à prévoir *a priori*. De ce fait, un ordre optimal d'ajout des accéléromètres n'est pas disponible. De plus, il est évident que de tester tous les ordres possibles n'est pas envisageable. Pour se défaire de ce biais, il est possible d'utiliser une décomposition en valeur propre (vp) de la matrice  $\mathbf{S}_{aa}$  en prenant tous les accéléromètres possibles. Ceci s'écrit sous la forme suivante :

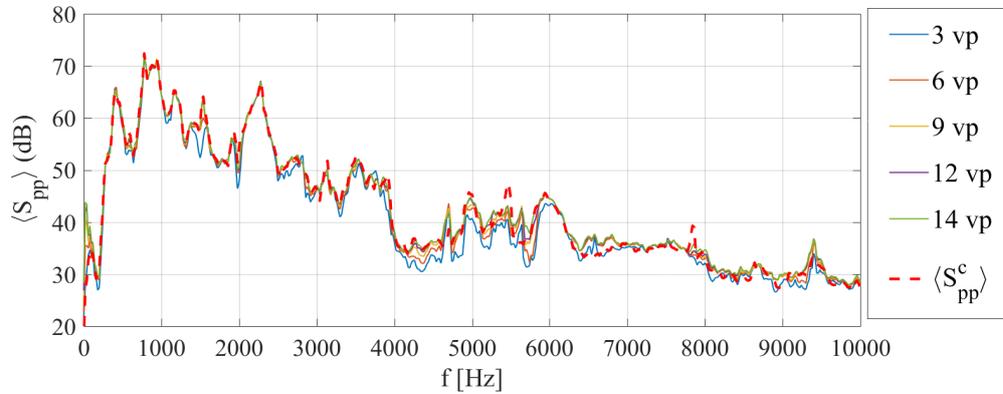
$$\mathbf{S}_{aa} = \mathbf{V} \mathbf{D}_{aa} \mathbf{V}^* \quad (88)$$

avec  $\mathbf{V}$  et  $\mathbf{D}_{aa}$  respectivement la matrice des vecteurs et valeurs propres. Cette décomposition permet de projeter les mesures sur une base diagonale et de trier les valeurs propres par ordre décroissant. Ainsi, les premières valeurs propres représentent les degrés de liberté dominants du système. Il est alors possible d'analyser l'erreur de reconstruction en fonction du nombre de valeurs propres utilisées dans  $\mathbf{S}_{aa}$ . L'ordre d'ajout des valeurs propres se fait en suivant leur ordre d'importance. En théorie, la reconstruction devrait être optimale lorsque la dernière valeur propre significative est incluse. Les valeurs propres suivantes, représentant le bruit, devraient alors détériorer les résultats. Cette analyse est effectuée sur les trois matrices des fonctions de transfert précédemment définies.

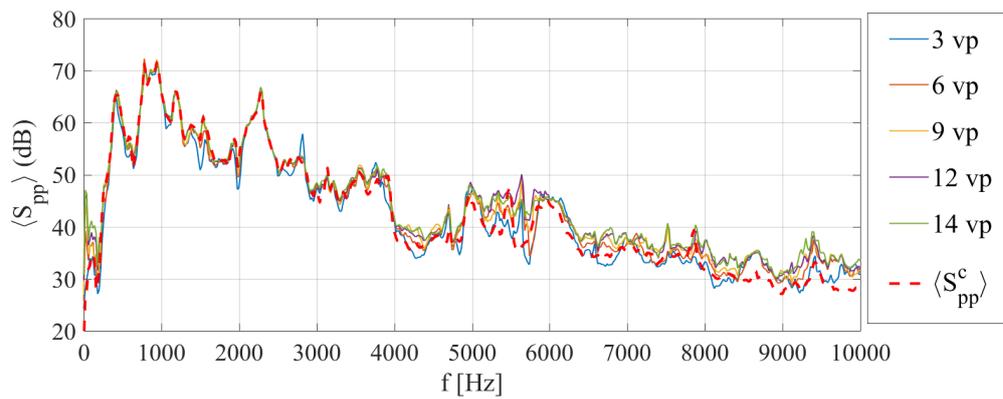
#### Étude de $\mathbf{H}_{st}$

La figure 66 représente  $\langle \tilde{\mathbf{S}}_{pp} \rangle$  en fonction du nombre de valeurs propres incluses dans  $\mathbf{H}_{st}$  ainsi que sa valeur exacte  $\langle \mathbf{S}_{pp}^c \rangle$  (pointillés rouges). Chaque

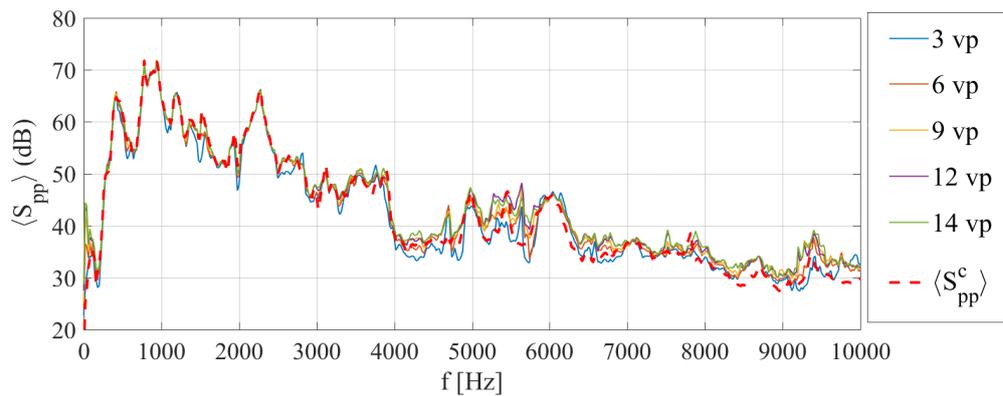
sous-figure représente une configuration cible différente, indiquée par son titre. L'ordre d'ajout des valeurs propres se fait par paquet de trois pour les 12 premières, puis les deux dernières sont ajoutées ensemble.



(a) H\_v40\_I60



(b) ORF\_v40\_I60



(c) IRF\_v40\_I60

FIGURE 66 – Reconstruction de différentes configurations à partir de  $\mathbf{H}_{st}$  en fonction des valeurs propres incluses

De manière générale, on observe que les tendances sont les mêmes quelle que soit la configuration cible. Pour toutes ces configurations, il est possible d'identifier trois zones fréquentielles sur lesquelles les résultats sont sensiblement différents.

Premièrement, en très basse fréquence (inférieure à 200 Hz) les résultats ne tirent aucun bénéfice de la multiplication des valeurs propres. Au contraire, la courbe la plus proche des observations réelles est celle qui inclut uniquement les trois premières valeurs propres. Le fait d'en rajouter fait chuter la capacité de reconstruction sur cette plage de fréquence. Ceci peut être expliqué par le fait qu'à ces fréquences, les modes de la structure peuvent être décrits uniquement à l'aide des premières valeurs propres du fait des longueurs d'onde considérées. Ainsi, le fait d'ajouter des valeurs propres apporte de l'information inutile dans  $\mathbf{S}_{aa}$ , ce qui affecte l'inversibilité et par conséquent les résultats.

La deuxième zone de fréquence remarquable est celle de 200 à 4000 Hz. On remarque que cette bande de fréquence présente la reconstruction la plus efficace, avec une erreur relativement petite. Même avec un petit nombre de valeurs propres, les courbes reconstruites sont assez proches de celle exacte. De plus, la convergence vers une reconstruction optimale est assez rapide puisqu'elle apparaît à partir de l'inclusion de la 6<sup>ème</sup> vp (courbe rouge).

Enfin, la dernière zone remarquable concerne les fréquences de 4 à 10 kHz. Ici, la précision de reconstruction varie entre les états défectueux et sain. En ce qui concerne l'état sain, les résultats sont satisfaisants sur la plupart des fréquences. On remarque tout de même que l'ajout de vp est bénéfique, notamment autour de 5 kHz où la reconstruction est sous-estimée pour la première courbe (bleue). Lorsque la configuration cible présente un défaut de roulement, les résultats sont moins satisfaisants. Pour ces configurations, on observe que le fait d'ajouter des vp fait converger les résultats vers une courbe décalée par rapport à celle attendue. La reconstruction est surestimée sur la plupart des fréquences de cette zone. Ceci peut être expliqué par la combinaison de deux phénomènes. Premièrement, la configuration utilisée pour calculer  $\mathbf{H}_{st}$  ne comporte pas de défaut. Il se peut que le défaut introduise une combinaison d'efforts qui n'existe pas dans l'état sain à ces fréquences et qui par conséquent n'est pas "apprise". De plus, le niveau global de pression chute après 4 kHz. Par conséquent, le bruit a une part plus importante dans le signal, ce qui apporte un biais plus important aussi bien dans l'estimation de  $\mathbf{H}$  que dans la reconstruction de  $\langle \mathbf{S}_{pp}^{\xi} \rangle$ . La combinaison de ces deux phénomènes peut expliquer une moins bonne reconstruction.

Un résultat intéressant commun à toutes les configurations cibles est qu'il n'y a pas "d'explosion" du spectre reconstruit qui pourrait traduire une défaillance du processus d'inversion. En effet, on s'attendrait à pouvoir déterminer les valeurs propres utiles de celles qui représentent le bruit de fond grâce à une défaillance des résultats après l'inclusion de la dernière vp utile. Ce phénomène n'apparaît pas ici, ce qui nous conduit à considérer que toutes les valeurs propres sont porteuses d'information.

Un paramètre à mettre en parallèle avec ces résultats est le conditionnement de la matrice  $\mathbf{S}_{aa}$ . Il représente le rapport entre la plus grande ( $\sigma_{\max}$ ) et la plus petite ( $\sigma_{\min}$ ) valeur propre de la matrice :

$$\kappa = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad (89)$$

De la même manière que pour les matrices spectrales moyennes, le conditionnement est représenté en fonction du nombre de valeurs propres prises en compte sur la figure 67.

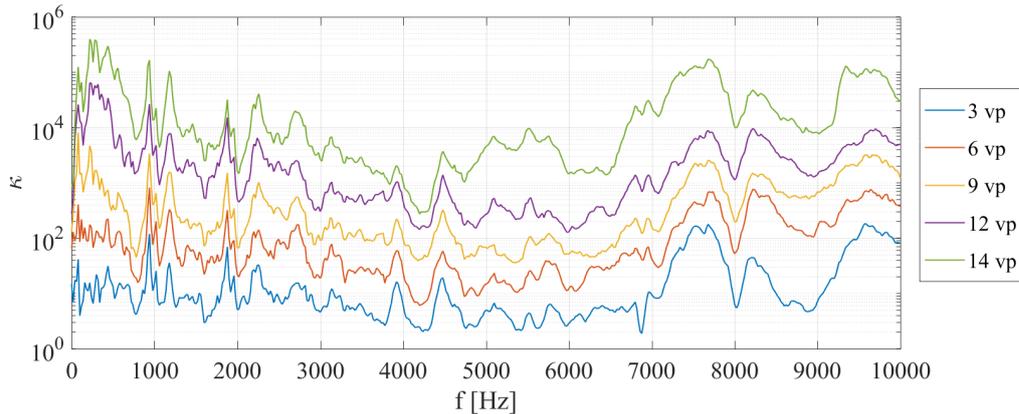


FIGURE 67 – Conditionnement de  $\mathbf{S}_{aa}$  utilisée pour calculer  $\mathbf{H}_{st}$  en fonction du nombre de valeurs propres

Comme attendu, plus le nombre de valeurs propres est grand, plus le conditionnement est important. L'augmentation du conditionnement évolue de manière constante lors de l'ajout des valeurs propres : un facteur 10 est observable entre les différentes courbes. À partir de l'inclusion de la 9<sup>ème</sup> vp (courbe jaune), le conditionnement devient en moyenne supérieure à  $10^3$  sans pour autant perturber complètement l'identification des pressions, à l'image des résultats précédents. Il semble donc que, malgré ce fort conditionnement, l'estimation de  $\mathbf{H}_{st}$  ne soit pas entachée d'erreurs suffisamment importantes pour perturber les résultats de reconstruction.

#### Étude de $\mathbf{H}_{ns}$

La figure 68 présente, comme précédemment, les spectres moyens des microphones reconstruits à partir de  $\mathbf{H}_{ns}$ .

Premièrement, on peut remarquer que les résultats ne sont pas complètement différents des précédents. Les trois zones fréquentielles citées gardent les mêmes particularités. En très basse fréquence (<200 Hz), les résultats sont légèrement meilleurs que pour le cas précédent, mais se détériorent également avec l'augmentation du nombre de valeurs propres prises en compte. Entre 200 et 4000 Hz, les erreurs de reconstruction sont du même ordre que pour  $\mathbf{H}_{st}$ . Finalement,

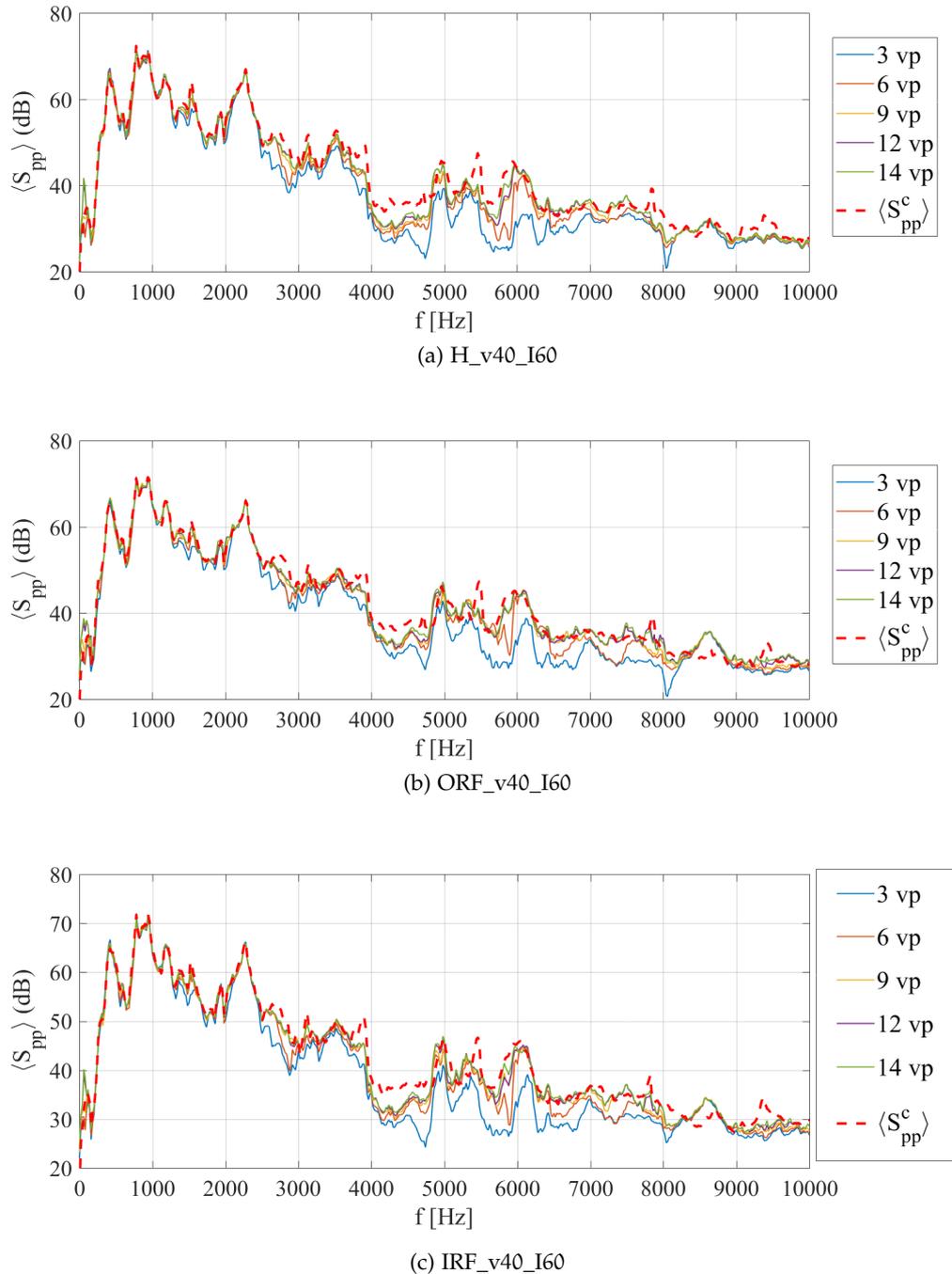


FIGURE 68 – Reconstruction de différentes configurations à partir de  $H_{ns}$  en fonction du nombre de valeurs propres

au-dessus de 4 kHz, plusieurs différences sont notables. Premièrement, les résultats de reconstruction présentent une faille entre 4 et 5 kHz, qui est particulièrement nette sur la configuration saine. Deuxièmement, la reconstruction n'est plus surestimée comme pour le cas précédent. En effet, l'augmentation du nombre de valeurs propres incluses fait converger les courbes calculées vers la courbe exacte. Enfin, une tendance inversée est remarquée par rapport au cas de

$\mathbf{H}_{st}$  : il semble que pour  $\mathbf{H}_{ns}$  la reconstruction soit meilleure pour les configurations avec défaut de roulement. Ceci montre l'intérêt d'utiliser une configuration non stationnaire pour estimer  $\mathbf{H}$ . En effet, dans une configuration de type *run-up*, les modes de vibrations correspondant à toute la plage de vitesse sont balayés. De ce fait,  $\mathbf{S}_{aa}$  contient plus d'information utile qui correspond à l'apprentissage des modes non sollicités dans une configuration stationnaire. Il semble que cette information soit également utile à l'identification des pressions rayonnées par une configuration avec défaut de roulement.

En dehors de ces remarques, les écarts de reconstruction sont du même ordre pour  $\mathbf{H}_{st}$  et  $\mathbf{H}_{ns}$ . Pour s'en convaincre, le conditionnement de  $\mathbf{S}_{aa}$  est affiché en fonction du nombre de valeurs propres utilisées pour estimer  $\mathbf{H}_{ns}$  (figure 72).

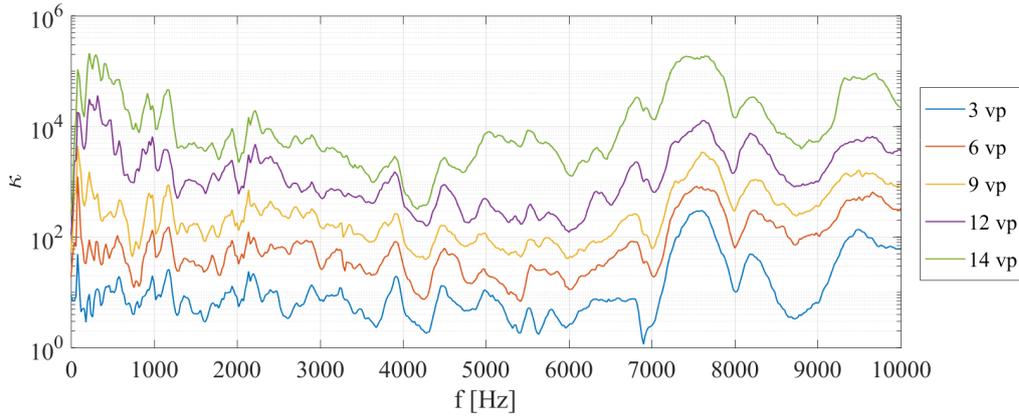


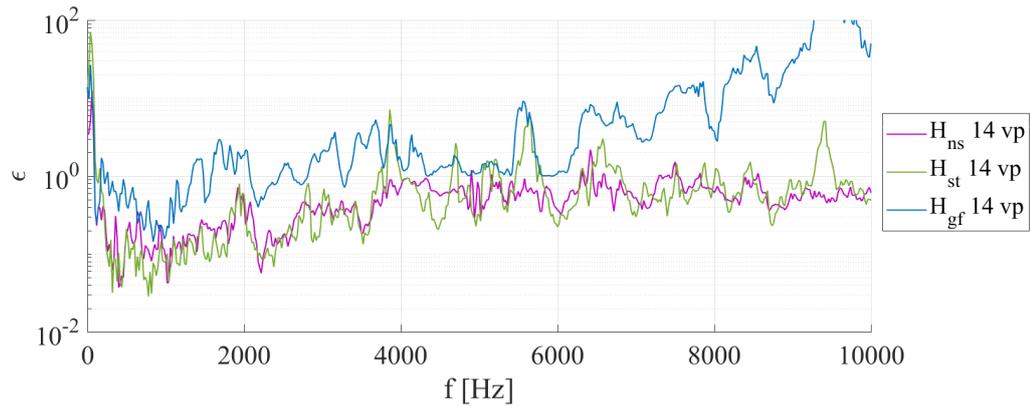
FIGURE 69 – Conditionnement de  $\mathbf{S}_{aa}$  utilisée pour calculer  $\mathbf{H}_{ns}$  en fonction du nombre de valeurs propres

Bien que moins de "pics" soient présents, le conditionnement reste très proche de celui observé pour la configuration stationnaire. D'après ces résultats, il semble donc qu'il soit plus intéressant de garder toutes les valeurs propres pour l'estimation de la matrice des FTVA. Afin d'estimer plus précisément les différences entre la reconstruction par  $\mathbf{H}_{ns}$  et  $\mathbf{H}_{st}$ , la distance entre la moyenne des autospectres mesurés et celle prédite peut être analysée. Cette distance peut être interprétée comme une erreur de reconstruction, et est calculée comme il suit :

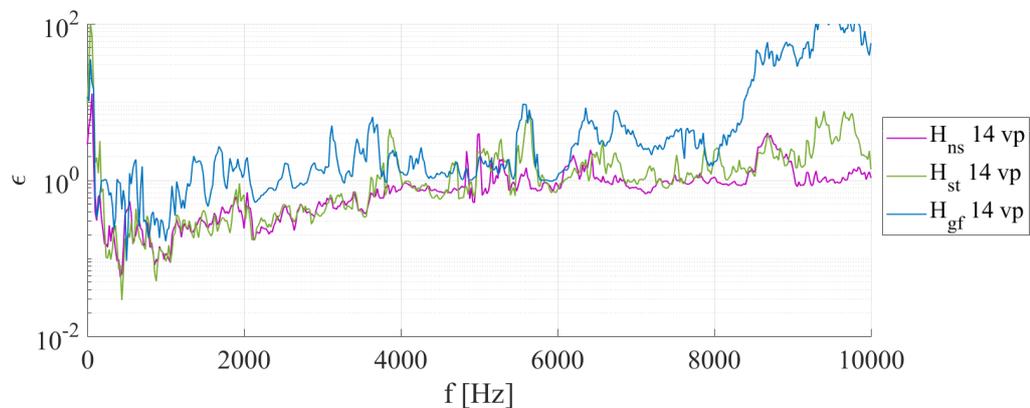
$$\epsilon = \frac{\|\langle \tilde{\mathbf{S}}_{pp} \rangle - \langle \mathbf{S}_{pp}^c \rangle\|_f}{\|\langle \mathbf{S}_{pp}^c \rangle\|_f} \quad (90)$$

$\|\cdot\|_f$  étant la norme de Frobenius. La figure 70 affiche cette erreur avec 14 vp considérées et pour les trois configurations cibles à  $v = 30$ .

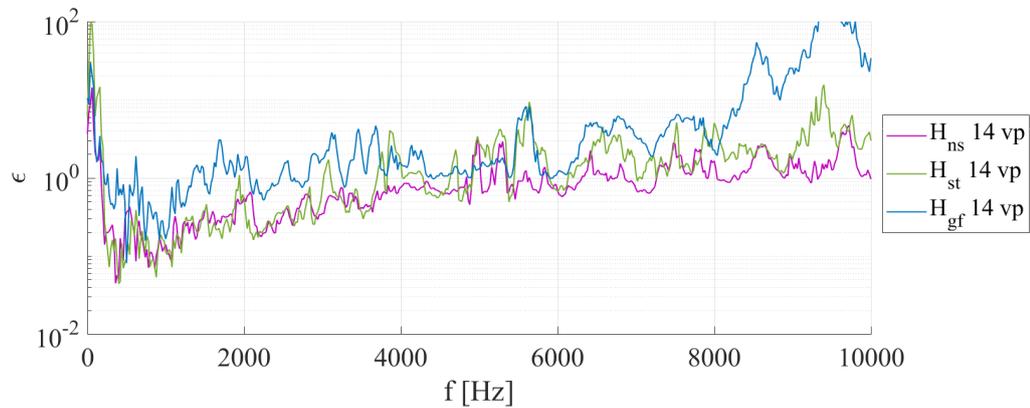
Les erreurs obtenues par reconstruction avec  $\mathbf{H}_{gf}$  sont également affichées. Ceci permet de confirmer que le déplacement de la roue a un impact conséquent sur la reconstruction des pressions. Pour toutes les configurations cibles, la courbe de  $\mathbf{H}_{gf}$  est au dessus des deux autres pour toutes les fréquences. Consi-



(a) H\_v30\_I60



(b) IRF\_v30\_I60



(c) ORF\_v30\_I60

FIGURE 70 – Erreur de reconstruction pour  $\mathbf{H}_{ns}$  et  $\mathbf{H}_{st}$  avec 14 vp sur différentes configurations

dérer le défaut d'engrenage comme une configuration à part entière est donc justifié.

En ce qui concerne les erreurs obtenues avec les deux autres matrices des FTVA, les résultats dépendent beaucoup de la fréquence. En basses fréquences, il

semble que les erreurs soient équivalentes pour  $\mathbf{H}_{ns}$  et  $\mathbf{H}_{st}$ . Cependant, quelques différences sont identifiables en plus hautes fréquences. En effet, la matrice  $\mathbf{H}_{ns}$  donne de meilleurs résultats au dessus de 4 kHz, et ce pour toutes les configurations cibles. Sur les courbes des erreurs dues à  $\mathbf{H}_{st}$ , des pics plus importants sont présents à certaines fréquences. Ceci est particulièrement le cas sur la configuration saine (figure 70a). Cette difficulté de reconstruction peut être en partie expliquée par le fait que la configuration cible comporte une vitesse bien inférieure ( $v = 30$ ) à celle qui était utilisée pour construire  $\mathbf{H}_{st}$  ( $v = 50$ ). L'utilisation d'une configuration avec vitesse constante pour construire la matrice des FTVA est donc remise en cause. Pour cette raison,  $\mathbf{H}_{ns}$  avec toutes ses valeurs propres est la matrice retenue dans la suite de ce chapitre pour reconstruire les configurations autres que le défaut d'engrenage.

### Étude de $\mathbf{H}_{gf}$

Les résultats relatifs à la dernière matrice des FTVA considérées dans cette étude sont analysés. Rappelons que cette dernière matrice est considérée car elle concerne une géométrie du mécanisme différente. En effet, la roue menante est translaturée sur son axe pour pouvoir engrener avec le pignon défectueux. Les seules configurations cibles d'études sont donc celles comportant un défaut d'engrenage. Ainsi, une seule configuration cible est considérée pour l'étude des valeurs propres nécessaires. Les matrices interspectrales moyennes des pressions reconstruites sont affichées sur la figure 71 en fonction des valeurs propres considérées.

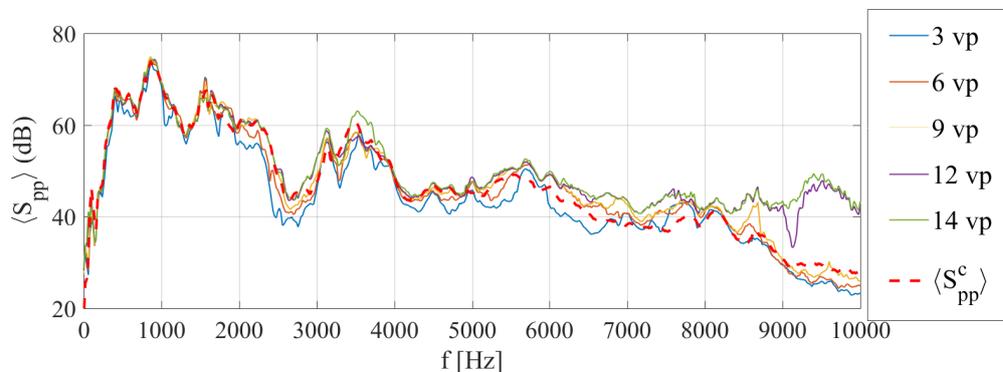


FIGURE 71 – Reconstruction de GF\_v40\_I60 à partir de  $\mathbf{H}_{gf}$  en fonction du nombre de valeurs propres

Pour ce cas, la courbe se rapprochant le plus de la valeur réelle n'est plus celle qui comporte toutes les valeurs propres. En effet, on remarque que les écarts ont tendance à diminuer en ajoutant les premières valeurs propres, puis augmentent à nouveau entre la courbe de 9 et 12 valeurs propres. Ceci est particulièrement remarquable au-dessus de 8 kHz, zone pour laquelle les deux dernières courbes surestiment clairement les pressions identifiées. Le conditionnement de  $\mathbf{S}_{aa}$  est également affiché sur la figure 72. Les écarts entre les différentes courbes de

conditionnement sont du même ordre, ce qui ne laisserait pas imaginer le problème de reconstruction observé au-dessus de 8 kHz.

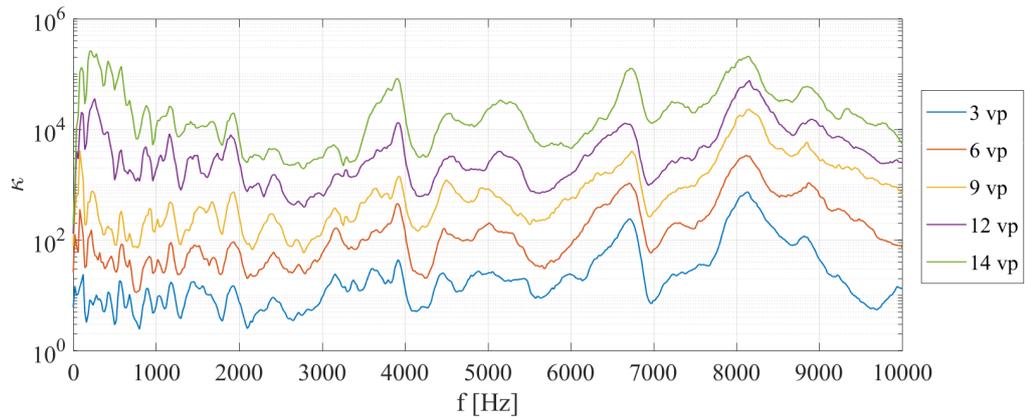


FIGURE 72 – Conditionnement de  $S_{aa}$  utilisée pour calculer  $H_{gf}$  en fonction du nombre de valeurs propres

Dans ce cas, il est difficile d'estimer le nombre de valeurs propres nécessaire à une reconstruction optimale si les mesures réelles ne sont pas disponibles.

Dans la suite du chapitre, uniquement les 9 premières valeurs propres sont utilisées dans  $H_{gf}$ .

#### 4.5 COMPARAISON DES CARTOGRAPHIES

L'influence du nombre de valeurs propres prises en compte sur la qualité des résultats de reconstruction a été étudiée précédemment. Il s'agit maintenant de comparer les cartographies obtenues par beamforming classique avec celles obtenues grâce aux fonctions de transfert vibroacoustiques. Dans un premier temps, les grandeurs du beamforming quadratique sont comparées avec la reconstruction par FTVA (équations 76 et 77). Encore une fois, les résultats obtenus par beamforming classique sont conditionnés de manière à garder uniquement la partie des signaux microphoniques qui est cohérente avec les accéléromètres.

La zone d'identification est similaire à celle du chapitre 3, englobant les quatre paliers et étant à 1 cm au-dessus de l'arbre. Il a été montré que la précision de la reconstruction varie fortement en fonction de la fréquence. Il est alors question de choisir attentivement les bandes de fréquences pour la comparaison des cartographies.

Premièrement, trois bandes de fréquences de visualisation sont sélectionnées. Elles sont réparties pour que chacune représente une partie du domaine fréquentiel d'étude : il s'agit des bandes [1-2], [4-5] et [8-10] kHz. Pour les deux premières, le conditionnement est situé entre  $10^3$  et  $10^4$  tandis que la dernière présente un conditionnement en moyenne supérieur à  $10^4$ . La figure 73 regroupe les cartographies issues du beamforming classique (gauche) et par FTVA (droite)

pour ces différentes plages de fréquences avec H\_v40\_I60 comme configuration cible.

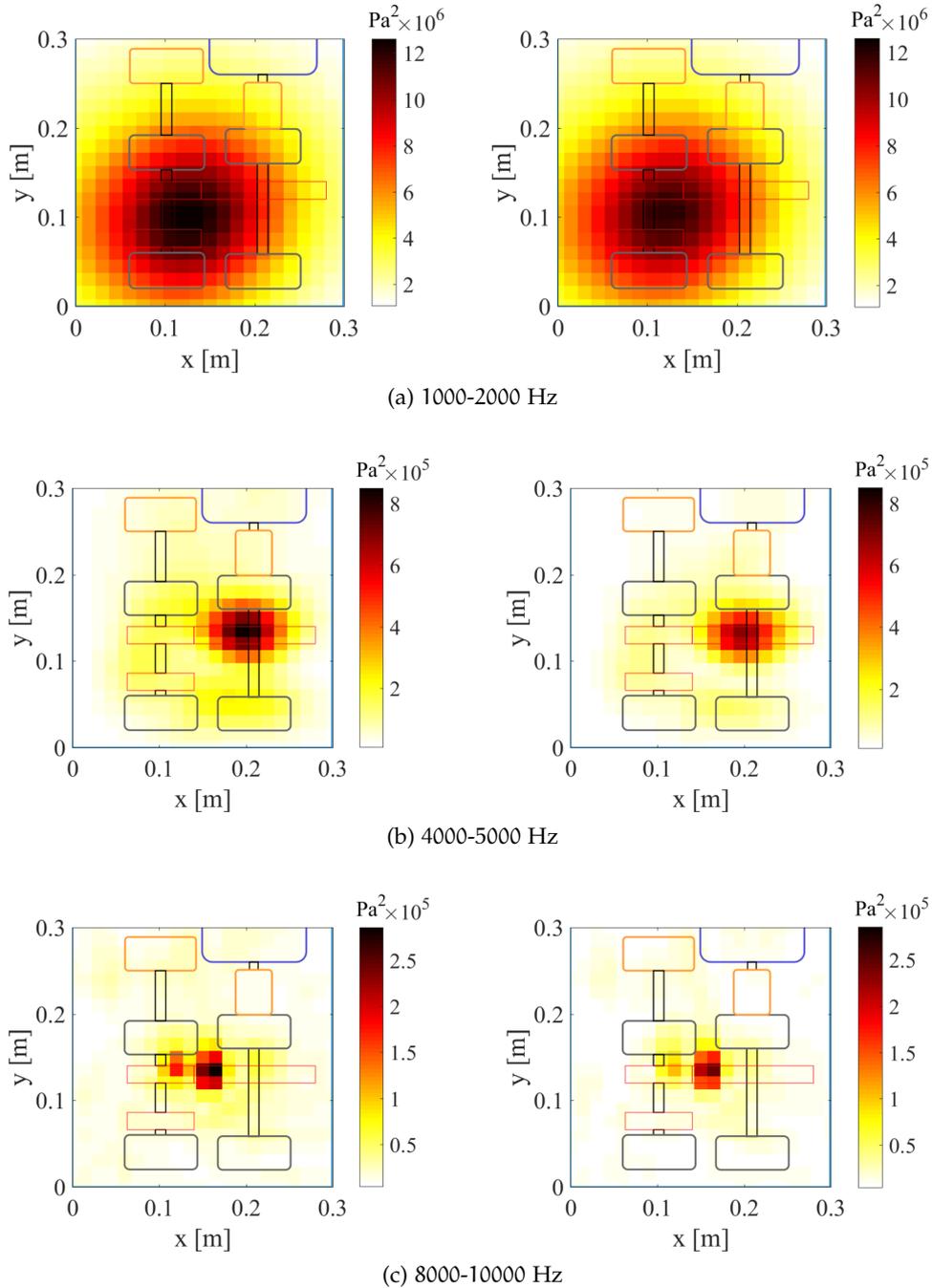


FIGURE 73 – Comparaison des cartographies sur H\_v40\_I60 - Beamforming (gauche) FTVA (droite)

Les résultats en basses fréquences (figures 73a) souffrent du mauvais pouvoir de localisation du beamforming. Bien que les sources identifiées recouvrent une zone étendue, on remarque une bonne similitude entre le beamforming et l'imagerie par FTVA aussi bien en termes de localisation que de quantification.

La figure 73b montre les résultats sur [4-5] kHz. La localisation de l'imagerie par FTVA reste en accord avec le beamforming classique. La quantification est cependant légèrement sous-estimée par la FTVA.

Enfin, les résultats de la zone en plus haute fréquence sont représentés sur la figure 73c. Dans ce cas, quelques différences de localisation entre les cartographies obtenues par beamforming et FTVA sont identifiables. La source principale est bien identifiée tandis que la source secondaire localisée à proximité du pignon est presque invisible sur la cartographie FTVA.

De manière générale, les cartographies reconstruites par FTVA fournissent des résultats pertinents. On retrouve des cartographies similaires même si la quantification n'est pas exacte. On remarque également un lien entre un conditionnement élevé et certaines erreurs de reconstruction, à l'image de la figure 73c qui représente la bande de fréquence avec le plus haut conditionnement.

La figure 74 présente les mêmes résultats que précédemment mais pour une configuration cible avec défaut de roulement de bague externe (ORF\_v40\_I60). La comparaison des cartographies de beamforming classique avec celles de l'imagerie par FTVA conduit aux mêmes conclusions que pour la reconstruction de H\_v40\_I60 à quelques exceptions près.

On remarque notamment que pour les figures 74b et 74c la source n'est plus sous-estimée mais surestimée. En effet, on remarque une valeur plus importante pour la source identifiée par FTVA sur ces deux plages de fréquences. Ce résultat est à mettre en parallèle avec la figure 68 qui présentait les matrices interspectrale des pressions estimées et réelles. On remarque que sur les plages de fréquence [4-5] kHz l'écart entre la valeur réelle et estimée est localement important. Ceci est également observable autour de 8.5 kHz ainsi que 9.5 kHz. Ces écarts représentent des erreurs d'estimation et se répercutent forcément sur l'imagerie par FTVA. Ils expliquent donc pourquoi les grandeurs des sources identifiées ne sont plus en accord.

Des erreurs de reconstruction encore plus importante ont été observées lorsque  $\mathbf{H}_{st}$  était utilisée pour reconstruire une configuration défectueuse. Pour ce cas, la matrice interspectrale des pressions était surestimée en haute fréquence. La figure 75 montre le même résultat que 74c mais identifié grâce à  $\mathbf{H}_{st}$ .

Encore une fois, les erreurs de reconstruction des pressions se répercutent directement sur les résultats. Cette fois-ci, les cartographies présentent des écarts aussi bien en termes de localisation qu'en termes de quantification. Ce résultat confirme qu'il est difficile de reconstruire une cartographie d'un état qui n'a pas été pris en compte lors de la construction de la matrice des fonctions de transfert vibroacoustiques. Ils confirment également que  $\mathbf{H}_{ns}$  donne de meilleurs résultats que  $\mathbf{H}_{st}$ .

Finalement, les résultats de reconstruction sont également présentés pour le cas du défaut d'engrenage. Ceux-ci sont affichés sur la figure 76.

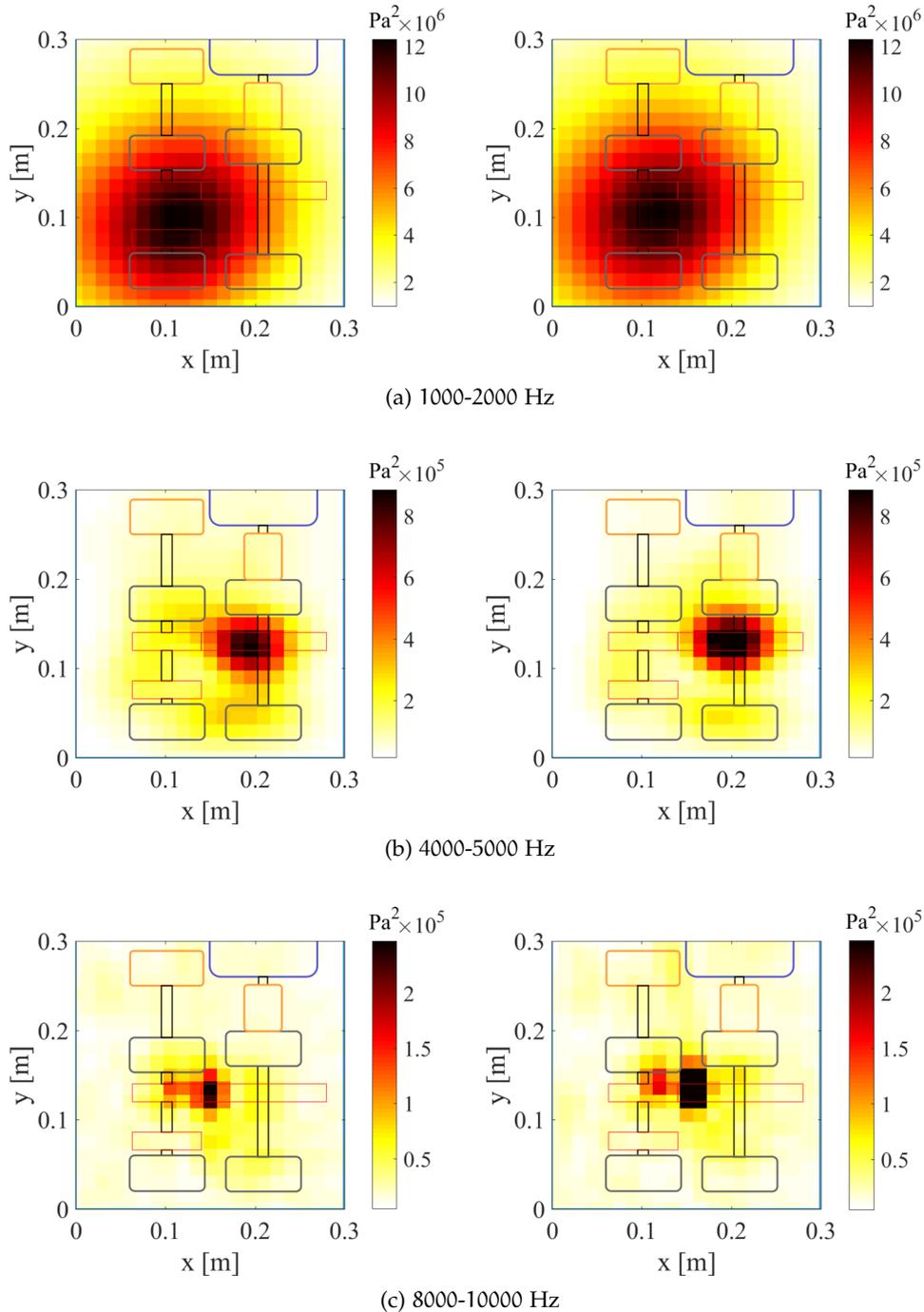


FIGURE 74 – Comparaison des cartographies sur ORF\_v40\_I60 - Beamforming (gauche) FTVA (droite)

Les cartographies affichées pour les deux premières bandes de fréquences sont satisfaisantes. On remarque tout de même que la taille de la source localisée pour la bande de fréquence [1-2] kHz est plus étendue sur la cartographie FTVA. En ce qui concerne les résultats sur [4-5] kHz, la forme de la source localisée est légèrement différente bien que l'ordre de grandeur de la quantification soit similaire. Enfin, les résultats sur [8-10] kHz présentent des écarts plus importants. Ils

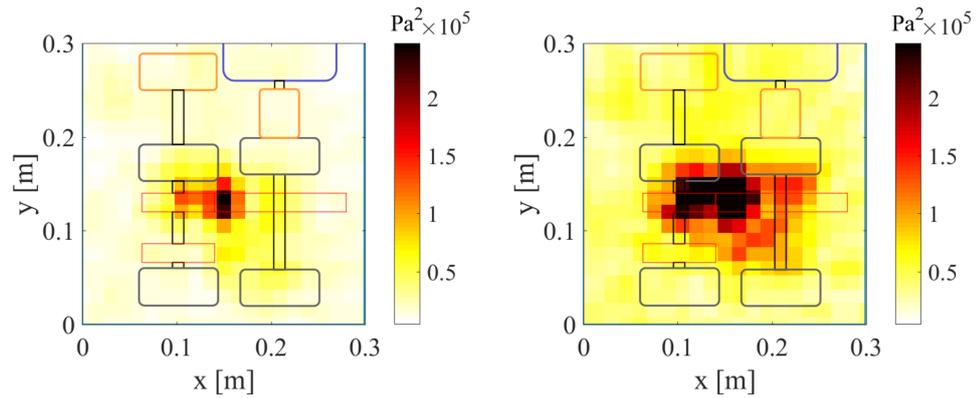


FIGURE 75 – Comparaison des cartographies sur ORF\_v40\_I60 à partir de  $\mathbf{H}_{st}$  - Beamforming (gauche) FTVA (droite) sur 8000 - 10000 Hz

peuvent être expliqués par la surestimation de la pression rayonnée autour de 8.6 kHz qui est notable sur la courbe des 9 vp de  $\mathbf{H}_{gf}$  (figure 71). De ce fait, cette erreur de reconstruction est répercutée sur la cartographie.

En conclusion, les cartographies obtenues par FTVA sont relativement en accord avec les résultats du beamforming classique. Même si la localisation ou la quantification peuvent varier légèrement, on retrouve bien les mêmes sources localisées aux mêmes endroits dans les deux cas. De plus, il a été montré que les résultats sont comparables même en plus hautes fréquences où le conditionnement est le plus mauvais. Ces résultats sont donc encourageants en vue d'utiliser cette méthode pour de la localisation de source. Cependant, il a déjà été montré que l'analyse de l'énergie rayonnée n'est pas toujours le meilleur moyen d'effectuer un diagnostic par imagerie acoustique. Dans la partie suivante, les indicateurs présentés dans le chapitre 2 sont couplés avec l'imagerie par fonction de transfert vibroacoustique.

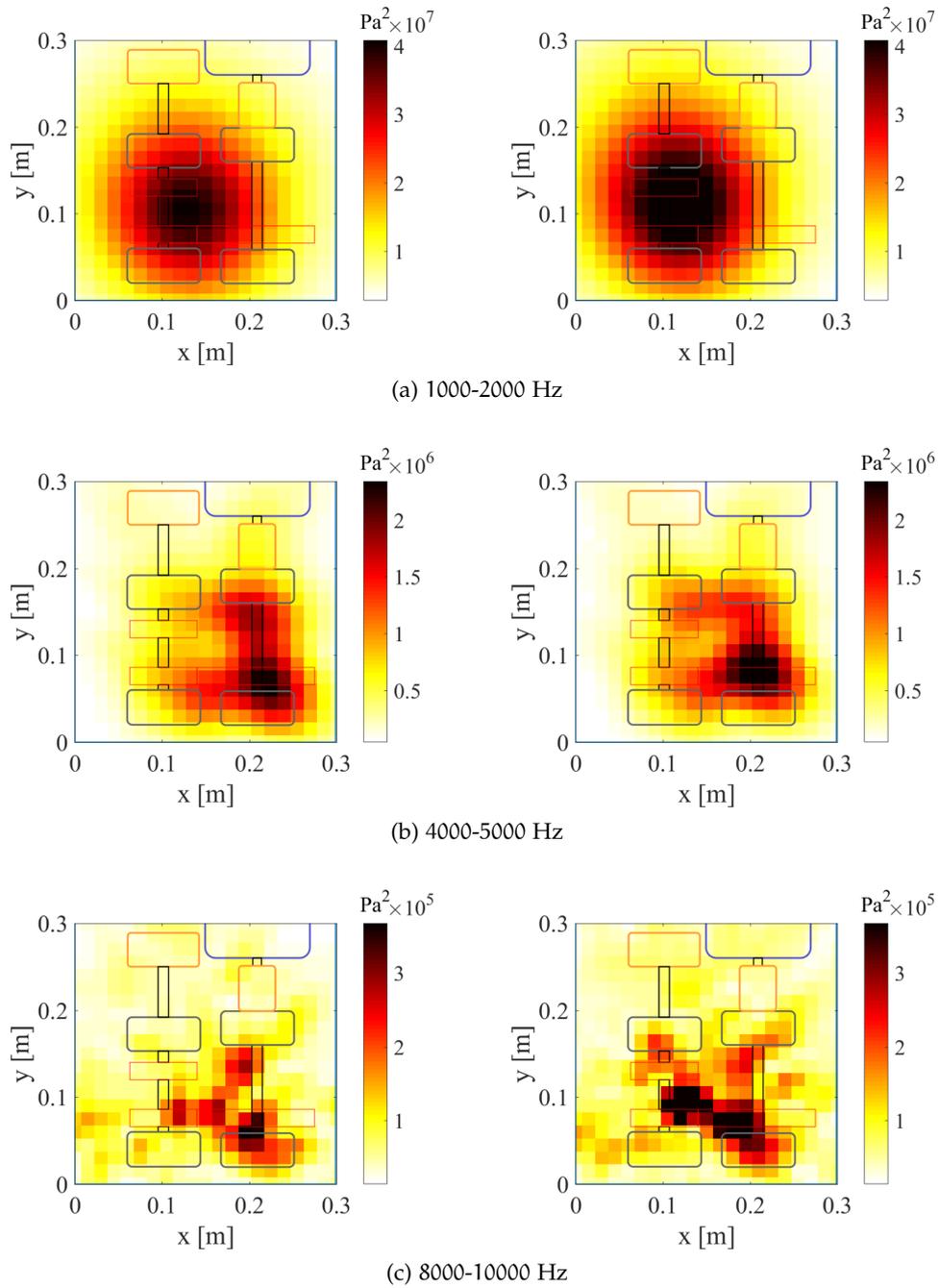


FIGURE 76 – Comparaison des cartographies sur GF\_v40\_I60 - Beamforming (gauche)  
FTVA (droite)

## 4.6 APPLICATION AU DIAGNOSTIC

La possibilité de visualiser des indicateurs de diagnostic grâce à l'imagerie par FTVA est ici explorée. Rappelons que ces indicateurs sont calculés à partir des signaux temporels. De ce fait, l'imagerie temporelle par FTVA présentée dans la partie 4.2 est utilisée. Les protocoles permettant d'obtenir les cartographies des indicateurs sont ceux décrits dans le chapitre 2. Dans un premier temps, la variance et le kurtosis sont visualisés. Ensuite les cartographies des indicateurs ORFI et IRFI sont analysées.

### 4.6.1 *Variance et kurtosis*

La visualisation des cartographies de la variance et du kurtosis a déjà été éprouvée sur le beamforming classique (partie 3.2). L'approche utilisée est la même de manière à ce que les résultats soient comparables à ceux déjà obtenus. Ceci implique de considérer des fréquences supérieures à 10 kHz qui est la limite supérieure de la bande passante des accéléromètres. Cependant, puisque les FTVA décrivent des relations linéaires entre les accéléromètres et les microphones, elles restent valides dans une zone fréquentielle où la réponse neutre du capteur n'est plus garantie. Considérer des fréquences supérieures à 10 kHz permet d'inclure les fréquences pour lesquelles le beamforming apporte une résolution spatiale intéressante.

Les spectres des pressions rayonnées avec et sans défauts avaient permis de déterminer les zones fréquentielles sensibles à leur apparition (figure 46 p.86). Une augmentation importante de la pression rayonnée par le défaut d'engrenage était notable sur la bande de fréquence [2.5-10] kHz. Celle-ci constituait la première bande de visualisation de la variance rayonnée par le mécanisme. Ces résultats dans le cas du beamforming par FTVA sont affichés dans la figure 77.

La première différence notable avec les résultats classiques (figure 47 p.86) vient des ordres de grandeurs identifiés. Dans le cas classique, une variance maximale de 12 était identifiée tandis qu'elle avoisine les 2.5 dans le cas des FTVA. En terme de localisation, les deux résultats sont similaires. Les conclusions sont par conséquent les mêmes : le diagnostic est possible uniquement dans le cas du défaut d'engrenage sans pour autant pouvoir localiser le point d'impact. En effet, dans la cartographie de la configuration GF le maximum de variance est encore située au niveau de palier 4. La modification de variance sur cette plage de fréquence introduite par un défaut de roulement est trop subtile pour pouvoir effectuer un diagnostic certain.

La deuxième plage de fréquence qui était étudiée est [10-15] kHz. Les cartographies de la variance sur cette plage de fréquence sont regroupées dans la figure 78. Encore une fois, les ordres de grandeurs sont petits par rapport aux résultats du beamforming classique (figure 48 p.88). Le point d'engrènement forme la source principale identifiée dans les cas sain et défauts de roulement.

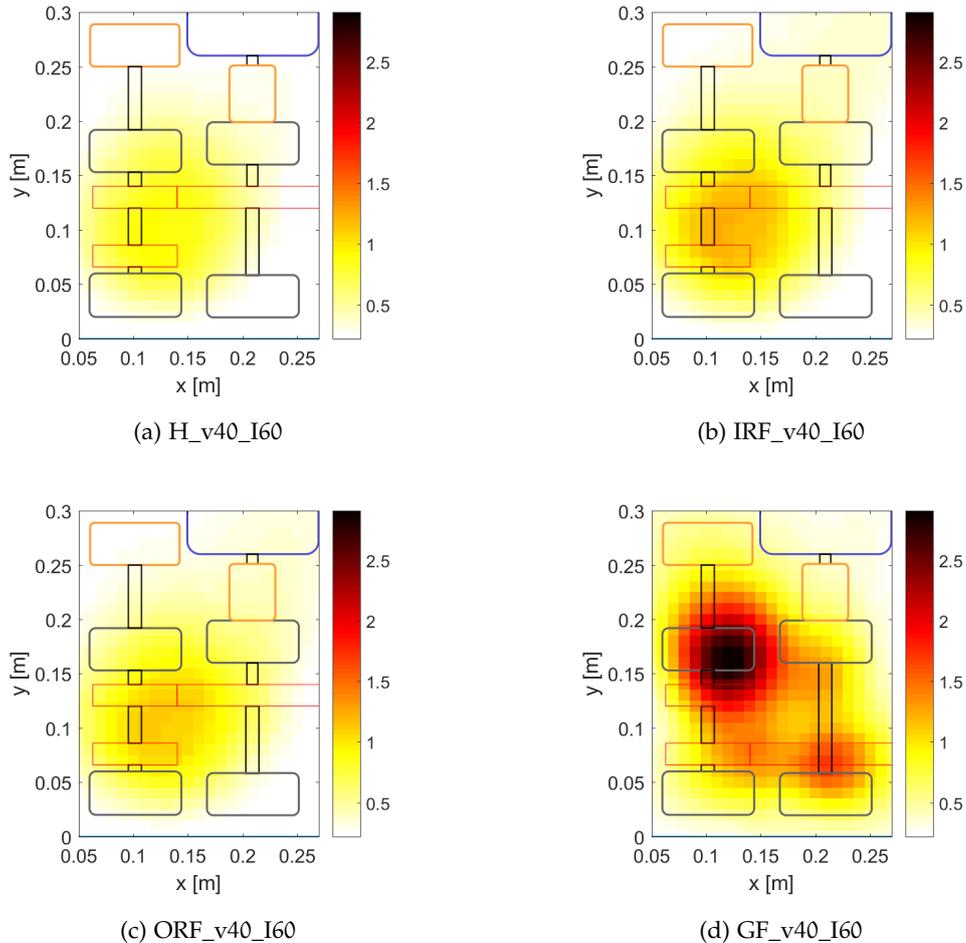


FIGURE 77 – Cartographies de la variance sur [2.5-10] kHz à partir de l'imagerie par FTVA - Beamforming classique : figure 47 p. 86

En revanche, la zone avec une variance maximale dans le cas GF se situe entre le roulement et la roue menante. La variance identifiée sur cette bande de fréquence avec le beamforming classique identifiait le point d'engrènement comme source principale tandis que la roue représentait une source secondaire.

Encore une fois, ces résultats montrent que la visualisation de la variance ne permet pas de conclure facilement sur l'origine du défaut. Dans les cas de défauts de roulements, ces derniers ne ressortent pas sur les cartographies. Le rayonnement entre l'état sain et les états défectueux n'est pas suffisamment perturbé pour amener à une détection de défaut. De plus, la différence de niveau rayonné au point d'engrènement pour les configurations ORF, IRF et GF n'est pas significative ce qui ne permet pas de distinguer le type de défaut.

L'analyse des cartographies du kurtosis issues du beamforming classique ont permis de mettre en évidence les éléments défaillant. Non seulement le niveau du kurtosis augmentait sensiblement avec l'apparition d'un défaut mais en plus le composant défectueux était localisé (figure 50 p.90). La même approche est ici

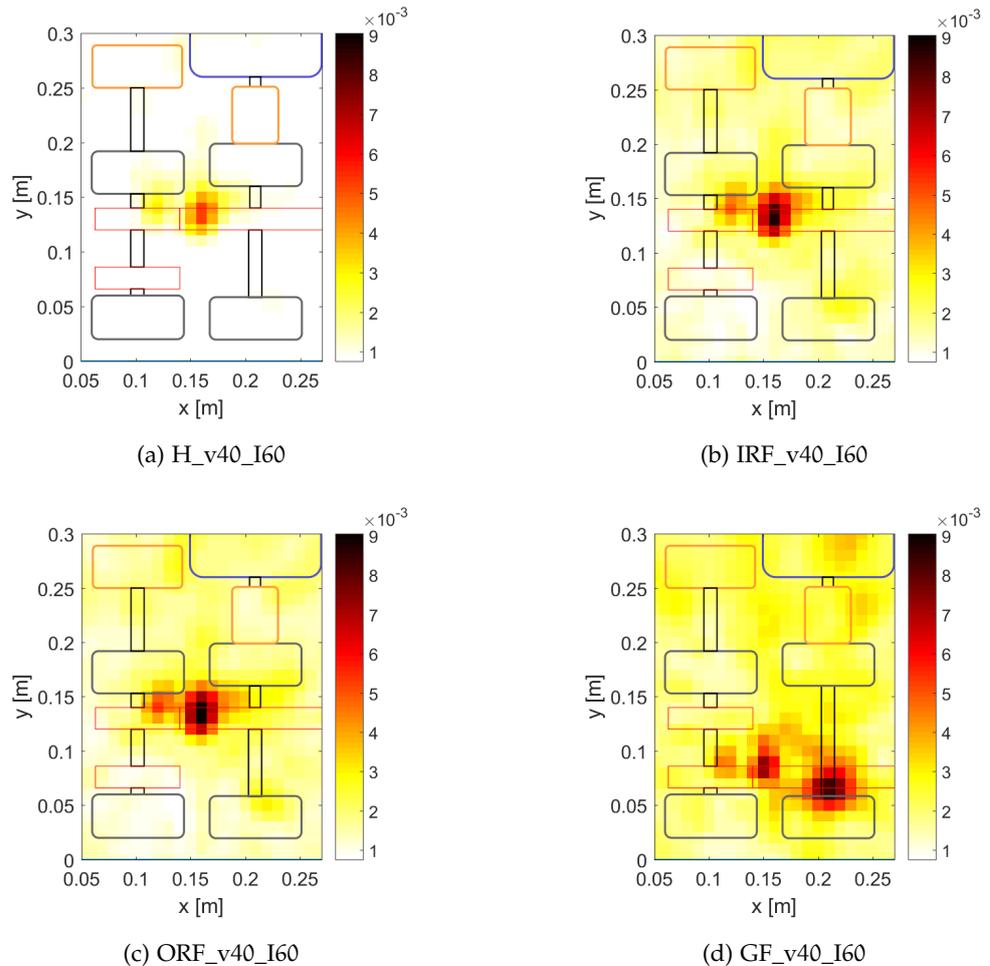


FIGURE 78 – Cartographies de la variance sur [10-15] kHz à partir de l'imagerie par FTVA - Beamforming classique : figure 48 p. 88

appliquée sur la bande de fréquence [9.5-11.5] kHz et les résultats sont affichés sur la figure 79. Les échelles de couleurs ne sont pas les mêmes pour les différentes cartographies.

Dans un premier temps, on peut noter que la cartographie de l'état sain présente un kurtosis bien inférieur à celui des trois autres configurations. Le résultat du défaut de bague interne permet de mettre en évidence le roulement qui possède le défaut. Dans le cas du défaut de bague externe, des sources secondaires qui n'étaient pas rencontrées avec le beamforming classique sont identifiables. Ces sources, qui ne représentent rien de physique, se retrouvent également dans les cartographies de la configuration GF. Ces deux configurations présentent des résultats très différents de ceux obtenus avec la méthode classique. Dans le cas de défaut de bague externe, non seulement des sources aberrantes sont visibles, mais le roulement défectueux n'est pas identifié comme une source impulsive importante. Le même phénomène est observable pour le défaut d'engrenage : le point d'engrènement n'est pas mis en évidence alors qu'il s'agissait de l'unique

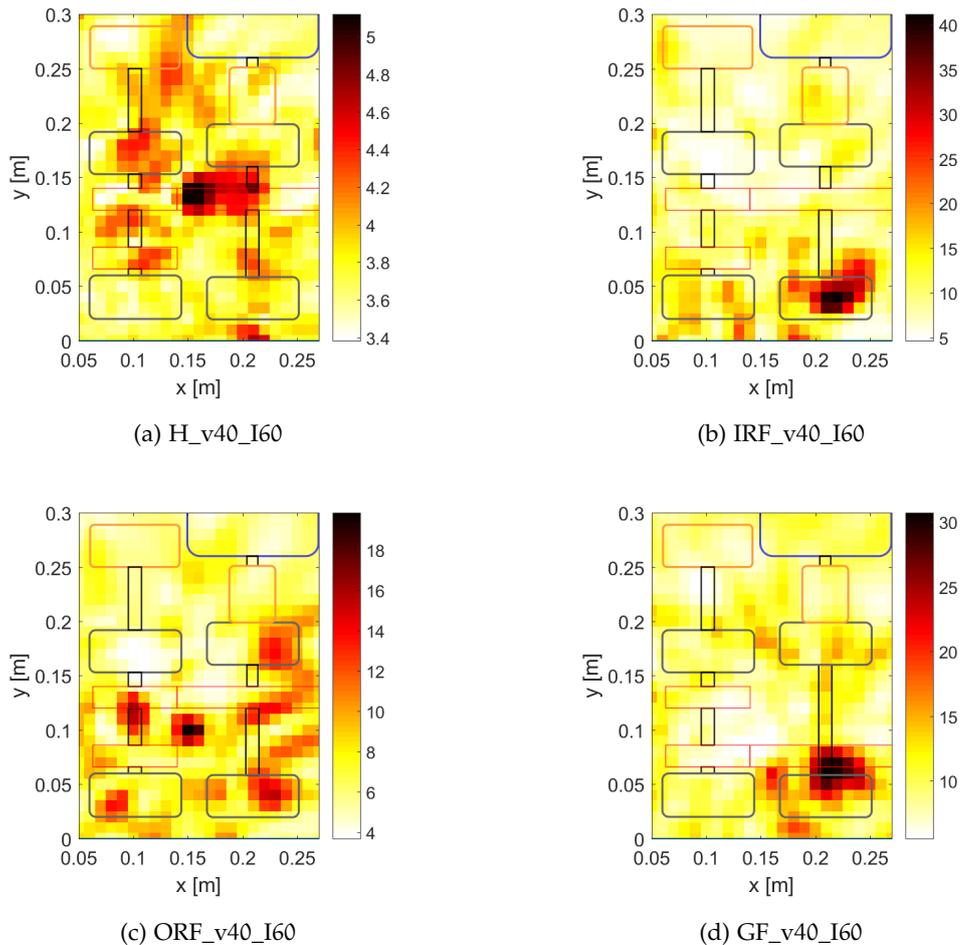


FIGURE 79 – Cartographies du kurtosis sur [9.5-11.5] kHz à partir de l'imagerie par FTVA - Beamforming classique : figure 50 p. 90

source impulsive dans le cas du beamforming classique. La seule information utile issue des cartographies avec défaut est que le kurtosis augmente considérablement par rapport au cas sain. En revanche, il est impossible de dire avec certitude de quel défaut il s'agit.

L'analyse du kurtosis en plus haute fréquence est envisagée de manière à estimer si ces effets persistent. La figure 80 montre ces résultats sur [10-15] kHz.

Sur cette plage de fréquences, les résultats sont plus convaincants. La cartographie de l'état sain affiche encore un kurtosis négligeable par rapports aux trois autres. En ce qui concerne le configurations avec défaut de roulement, le défaut est bien localisé. Les sources secondaires non physiques ne sont plus présentes, ce qui permet de conclure sur l'origine du défaut avec plus de certitude. Enfin, la cartographie du kurtosis du défaut d'engrenage met en évidence la zone entre la roue et le palier 2. Encore une fois, le point d'engrènement n'est pas révélé, contrairement à ce qui était obtenu avec le beamforming classique. Ainsi, il est difficile d'affirmer que cette cartographie représente un défaut d'engrenage car elle est très proche de celle des défauts de roulement. Ceci constitue une limite

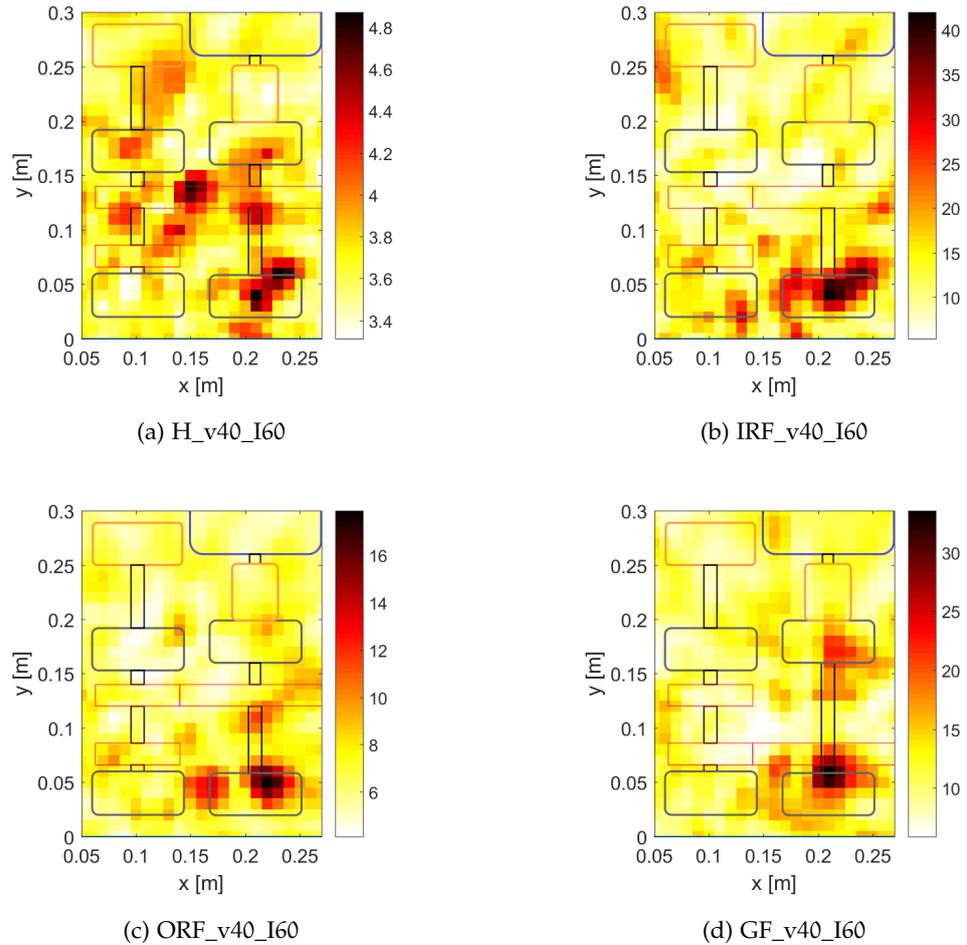


FIGURE 80 – Cartographies du kurtosis sur [10-15] kHz à partir de l'imagerie par FTVA

importante de l'approche proposée.

De manière générale, les cartographie du kurtosis obtenue par FTVA sont différentes de celles obtenues par beamforming classique. Ceci montre que cette méthode restitue difficilement le kurtosis rayonné par une structure. Les sources impulsives secondaires qui n'apparaissent pas dans les cartographies classiques sont nombreuses et rendent le diagnostic difficile, voire irréalisable.

#### 4.6.2 Indicateurs ORFI et IRFI

Les indicateurs ORFI et IRFI, présentés dans la partie 2.5, sont appliqués en sortie du beamforming par FTVA. Les configurations cibles testées sont encore celles à v40 et I60. Les spectres d'enveloppe à partir desquels les indicateurs sont extraits sont calculés dans la bande de fréquence [10-12] kHz comme c'était le cas pour le beamforming classique. Les paramètres pour les calculs des indicateurs sont les mêmes que ceux utilisés dans la partie 3.5, listés dans le tableau 7 (p.100). De ce fait, les résultats de cette section sont comparables à ceux présentés dans la figure 60 (p.101). La figure 81 montre les cartographies des indicateurs ORFI et IRFI pour différents cas. Rappelons que les lignes du tableau correspondent aux différents états mécaniques tandis que les colonnes font référence à l'indicateur calculé.

Globalement, les résultats sont comparables à ceux qui étaient obtenus avec le beamforming classique. L'état sain présente des valeurs très faibles pour les deux indicateurs. Dans le cas du défaut de bague interne, la cartographie de l'indicateur IRFI présente également des valeurs négligeables. En revanche, la cartographie de l'indicateur ORFI révèle deux sources : le palier 2 qui comporte le défaut et également le point d'engrènement. La première source correspond bien à la détection du défaut. Le fait que l'engrènement soit identifié pourrait venir des nombreuses raies dues aux fréquences d'engrenage. Cet effet avait déjà été remarqué lors de l'analyse des résultats de IRFI à partir du beamforming classique. Cependant, l'analyse du spectre d'enveloppe focalisé sur la source secondaire démontre que la fréquence de défaut est bel et bien présente à l'endroit de l'engrènement. Les SES focalisés sur les deux sources mises en évidence sur la cartographie sont présentés dans la figure 82.

Une grande similitude entre les deux spectres est notable, principalement à cause de la présence de la BPFO et de ses harmoniques qui sont sélectionnées par l'algorithme de calcul d'ORFI. Ainsi, le beamforming par FTVA reconstruit la composante cyclique correspondant au défaut de bague externe ailleurs qu'à son origine, ce qui représente une limite considérable.

Enfin, les résultats de l'indicateur IRFI sont également similaires à ceux rencontrés avec le beamforming classique. Les cartographies de l'état sain et avec défaut de bague externe présentent des valeurs négligeables de l'indicateur. En ce qui concerne l'état avec défaut de bague interne, certaines particularités apparaissent par rapport aux résultats obtenus avec le beamforming classique. Bien que l'on retrouve les deux sources correspondants à l'engrenage et au roulement défectueux, l'indicateur IRFI est non nul entre ces deux sources. Ceci est dû à des effets similaires à ceux rencontrés avec les résultats d'ORFI : la BPFI est présente ailleurs que sur le roulement défectueux. Même si cette dernière n'est pas significativement importante, elle ressort suffisamment du bruit de fond pour être détectée par l'algorithme de calcul de l'indicateur. Ceci explique pourquoi toute la périphérie de l'arbre primaire est mise en évidence sur la cartographie.

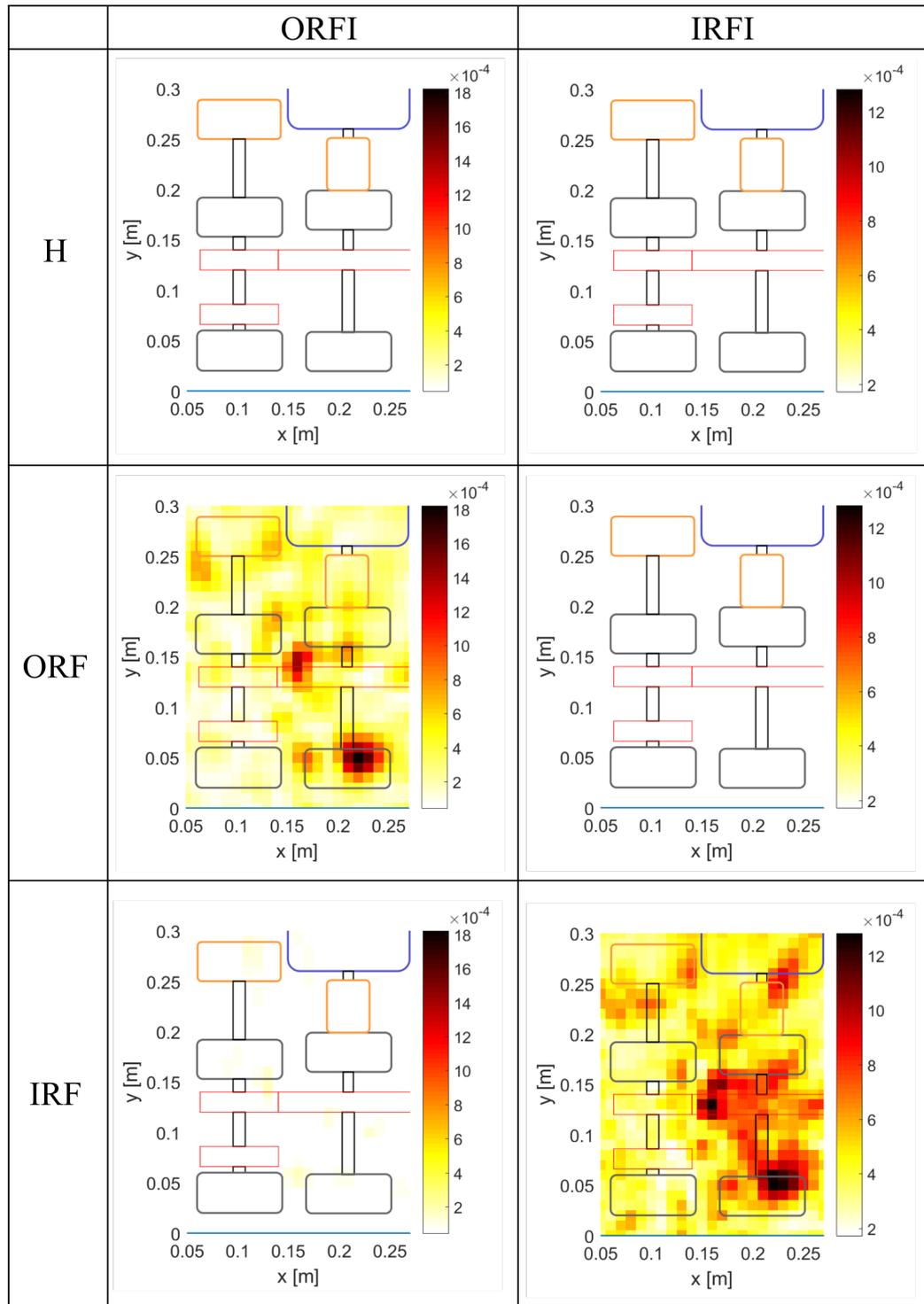
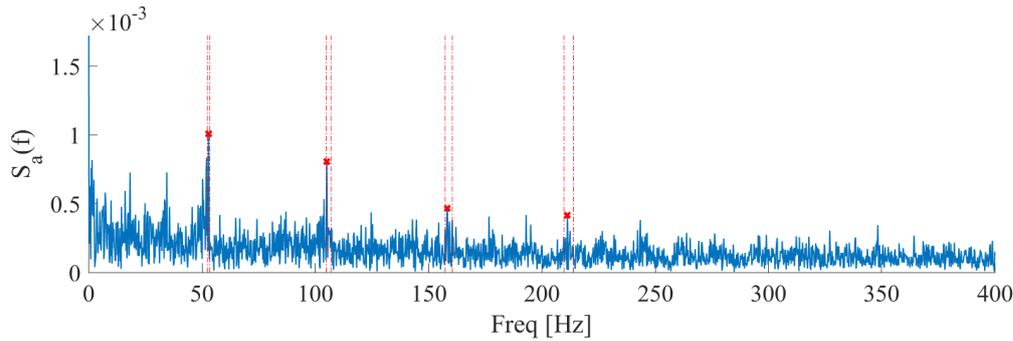
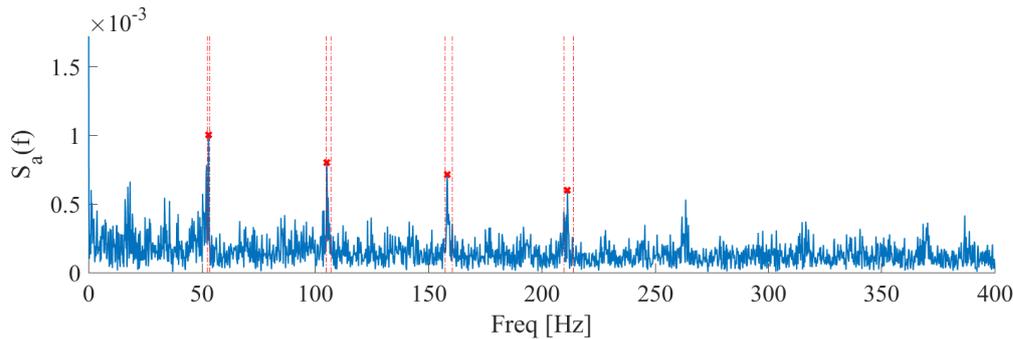


FIGURE 81 – Cartographies des indicateurs ORFI et IRFI pour les états à v40 I60 à partir de l'imagerie par FTVA - Beamforming classique figure 61 p.102

Ainsi, l'applicabilité des indicateurs ORFI et IRFI au beamforming par FTVA est satisfaisante mais présente certaines limites. Premièrement, il est important de noter la même robustesse face aux fausses alarmes que lorsque les indica-



(a) SES à la position de l'engrènement



(b) SES à la position du palier 2

FIGURE 82 – SES extraits de la cartographie de ORF\_v40\_I60 par FTVA

teurs sont utilisés avec le beamforming classique. En effet, les cas sains ainsi que les cas avec défaut non recherché présentent des valeurs faibles devant les cartographies avec le défaut ciblé. En revanche, il a été montré que la répartition spatiale de l'indicateur varie par rapport au cas classique. Contrairement au beamforming classique, le beamforming par FTVA identifie la fréquence de défaut ailleurs que sur le roulement défectueux. Ceci représente la limite majeure de cette approche dans la mesure où, si la fréquence de défaut est localisée sur un roulement sain, les résultats pourraient mener à considérer plusieurs défauts au lieu d'un seul. L'engrenage est mis en évidence par les indicateurs, mais ceci était également le cas avec le beamforming. De ce fait, son identification ne constitue pas une faiblesse par rapport à la méthode classique. Finalement, le maximum de l'indicateur se situe toujours sur le roulement défectueux. Malgré les désavantages précédemment cités, l'objectif final qui est l'identification du défaut reste possible.

#### 4.7 SYNTHÈSE

Ce chapitre était consacré à la présentation et à l'exploitation d'une nouvelle méthode d'imagerie acoustique basée sur les fonctions de transfert vibroacoustiques. Elle s'articule autour de deux étapes qui ont pour finalité d'obtenir des

cartographies d'une grandeur identifiée sur un plan source.

La première étape consiste à établir les FTVA entre les accéléromètres et les microphones de l'antenne. Ceci implique plusieurs problématiques qui ont été considérées dans la partie 4.4 du chapitre. Premièrement, la question de la configuration utilisée pour calculer les FTVA a été traitée. La combinaison de *run-up* et *run-down* sur un état sans défaut a été retenue. La raison est qu'elle permettait de mieux prédire les pressions rayonnées lorsqu'un défaut est introduit par rapport à une estimation sur état sain avec vitesse stationnaire. Conjointement, la question du nombre de valeurs propres à prendre en compte a été étudiée. Le problème inverse utilisé pour calculer la matrice de FTVA n'était pas mise en défaut même lorsque l'ensemble des valeurs propres étaient considérées. Un problème dans l'inversion de la matrice ce serait traduit par des pressions reconstruites aberrantes, ce qui n'a pas été observé. De ce fait, l'ensemble des valeurs propres ont été considérées pour l'évaluation de la matrice des FTVA.

Une fois cette étape préliminaire effectuée, l'antenne peut être retirée. L'algorithme d'imagerie, qui lie le beamforming classique avec les mesures vibratoires et les FTVA, permet d'obtenir des cartographies du son rayonné. Elles se sont révélées satisfaisantes lors de leur comparaison avec celles obtenues par beamforming classique. Enfin, certaines méthodes de diagnostic par imagerie acoustique, présentées dans le chapitre 2, ont été combinées avec le beamforming par FTVA. Les cartographies de la variance sont comparables à celles obtenues dans le chapitre 3, mais leur intérêt en vue d'effectuer un diagnostic reste limité. La visualisation du kurtosis, qui s'était révélée efficace dans la méthode classique, est malheureusement décevante dans la mesure où les cartographies ne permettent pas toujours de localiser la source impulsive d'intérêt. En revanche, l'utilisation des indicateurs ORFI et IRFI est encourageante dans la mesure où la localisation et la nature des défauts ont été identifiées.

Les intérêts de cette méthode ont été mis en évidence. Cependant, il est important de rappeler certaines limites de cette approche. La matrice des FTVA est sensible à tout changement de géométrie du mécanisme ou de son environnement. De ce fait, elles doivent être redéfinies si le mécanisme change, à l'image de la configuration avec défaut d'engrenage qui était considérée. Par ailleurs, il est difficile d'estimer la position ainsi que le nombre de capteurs nécessaires pour décrire correctement le rayonnement de la structure. Ceci peut être effectué de manière intuitive en positionnant les capteurs sur les principaux composants mécaniques, mais ce choix reste en partie arbitraire.

## CONCLUSION ET PERSPECTIVES

---

### CONCLUSION

Les travaux présentés dans ce manuscrit avaient pour objectif d'explorer l'applicabilité de l'imagerie acoustique au diagnostic des machines tournantes. Dans cet objectif, plusieurs approches qui exploitent le beamforming ont été développées. Ces techniques ont d'abord été éprouvées sur des simulations numériques, puis sur un cas expérimental. Le dispositif expérimental implique un banc d'essai sur lequel des défauts peuvent être introduits. Ceci a permis une maîtrise précise du contexte dans lequel les méthodes sont testées, impliquant des configurations plus ou moins complexes.

La visualisation d'indicateurs communément utilisés pour le diagnostic des machines a été envisagée. Les cartographies des indicateurs focalisés sur un plan de la machine contenant les composants sensibles ont été étudiées. Parmi les indicateurs testés, le kurtosis est celui qui a donné les résultats les plus convaincants. Il a permis la détection et la localisation des défauts d'engrenage et de roulement. Cependant, il a été montré que les cartographies sont très dépendantes de la fréquence de visualisation. L'identification de la bande de fréquence dans laquelle le kurtosis augmente sensiblement lors de l'apparition d'un défaut est primordiale pour la réussite du diagnostic. Par ailleurs, le pouvoir de séparation fourni par le beamforming est meilleur en hautes fréquences. Il est alors question de trouver une bande de fréquence qui combine à la fois la détection du défaut et une localisation précise.

Afin de combiner la recherche de la bande de fréquence optimale et la détection du défaut, le kurtosis spectral a été considéré. Sa visualisation a permis de séparer les différentes sources impulsives en fonction des fréquences et de l'espace. Cette approche s'est montrée plus précise dans la localisation des défauts, notamment grâce à la possibilité de séparer deux sources impulsives qui ne se manifestent pas aux mêmes fréquences. La visualisation des résultats se fait du plan fréquence/espace, ce qui limite la dimension spatiale à une droite. Pour effectuer un diagnostic complet d'un mécanisme, il convient alors d'analyser plusieurs zones d'identification qui contiennent les éléments mécaniques d'intérêt.

La séparation des contributions acoustiques a également été testée. Cette méthode se base sur l'extraction des sources acoustiques qui sont synchrones avec l'engrenage. Les défauts potentiels se retrouvent parmi les sources restantes qui appartiennent au champ résiduel. La visualisation des cartographies de ces deux champs acoustiques a permis de mettre en évidence les défauts mécaniques. La

contribution du défaut se retrouvait dans la cartographie du champ résiduel aussi bien pour le défaut d'engrenage que pour les défauts de roulement. Ceci a permis d'identifier clairement quel composant était défectueux, sans pour autant révéler la nature du défaut.

Une autre stratégie a consisté à définir de nouveaux indicateurs de défauts de roulement. Ces derniers permettent d'obtenir une valeur scalaire par signal, ce qui rend possible son affichage en fonction de l'espace. Les indicateurs ORFI et IRFI prennent également en compte la fréquence et la nature du défaut de roulement recherché, ce qui permet de l'identifier avec certitude. L'analyse des cartographies de ces indicateurs a permis de détecter les défauts de roulement de bague interne et externe. Il a également été montré que ces derniers sont suffisamment robustes en présence d'autres défauts non recherchés, ce qui limite les chances de fausses alarmes.

Enfin, la dernière méthode mise en place dans ces travaux de thèse est l'imagerie acoustique par fonctions de transfert vibroacoustiques. L'obtention de cartographies à partir de mesures vibratoires représente son principal avantage. La première étape de la méthode consiste à construire les FTVA entre les accéléromètres et les microphones. La précision de reconstruction des pressions a été étudiée en fonction du nombre de valeurs propres incluses dans la matrice interspectrale des accéléromètres. L'influence du type de configuration utilisé (vitesse stationnaire ou variable) pour calculer les FTVA a également été étudiée. Il a été montré que, dans le cas expérimental utilisé, la résolution du problème inverse restait stable même en considérant toutes les valeurs propres. Cependant, l'utilisation d'une configuration impliquant des vitesses non stationnaires de type *run-up* a procuré une meilleure reconstruction des pressions.

Dans un second temps, cette méthode d'imagerie a été combinée avec certaines techniques de diagnostic développées dans ces travaux. Premièrement, les cartographies de la variance et du kurtosis ont été analysées. D'après les résultats obtenus, il semble qu'il soit difficile d'identifier un kurtosis proche de celui obtenu avec le beamforming. Ceci limite l'intérêt de sa visualisation qui s'était pourtant révélée efficace pour détecter les défauts dans le cas classique. Ensuite, les cartographies des indicateurs ORFI et IRFI à partir de l'imagerie par FTVA ont été étudiées. Ces dernières ont permis de révéler les défauts de roulement.

## PERSPECTIVES

Les techniques abordées dans ce manuscrit ont ouvert la voie vers de nouvelles applications de l'imagerie acoustique. Puisque ce domaine reste novateur, de nombreuses perspectives peuvent être imaginées. Certaines d'entre elles concernent directement l'application de ces techniques à des cas plus proches de la réalité industrielle :

- Le banc d'essai utilisé dans ces travaux de thèse représente un cas d'étude idéal. Non seulement les défauts sont maîtrisés, mais le mécanisme ne possède pas de capot. Ceci permet à l'antenne de mesurer le champ acoustique direct. Dans certaines applications industrielles, les mécanismes ne sont pas à l'air libre. Par exemple, les boîtes de réduction possèdent un capot qui vient cacher les engrenages et les roulements qui sont à l'intérieur. Dans ce cas, il se peut que les méthodes ne fonctionnent plus aussi bien puisque les sources potentielles du défaut ne sont plus directement visibles. Le capot est alors considéré comme une structure excitée à travers les voies de transferts aériennes et solidiennes du mécanisme. Le capot devient une source vibroacoustique qui rayonne le défaut. Dans une telle configuration, on peut imaginer que les défauts soient localisés sur le capot par les techniques d'imagerie. L'imagerie par FTVA permettrait dans ce cas d'analyser le champ de pression qui aurait été rayonné sans capot. On comprend alors l'intérêt de pousser les recherches vers ce type de configuration expérimentale.
- Les mesures utilisées pour tester les méthodes de détection de défaut ont été effectuées dans un environnement contrôlé. Non seulement le banc à engrenages était placé dans une chambre semi-anéchoïque, mais en plus, aucune source perturbatrice n'était présente. Dans un contexte industriel, le mécanisme sous surveillance est dans un environnement loin de celui décrit précédemment. Il est très probable que d'autres machines soient à proximité et que la pièce ne soit pas traitée acoustiquement. Encore une fois, l'imagerie par FTVA aurait un intérêt dans ce genre de configuration. Il serait intéressant de tester les méthodes décrites dans ce manuscrit dans un environnement qui se rapproche des conditions réelles rencontrées dans l'industrie.
- Finalement, les techniques de détection de défaut ont été appliquées uniquement sur des configurations à vitesses constantes. En réalité, il se peut qu'une machine soit utilisée à des régimes variables pour diverses raisons. Dans une étude future, l'influence sur les cartographies d'une vitesse variable pourrait être étudiée.

En ce qui concerne la méthodologie, certains axes de recherche peuvent également être soulevés.

- Premièrement, les techniques développées sont toutes basées sur l'algorithme de beamforming. Cependant, il est tout à fait imaginable d'utiliser d'autres méthodes d'imagerie acoustique dans la mesure où ces dernières fournissent les signaux temporels des sources identifiées. Par exemple, l'utilisation de la *Real-Time* NAH [12] permettrait un gain de résolution en basse fréquence par rapport au beamforming. La localisation des dé-

fauts sur des plages de fréquences plus basses serait alors possible.

- En ce qui concerne l'imagerie par FTVA, une nouvelle campagne de mesure utilisant plus d'accéléromètres est envisageable. Ceci permettrait de mettre en évidence la défaillance de l'inversion si trop de valeurs propres sont prises en compte.
- Enfin, l'analyse de la robustesse de l'imagerie par FTVA face à différents types de perturbations pourrait être effectuée. Le changement de l'environnement, la modification du serrage d'une vis ou encore le déplacement d'un des accéléromètres sont autant de paramètres qui peuvent influencer la précision des FTVA.

## ANNEXES



## RAYONNEMENT ACOUSTIQUE D'UNE PLAQUE MINCE APPUYÉE ET BAFFLÉE

Le problème de rayonnement acoustique d'une plaque mince appuyée sur ses bords et bafflée est ici exposé. Une plaque rectangulaire de dimensions  $L_x \times L_y \times h$  bafflée par un élément plan infini et rigide est ici considérée (figure 83). Elle sépare deux milieux fluides semi-infinis en  $z = 0$ . Le matériau dont elle est constituée a pour masse volumique  $\rho$ , module d'Young complexe  $E^*$ , coefficient de poisson  $\nu$  et amortissement  $\eta$ . Ici, seul le milieu supérieur constitué d'air nous intéresse.

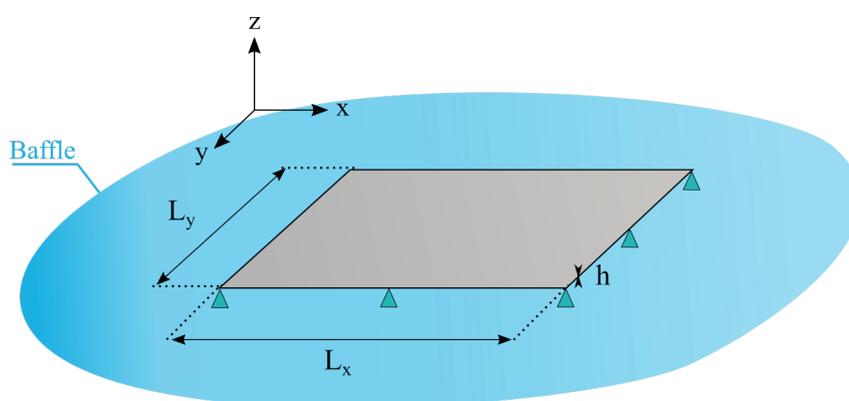


FIGURE 83 – Schéma de la plaque

Dans un premier temps, le champs d'accélération de la plaque soumise à un effort de type dirac en un point est recherché. Seules les déformations de flexions sont considérées dans le cadre d'une plaque mince (théorie de Love-Kirchhoff). La grandeur recherchée est donc  $w(x, y, t)$ , le déplacement de la plaque dans la direction  $z$ . Dans cette hypothèse, rappelons l'équation du mouvement de la plaque considérée [22].

$$D\nabla^4 w(x, y, t) + M \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} = F(x, y, t), \quad (91)$$

$D$  et  $M$  étant respectivement la rigidité de flexion de la plaque et sa masse surfacique dont les expressions sont

$$D = \frac{E^* h^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad M = \rho h, \quad E^* = E(1 + j\eta) \quad (92)$$

Comme indiqué, l'effort appliqué sur la plaque est un dirac ce qui permet de remplacer le second membre de l'équation 91 par

$$F(x, y, t) = \delta(x - x_0)\delta(y - y_0)\delta(t - t_0) \quad (93)$$

$\delta$  étant la fonction dirac. Les conditions aux limites considérées imposent des déplacements normaux et des moments de flexion nuls sur les bords.  $M_x$  et  $M_y$  étant les moments de flexion respectivement suivant  $x$  et  $y$ , les conditions aux limites se traduisent par les équations suivantes :

$$\begin{cases} w(x, y, t) = 0 \\ M_x = D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = 0 & x \in [0, L_x] \text{ et } y \in [0, L_y] \\ M_y = D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) = 0 \end{cases} \quad (94)$$

Appelons  $w_\delta(x, y, t)$  le champ de vitesse de la plaque dû à un dirac en un point. Grâce à la propriété de séparation des variables de temps et d'espace, il est possible d'écrire  $w_\delta(x, y, t)$  sous la forme suivante :

$$w_\delta(x, y, t) = h(t)\Phi(x, y) \quad (95)$$

Guyader [100] montre qu'injecter (95) dans l'équation du mouvement (91) sans second membre et qu'appliquer les conditions limites permet de trouver les déformées propres du mode (m,n) pour la plaque appuyée

$$\Phi_{mn}(x, y) = \sin\left(\frac{m\pi}{L_x}x\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi}{L_y}y\right) \quad (96)$$

Ceci nous permet de décomposer la relation (95) sur la base des modes propres, ce qui donne

$$w_\delta(x, y, t) = \sum_{n=1}^{+\infty} \sum_{m=1}^{+\infty} h_{mn}(t)\Phi_{mn}(x, y) \quad (97)$$

En injectant (97) dans (91), l'équation à résoudre pour trouver  $h_{mn}(t)$  est

$$\bar{M}\ddot{h}_{mn}(t) + K_{mn}h_{mn}(t) = 4F_{mn}(t) \quad (98)$$

avec  $\ddot{h}_{mn}$  la dérivée seconde par rapport à  $t$  et

$$\begin{cases} \bar{M} = \rho h L_x L_y \\ K_{mn} = D L_x L_y \pi^4 \left( \left(\frac{m}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_y}\right)^2 \right)^2 \\ F_{mn}(t) = \Phi_{mn}(x_0, y_0)\delta(t - t_0) \end{cases} \quad (99)$$

Puisque l'objectif du calcul est d'obtenir le rayonnement de la plaque, il convient d'identifier son accélération. Elle peut s'écrire de la façon suivante :

$$\gamma_{\delta}(x, y, t) = \sum_{n=1}^{+\infty} \sum_{m=1}^{+\infty} \ddot{h}_{mn}(t) \phi_{mn}(x, y) \quad (100)$$

En posant

$$H_{mn}(\omega) = \text{TF}\{\ddot{h}_{mn}\}, \quad \Gamma_{\delta}(x, y, \omega) = \text{TF}\{\gamma_{\delta}(x, y, \omega)\}, \quad (101)$$

il vient

$$\Gamma_{\delta}(x, y, \omega) = \sum_{n=1}^{+\infty} \sum_{m=1}^{+\infty} H_{mn}(\omega) \phi_{mn}(x, y) \quad (102)$$

Ainsi la fonction à déterminer est  $H_{mn}(\omega)$ . Appliquer une transformée de Fourier à l'équation (98) permet d'obtenir l'expression de  $H_{mn}(\omega)$  :

$$\begin{aligned} \bar{M}H_{mn}(\omega) - \frac{K_{mn}}{\omega^2}H_{mn}(\omega) &= 4\Psi_{mn}(\omega) \\ \Rightarrow H_{mn}(\omega) &= \frac{4\omega^2}{\bar{M}\omega^2 - K_{mn}}\Psi_{mn}(\omega) \end{aligned} \quad (103)$$

avec  $\Psi_{mn}(\omega) = \text{TF}\{F_{mn}\}$ . En introduisant la pulsation modale  $\omega_{mn} = \sqrt{\frac{|K_{mn}|}{\bar{M}}}$ , et on considérant que

$$\Psi_{mn}(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} F_{mn}(t)e^{-j\omega t} dt = \Phi_{mn}(x_0, y_0)e^{-j\omega t_0} \quad (104)$$

il vient finalement :

$$H_{mn}(\omega) = -\frac{4\omega^2}{\bar{M}(\omega_{mn}^2(1 + j\eta) - \omega^2)}\Psi_{mn}(\omega) \quad (105)$$

Ainsi, l'équation (102) permet de calculer l'accélération en n'importe quel point d'une plaque soumise à un dirac au point de coordonnées  $(x_0, y_0)$ . On remarque que la réponse impulsionnelle  $H_{mn}$  est une fonction de la position du point d'excitation. En introduisant le point I (point d'excitation) de coordonnées  $(x_0, y_0)$  et le point S (point de calcul) de coordonnées  $(x, y)$  l'équation (102) peut s'écrire

$$\Gamma_{\delta}(S, I) = \sum_{n=1}^{+\infty} \sum_{m=1}^{+\infty} H_{mn}(I)\phi_{mn}(S) \quad (106)$$

Pour plus de clarté, la dépendance en  $\omega$  n'est pas rappelée. Soit  $f(I)$  un effort quelconque au point  $I$  et  $F(I)$  sa transformée de Fourier. Il est possible de calculer l'accélération au point  $\Gamma(S, I)$  due à cet effort en n'importe quel point grâce à la réponse impulsionnelle précédemment trouvée.

$$\Gamma(S, I) = \Gamma_{\delta}(S, I) \cdot F(I) \quad (107)$$

Ou encore sous la forme de l'équation (49) du manuscrit :

$$\Gamma(S, I) = F(I) \sum_{n,m} H_{nm}(I) \Phi_{nm}(S) \quad (108)$$

## ANTENNE ACOUSTIQUE

Dans cet annexe, l'antenne de microphones utilisées dans les différentes parties du manuscrit de thèse est présentée. Le modèle *LMS Sound Camera* a été développé par la société MicrodB et est commercialisé par Siemens PLM Software. Cette antenne est conçue pour être utilisée dans trois configurations comprenant 45, 81 et 117 microphones MEMS. La première configuration implique uniquement le centre de l'antenne qui est intégré au bâti. Pour les deux autres, des extensions (bras) doivent être ajoutés. La configuration "Short Arms" comprenant les 81 microphones est celle qui a été utilisée dans les études de ce manuscrit. Dans ce cas, la distance minimum entre les microphones est d'environ 2.2 cm et la distance maximale d'environ 59 cm.

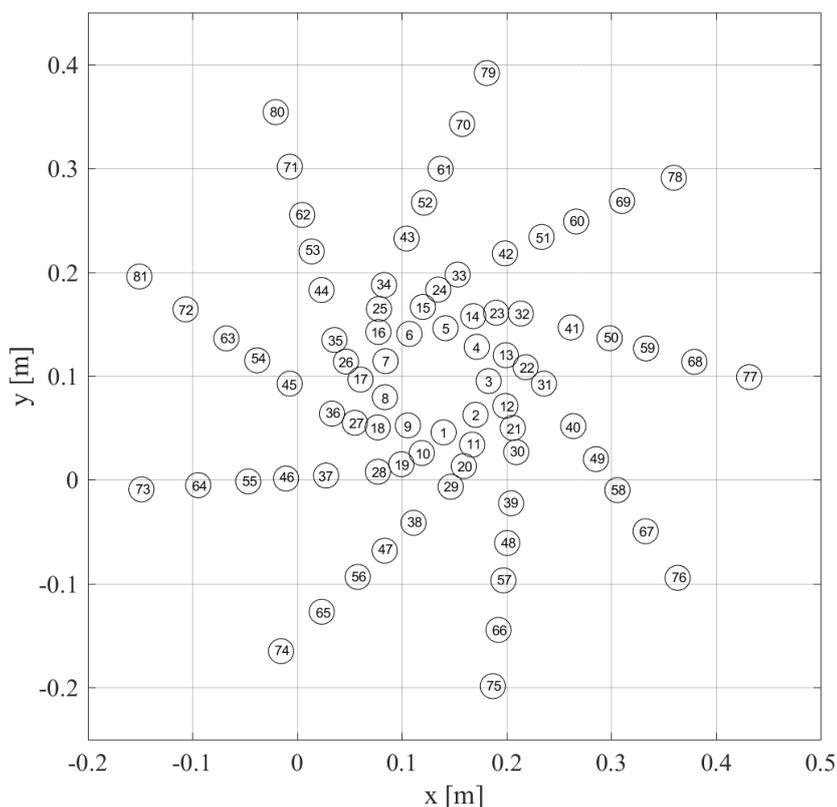


FIGURE 84 – Position et numérotation des microphones de la configuration utilisée

Les deux pages suivantes sont des extraits de la brochure de présentation de l'antenne acoustique avec les spécificités techniques pour chaque configurations.

# A versatile and robust digital array



The LMS Sound Camera Digital Array is a modular, high-quality digital microphone array for sound source localization. It is an easy-to-set-up-and-use tool that helps both occasional users and engineers perform fast, accurate troubleshooting. The system has been designed to be a versatile solution, with arms that can be added or removed, making it an excellent tool to work with in multiple test conditions.

Whether indoors or in the field, on small handheld tools or gigantic manufacturing machinery, close to or far away from the sound source, the LMS Sound Camera Digital Array adjusts to your testing requirements in every situation. The system offers immediate and accurate sound source localization in a variety of testing situations.

All electronics are integrated in the array. The device is directly connected to the software application with a single cable. It automatically measures the distance to the source object. Due to its lightweight, aluminum design, the array is robust and shockproof, yet it can be comfortably handheld throughout a measurement campaign. It can be easily and securely transported due to light but rugged packaging.



	Center	Short arms	Long arms
Typical usage	Handheld, troubleshooting, typical distance <0.5m	All-round, near field and far field, typical distance <1m	Low frequency, big object, larger distance (>0.5m)
Frequency range (focalization) *	1,000-20kHz	400-20kHz	200-10kHz
Diameter and number of mics	30 cm with 45 mics	60 cm with 81 mics	150 cm with 117 mics
Minimal dynamic range (simulated)**	14dB @ 15kHz	16dB @ 15kHz	12dB @ 10kHz

\* Real-time performance of beamforming with near-field focusing, improved postprocessing possible in LMS Test.Lab  
 \*\* Experimental results typically 2dB lower

# Adapting to a wide range of applications

The central part of the array integrates all electronics, microphones and the wide-angle camera. It's designed to cover a frequency range up to 20 kilohertz (kHz). It is typically used close to the source and in confined spaces. It targets mid-high frequency sources.

The dimension of the array can be increased by adding nine short arms with four microphones each, making it an all-round array. Suitable for spotting sound sources on objects with a width of +/- 2 meters (m), the array is typically positioned less than 1 m from the object to optimize localization results. To improve spatial resolution, it can be moved into the near field. The wide-angle camera allows you to keep the entire object visible, even at close range.

By mounting long-arm extensions containing eight microphones each, this up-scaled array becomes helpful in applications in which low-frequency phenomena are assessed, and when it is difficult to measure close to the source object.

The array maintains a high dynamic range of more than 10 decibels (dB) for acoustic beamforming. This allows you to detect sources of different levels in the same frequency band.





## BANC D'ESSAI

---

Cet annexe a pour objectif de présenter certain détails techniques du banc à engrenages utilisé dans ce manuscrit. Les prochaines pages présentent :

- Une mise en plan du banc d'essais avec les dimensions principales
- La géométrie des roulements montés sur les quatre paliers

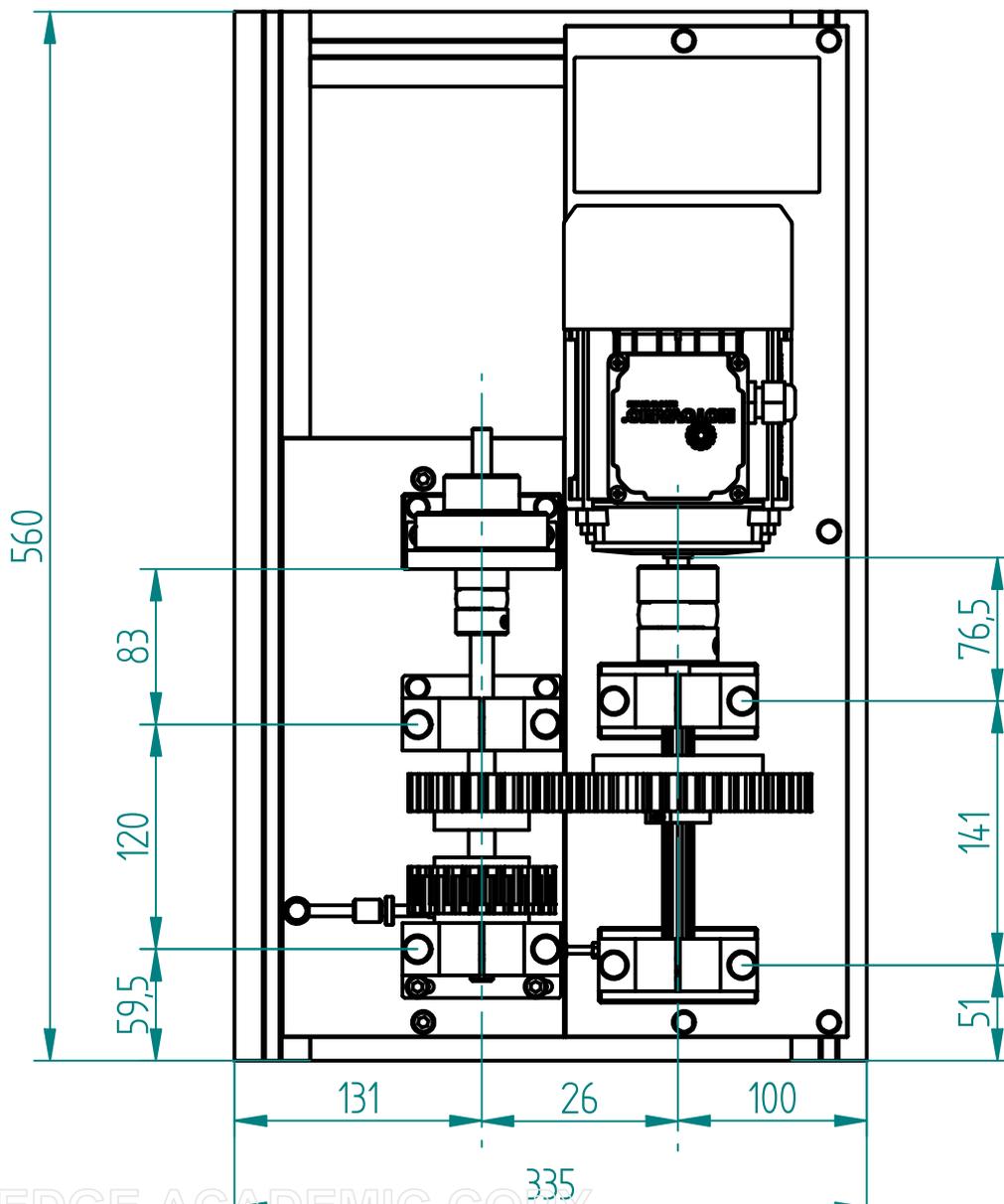
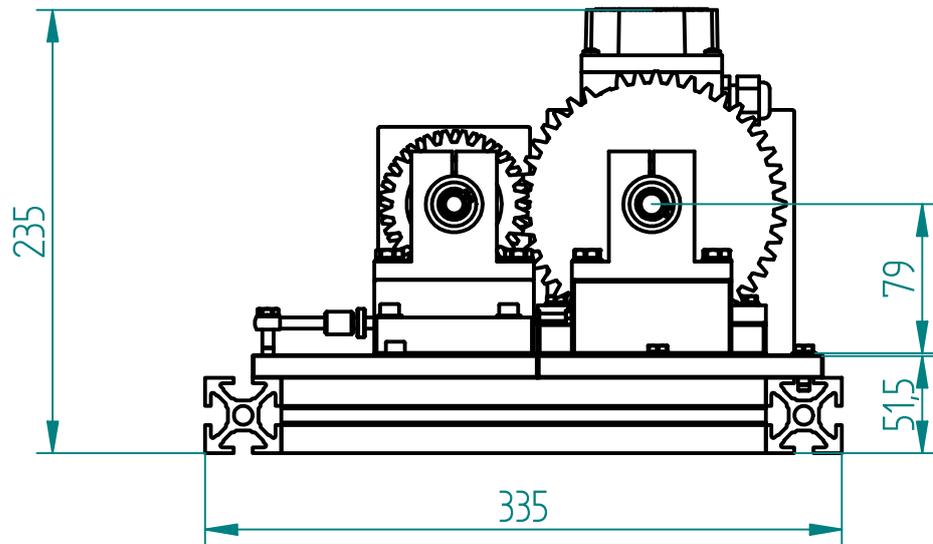
A

B

C

D

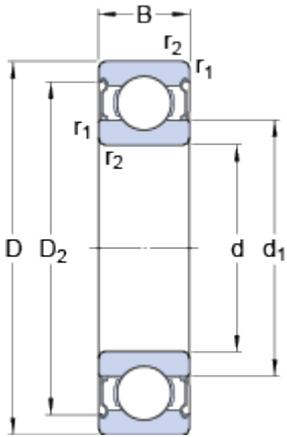
# Banc à engrenage



Ech. 1:4

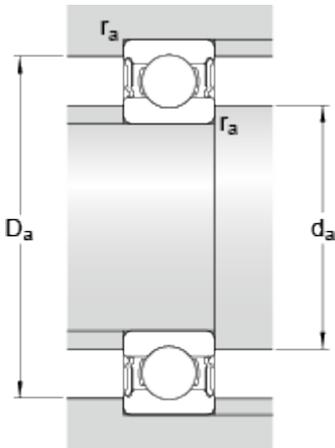
# 16101-2RS1

## Dimensions



$d$		12	mm
$D$		30	mm
$B$		8	mm
$d_1$	≈	16.7	mm
$D_2$	≈	24.72	mm
$r_{1,2}$	min.	0.3	mm

## Abutment dimensions



$d_a$	min.	14.4	mm
$d_a$	max.	16.6	mm
$D_a$	max.	27.6	mm
$r_a$	max.	0.3	mm

## Calculation data

Basic dynamic load rating	$C$	5.1	kN
Basic static load rating	$C_0$	2.4	kN
Fatigue load limit	$P_u$	0.1	kN
Limiting speed		16000	r/min
Calculation factor	$k_r$	0.025	
Calculation factor	$f_0$	13	

## Mass

Mass bearing		0.028	kg
--------------	--	-------	----



## BIBLIOGRAPHIE

---

- [1] John BILLINGSLEY et R KINNS. « The acoustic telescope ». In : *Journal of Sound and Vibration* 48.4 (1976), p. 485–510.
- [2] Charles VANWYNSBERGHE. « Réseaux à grand nombre de microphones : applicabilité et mise en œuvre ». Thèse de doct. Paris 6, 2016.
- [3] Eugene WEINSTEIN, Kenneth STEELE, Anant AGARWAL et James GLASS. « A 1020-node modular microphone array and beamformer for intelligent computing spaces ». In : (2004).
- [4] Q LECLÈRE, A PEREIRA, C BAILLY, J ANTONI et C PICARD. « A unified formalism for acoustic imaging based on microphone array measurements ». In : *International Journal of Aeroacoustics* 16.4-5 (2017), p. 431–456.
- [5] Sean F WU. « Methods for reconstructing acoustic quantities based on acoustic pressure measurements ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 124.5 (2008), p. 2680–2697.
- [6] Peter WELCH. « The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra : a method based on time averaging over short, modified periodograms ». In : *IEEE Transactions on audio and electroacoustics* 15.2 (1967), p. 70–73.
- [7] Earl G WILLIAMS, JD MAYNARD et Eugen SKUDRZYK. « Sound source reconstructions using a microphone array ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 68.1 (1980), p. 340–344.
- [8] Julian D MAYNARD, Earl G WILLIAMS et Y LEE. « Nearfield acoustic holography : I. Theory of generalized holography and the development of NAH ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 78.4 (1985), p. 1395–1413.
- [9] Earl G WILLIAMS. « Regularization methods for near-field acoustical holography ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 110.4 (2001), p. 1976–1988.
- [10] Jørgen HALD. « Basic theory and properties of statistically optimized near-field acoustical holography ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 125.4 (2009), p. 2105–2120.
- [11] Jorgen HALD. « Time domain acoustical holography and its applications ». In : *Sound and Vibration* 35.2 (2001), p. 16–25.
- [12] J-H THOMAS, V GRULIER, S PAILLASSEUR, J-C PASCAL et J-C LE ROUX. « Real-time near-field acoustic holography for continuously visualizing nonstationary acoustic fields ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 128.6 (2010), p. 3554–3567.

- [13] WA VERONESI et JD MAYNARD. « Digital holographic reconstruction of sources with arbitrarily shaped surfaces ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 85.2 (1989), p. 588–598.
- [14] Mingsian R BAI. « Application of BEM (boundary element method)-based acoustic holography to radiation analysis of sound sources with arbitrarily shaped geometries ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 92.1 (1992), p. 533–549.
- [15] Gary H KOOPMANN, Limin SONG et John B FAHNLIN. « A method for computing acoustic fields based on the principle of wave superposition ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 86.6 (1989), p. 2433–2438.
- [16] Philip A NELSON et Seong-Ho YOON. « Estimation of acoustic source strength by inverse methods : Part I, conditioning of the inverse problem ». In : *Journal of sound and vibration* 233.4 (2000), p. 639–664.
- [17] Quentin LECLERE. « Acoustic imaging using under-determined inverse approaches : Frequency limitations and optimal regularization ». In : *Journal of Sound and Vibration* 321.3 (2009), p. 605–619.
- [18] Y KIM et PA NELSON. « Optimal regularisation for acoustic source reconstruction by inverse methods ». In : *Journal of sound and vibration* 275.3 (2004), p. 463–487.
- [19] Jérôme ANTONI. « A Bayesian approach to sound source reconstruction : optimal basis, regularization, and focusing ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 131.4 (2012), p. 2873–2890.
- [20] Antonio PEREIRA, Jérôme ANTONI et Q LECLERE. « Empirical Bayesian regularization of the inverse acoustic problem ». In : *Applied Acoustics* 97 (2015), p. 11–29.
- [21] Thibaut LE MAGUERESSE, Jean-Hugh THOMAS, Jérôme ANTONI et Sébastien PAILLASSEUR. « Instantaneous Bayesian regularization applied to real-time near-field acoustic holography ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 142.2 (2017), p. 924–934.
- [22] Claude LESUEUR. *Rayonnement acoustique des structures*. 1988.
- [23] Don H JOHNSON et Dan E DUDGEON. *Array signal processing : concepts and techniques*. Simon & Schuster, 1992.
- [24] JJ CHRISTENSEN et J HALD. *Beamforming*. Rapp. tech. Bruel et Kjaer, 2004.
- [25] William D MARK. « Analysis of the vibratory excitation of gear systems : basic theory ». In : *The Journal of the Acoustical Society of America* 63.5 (1978), p. 1409–1430.
- [26] Simon BRAUN. *Mechanical signature analysis : theory and applications*. Academic Pr, 1986.
- [27] C CAPDESSUS, M SIDAHMED et JL LACOUME. « Cyclostationary processes : application in gear faults early diagnosis ». In : *Mechanical systems and signal processing* 14.3 (2000), p. 371–385.

- [28] Jérôme ANTONI, Frédéric BONNARDOT, A RAAD et Mohamed EL BADAOUI. « Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals ». In : *Mechanical systems and signal processing* 18.6 (2004), p. 1285–1314.
- [29] Robert Bond RANDALL. *Vibration-based condition monitoring : industrial, aerospace and automotive applications*. John Wiley & Sons, 2011.
- [30] Robert B RANDALL et Jerome ANTONI. « Rolling element bearing diagnostics—a tutorial ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 25.2 (2011), p. 485–520.
- [31] PD MCFADDEN et JD SMITH. « Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing ». In : *Journal of sound and vibration* 96.1 (1984), p. 69–82.
- [32] D Ho et RB RANDALL. « Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals ». In : *Mechanical systems and signal processing* 14.5 (2000), p. 763–788.
- [33] HR MARTIN et F HONARVAR. « Application of statistical moments to bearing failure detection ». In : *Applied acoustics* 44.1 (1995), p. 67–77.
- [34] RBW HENG et Mohd Jailani Mohd NOR. « Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition ». In : *Applied Acoustics* 53.1-3 (1998), p. 211–226.
- [35] Alain BOULENGER et Christian PACHAUD. *Analyse vibratoire en maintenance : surveillance et diagnostic des machines*. L'Usine nouvelle, 2007.
- [36] PD MCFADDEN et JD SMITH. « Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique—a review ». In : *Tribology international* 17.1 (1984), p. 3–10.
- [37] N SAWALHI, RB RANDALL et H ENDO. « The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 21.6 (2007), p. 2616–2633.
- [38] H ENDO et RB RANDALL. « Enhancement of autoregressive model based gear tooth fault detection technique by the use of minimum entropy deconvolution filter ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 21.2 (2007), p. 906–919.
- [39] Jérôme ANTONI et RB RANDALL. « The spectral kurtosis : application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 20.2 (2006), p. 308–331.
- [40] Jérôme ANTONI. « The spectral kurtosis : a useful tool for characterising non-stationary signals ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 20.2 (2006), p. 282–307.
- [41] F COMBET et L GELMAN. « Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 23.3 (2009), p. 652–668.

- [42] Jerome ANTONI. « Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 21.1 (2007), p. 108–124.
- [43] Tomasz BARSZCZ et Robert B RANDALL. « Application of spectral kurtosis for detection of a tooth crack in the planetary gear of a wind turbine ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 23.4 (2009), p. 1352–1365.
- [44] Tomasz BARSZCZ et Adam JABŁOŃSKI. « A novel method for the optimal band selection for vibration signal demodulation and comparison with the Kurtogram ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 25.1 (2011), p. 431–451.
- [45] Wade A SMITH, Zhiqi FAN, Zhongxiao PENG, Huaizhong LI et Robert B RANDALL. « Optimised Spectral Kurtosis for bearing diagnostics under electromagnetic interference ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 75 (2016), p. 371–394.
- [46] S BRAUN. « The extraction of periodic waveforms by time domain averaging ». In : *Acta Acustica united with Acustica* 32.2 (1975), p. 69–77.
- [47] PD McFADDEN. « A revised model for the extraction of periodic waveforms by time domain averaging ». In : *Mechanical systems and signal processing* 1.1 (1987), p. 83–95.
- [48] S BRAUN. « The synchronous (time domain) average revisited ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 25.4 (2011), p. 1087–1102.
- [49] PD McFADDEN. « A technique for calculating the time domain averages of the vibration of the individual planet gears and the sun gear in an epicyclic gearbox ». In : *Journal of Sound and vibration* 144.1 (1991), p. 163–172.
- [50] PD McFADDEN et MM TOOZHY. « Application of synchronous averaging to vibration monitoring of rolling element bearings ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 14.6 (2000), p. 891–906.
- [51] Bernard WIDROW, John R GLOVER, John M McCool, John KAUNITZ, Charles S WILLIAMS, Robert H HEARN, James R ZEIDLER, JR Eugene DONG et Robert C GOODLIN. « Adaptive noise cancelling : Principles and applications ». In : *Proceedings of the IEEE* 63.12 (1975), p. 1692–1716.
- [52] J ANTONI et RB RANDALL. « Unsupervised noise cancellation for vibration signals : part I—evaluation of adaptive algorithms ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 18.1 (2004), p. 89–101.
- [53] J ANTONI et RB RANDALL. « Unsupervised noise cancellation for vibration signals : part II—a novel frequency-domain algorithm ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 18.1 (2004), p. 103–117.
- [54] Robert B RANDALL et Nader SAWALHI. « A new method for separating discrete components from a signal ». In : *Sound and Vibration* 45.5 (2011), p. 6.

- [55] Bruce P BOGERT. « The quefrency alalysis of time series for echoes : Ceps-  
trum pseudo-autocovariance, cross-cepstrum, and saphe cracking ». In : *Time series analysis* (1963), p. 209–243.
- [56] Robert B RANDALL. « A history of cepstrum analysis and its application  
to mechanical problems ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 97  
(2017), p. 3–19.
- [57] Wade A SMITH et Robert B RANDALL. « Rolling element bearing diag-  
nostics using the Case Western Reserve University data : A benchmark  
study ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 64 (2015), p. 100–131.
- [58] Michael FELDMAN. « Hilbert transform in vibration analysis ». In : *Mecha-  
nical systems and signal processing* 25.3 (2011), p. 735–802.
- [59] J ANTONI. « Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals :  
facts and fictions ». In : *Journal of Sound and vibration* 304.3 (2007), p. 497–  
529.
- [60] P BORGHESANI, P PENNACCHI et S CHATTERTON. « The relationship bet-  
ween kurtosis-and envelope-based indexes for the diagnostic of rolling  
element bearings ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 43.1 (2014),  
p. 25–43.
- [61] Jérôme ANTONI. « Cyclostationarity by examples ». In : *Mechanical Systems  
and Signal Processing* 23.4 (2009), p. 987–1036.
- [62] Frédéric BONNARDOT, RB RANDALL et François GUILLET. « Extraction of  
second-order cyclostationary sources—application to vibration analysis ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 19.6 (2005), p. 1230–1244.
- [63] Robert B RANDALL, Jérôme ANTONI et S CHOBSAARD. « The relationship  
between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of  
bearing faults and other cyclostationary machine signals ». In : *Mechanical  
systems and signal processing* 15.5 (2001), p. 945–962.
- [64] Amani RAAD, Jérôme ANTONI et Ménad SIDAHMED. « Indicators of cy-  
clostationarity : Theory and application to gear fault monitoring ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 22.3 (2008), p. 574–587.
- [65] Jérôme ANTONI, Ge XIN et Nacer HAMZAOUI. « Fast computation of the  
spectral correlation ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 92 (2017),  
p. 248–277.
- [66] N TANDON et BC NAKRA. « The application of the sound-intensity tech-  
nique to defect detection in rolling-element bearings ». In : *Applied Acous-  
tics* 29.3 (1990), p. 207–217.
- [67] N TANDON et A CHOUDHURY. « A review of vibration and acoustic measu-  
rement methods for the detection of defects in rolling element bearings ». In : *Tribology international* 32.8 (1999), p. 469–480.

- [68] Naim BAYDAR et Andrew BALL. « A comparative study of acoustic and vibration signals in detection of gear failures using Wigner–Ville distribution ». In : *Mechanical systems and signal processing* 15.6 (2001), p. 1091–1107.
- [69] N BAYDAR et Andrew BALL. « Detection of gear failures via vibration and acoustic signals using wavelet transform ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 17.4 (2003), p. 787–804.
- [70] DP JENA et SN PANIGRAHI. « Automatic gear and bearing fault localization using vibration and acoustic signals ». In : *Applied Acoustics* 98 (2015), p. 20–33.
- [71] C FREITAS, J CUENCA, P MORAIS, A OMPUSUNGGU, M SARRAZIN et K JANSSENS. « Comparison of vibration and acoustic measurements for detection of bearing defects ». In : *ISMA 2016 Proceedings, Leuven, Belgium*.
- [72] Young-Chul CHOI et Yang-Hann KIM. « Impulsive sources localisation in noisy environment using modified beamforming method ». In : *Mechanical systems and signal processing* 20.6 (2006), p. 1473–1481.
- [73] Young-Chul CHOI et Yang-Hann KIM. « Near field impulsive source localization in a noisy environment ». In : *Journal of sound and vibration* 303.1 (2007), p. 209–220.
- [74] P COUTABLE, JH THOMAS, JC PASCAL et F EVEILLEAU. « Bearing fault detection based on Near-field Acoustic Holography ». In : 2011.
- [75] WK JIANG, JJ HOU et JT XING. « Research on Diagnosing the Gearbox Faults Based on Near Field Acoustic Holography ». In : *Journal of Physics : Conference Series*. T. 305. 1. IOP Publishing. 2011, p. 012025.
- [76] Wenbo LU, Weikang JIANG, Haijun WU et Junjian HOU. « A fault diagnosis scheme of rolling element bearing based on near-field acoustic holography and gray level co-occurrence matrix ». In : *Journal of Sound and Vibration* 331.15 (2012), p. 3663–3674.
- [77] Wenbo LU, Weikang JIANG, Guoqing YUAN et Li YAN. « A gearbox fault diagnosis scheme based on near-field acoustic holography and spatial distribution features of sound field ». In : *Journal of Sound and Vibration* 332.10 (2013), p. 2593–2610.
- [78] Quan WAN et WK JIANG. « Near field acoustic holography (NAH) theory for cyclostationary sound field and its application ». In : *Journal of Sound and Vibration* 290.3 (2006), p. 956–967.
- [79] C CHESNAIS, JH THOMAS et JC PASCAL. « Coupling Cyclostationarity and Near-field Acoustic Holography for Bearing Fault Recognition ». In : *Surveillance 7 proceedings, Chartres, France*.
- [80] Catherine MARQUIS-FAVRE. « Construction de la fonction de transfert vibroacoustique pour la prédiction du rayonnement acoustique d’une structure sur site ». Thèse de doct. Lyon, INSA, 1997.

- [81] C MARQUIS, N HAMZAOUÏ et C BOISSON. « Inverse problem regularization for the vibroacoustic transfer function construction ». In : *Acta Acustica united with Acustica* 85.4 (1999), p. 525–537.
- [82] C MARQUIS-FAVRE, N HAMZAOUÏ et C BOISSON. « An approach for prediction of acoustic radiation from a structure with construction of the in situ vibroacoustic transfer function ». In : *Acta Acustica united with Acustica* 88.1 (2002), p. 93–103.
- [83] A DEROUICHE, N HAMZAOUÏ, B BOUZOUANE et AH MILOUDI. « Utilisation de la Fonction de Transfert Vibroacoustique Construite pour la Prédiction du Bruit Rayonné à d'autres Etats Vibratoires ». In : *CFM 2015 Proceedings, Lyon*.
- [84] A NEJADE. « A prediction method for separating and quantifying noise contributions from casings and other plate like components in complex machines ». In : *Journal of Sound and Vibration* 331.23 (2012), p. 5028–5039.
- [85] Gert DE SITTER, Christof DEVRIENDT, Patrick GUILLAUME et Erik PRUYT. « Operational transfer path analysis ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 24.2 (2010), p. 416–431.
- [86] H Van der AUWERAER, P MAS, S DOM, A VECCHIO, K JANSSENS et P Van de PONSEELE. *Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement : the role of fast, hybrid and operational path analysis*. Rapp. tech. SAE Technical Paper, 2007.
- [87] K JANSSENS, P GAJDATSY et H Van der AUWERAER. « Operational Path Analysis : a critical review ». In : *Proceedings of ISMA-2008, Leuven, Belgium* (2008).
- [88] Peter GAJDATSY, Karl JANSSENS, Ludo GIELEN, Peter MAS et Herman VAN DER AUWERAER. « Critical assessment of Operational Path Analysis : mathematical problems of transmissibility estimation ». In : *Journal of the Acoustical Society of America* 123.5 (2008), p. 3869.
- [89] Peter GAJDATSY, Karl JANSSENS, Ludo GIELEN, Peter MAS et Herman VAN DER AUWERAER. « Critical assessment of Operational Path Analysis : effect of coupling between path inputs ». In : *Journal of the Acoustical Society of America* 123.5 (2008), p. 3876–3876.
- [90] Peter GAJDATSY, Karl JANSSENS, Wim DESMET et Herman VAN DER AUWERAER. « Application of the transmissibility concept in transfer path analysis ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 24.7 (2010), p. 1963–1976.
- [91] AMR RIBEIRO, JMM SILVA et NMM MAIA. « On the generalisation of the transmissibility concept ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 14.1 (2000), p. 29–35.

- [92] Antonio PV URGUEIRA, Raquel AB ALMEIDA et Nuno MM MAIA. « On the use of the transmissibility concept for the evaluation of frequency response functions ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 25.3 (2011), p. 940–951.
- [93] NB ROOZEN et Quintin LECLERE. « On the use of artificial excitation in operational transfer path analysis ». In : *Applied Acoustics* 74.10 (2013), p. 1167–1174.
- [94] Quentin LECLERE, NB ROOZEN et Céline SANDIER. « On the use of the H<sub>s</sub> estimator for the experimental assessment of transmissibility matrices ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 43.1 (2014), p. 237–245.
- [95] Quentin LECLÈRE et Nacer HAMZAOU. « Using the moving synchronous average to analyze fuzzy cyclostationary signals ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 44.1 (2014), p. 149–159.
- [96] CJ STANDER et PS HEYNS. « Transmission path phase compensation for gear monitoring under fluctuating load conditions ». In : *Mechanical Systems and Signal Processing* 20.7 (2006), p. 1511–1522.
- [97] Souhayb KASS. « Impact de la cyclo-non-stationnarité au diagnostic de défauts de roulements en mode de variation de vitesse de charge ». Thèse de doct. Université de Lyon, Université Libanaise, En cours.
- [98] Julian BIEGER, Nicolas TOTARO et Nacer HAMZAOU. *Surveillance vibratoire sur un banc à engrenages*. INSA de Lyon, 2015.
- [99] Julius S BENDAT et Allan G PIERSOL. « Engineering applications of correlation and spectral analysis ». In : *New York, Wiley-Interscience, 1980. 315 p.* (1980).
- [100] Jean-Louis GUYADER. *Vibrations des milieux continus*. Hermes Science, 2002.



## FOLIO ADMINISTRATIF

### THESE DE L'UNIVERSITE DE LYON OPEREE AU SEIN DE L'INSA LYON

NOM : CARDENAS CABADA  
(avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)

DATE de SOUTENANCE : 08/12/2017

Prénoms : Edouard

TITRE : L'imagerie acoustique au service de la surveillance et de la détection des défauts mécaniques

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2017LYSEIX124

Ecole doctorale : MEGA

Spécialité : Acoustique

RESUME : L'analyse vibratoire constitue une part très importante des moyens de mesures pour la surveillance et la détection des défauts mécaniques des machines tournantes. Le positionnement des accéléromètres est stratégique et contribue fortement à la réussite du diagnostic ; la proximité du capteur de l'élément défaillant est une condition très utile mais pas toujours réalisable. La corrélation entre le bruit émis par une machine et son état est assez étroite et montre l'apport des mesures acoustiques pour l'optimisation du diagnostic. L'imagerie acoustique, très appliquée pour détecter des sources dans le domaine du transport, avec ses multiples méthodes (holographie, beamforming, etc...) peut être un moyen pour remonter aux défauts mécaniques. Dans cet objectif, plusieurs stratégies basées sur l'algorithme de beamforming sont développées. Premièrement, des indicateurs communément utilisés pour le diagnostic des machines sont visualisés en fonction de l'espace. Le kurtosis permet de localiser les sources impulsives qui peuvent être reliées à un défaut. De nouveaux indicateurs basés sur le spectre d'enveloppe des signaux focalisés sont également mis en place pour détecter les défauts de roulement de bague interne et externe. D'autre part, la moyenne synchrone angulaire est utilisée pour extraire le champ acoustique synchrone avec la rotation d'un composant de la machine. Les sources reliées à un défaut sont affectées au champ résiduel et peuvent être identifiées dans les cartographies. Enfin, une nouvelle méthode d'imagerie acoustique qui exploite les fonctions de transferts vibroacoustiques entre des accéléromètres positionnés sur la machine et une antenne acoustique est développée. Elle permet d'obtenir des cartographies de la pression rayonnée sur une surface de la machine uniquement à partir d'accéléromètres. Son applicabilité à la détection de défaut est également démontrée sur un banc à engrenages.

MOTS-CLÉS : Diagnostic, machines tournantes, beamforming, indicateurs de détection de défauts, fonctions de transfert vibroacoustiques

Laboratoire (s) de recherche : LVA

Directeur de thèse: Nacer HAMZAOUI

Président de jury :

Composition du jury : THOMAS Jean-Hugh, CHIEMENTIN Xavier, EL BADAOUI Moamed, CAPDESSUS Cécile, GRYLLIAS Kostantinos, ANTONI Jérôme, LECLERE Quentin, HAMZAOUI Nacer