

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Mémoire

Présenté pour obtenir le diplôme de Master à

L'université 8 Mai 1945 Guelma

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Présenté par

Berkani Rayene

**Diagnostic vibratoire des défauts dans le turboventilateur
101BJT**

Encadreur : Pr. OUELAA Nouredine

Co-encadreur : Dr. Kebabsa Tarek

2024/2025

Dédicace

Tout d'abord je tiens à remercier le dieu puissant.

À ceux qui sont la source de ma motivation et de mon courage, à qui je dois tout mon amour et ma profonde reconnaissance :

À mon père, pour tout ce qu'il a fait pour moi, pour ses sacrifices sans limite, son soutien moral constant, et tous les efforts qu'il a consentis pour mon éducation.

À ma mère, pour ses sacrifices, ses encouragements permanents et ses précieux conseils.

À mes frères et à mes cousins, à toute ma famille, pour leur affection sincère et leur présence réconfortante.

À Sara, mon amie fidèle, pour tous les moments partagés et le chemin parcouru ensemble au fil de ces années.

À toutes mes belles amies, pour les moments de joie et le soutien mutuel qui nous ont toujours unies.

Remerciements

Louange à Allah (que son nom soit glorifié) qui nous a guidés. Sans lui, nous n'aurions jamais été sur la bonne voie.

J'exprime toute ma gratitude à mon encadreur, le professeur

Noureddine Ouelaa, pour son encadrement exceptionnel, sa confiance, ses encouragements incessants et son soutien permanent.

Je tiens également à remercier mon Co-encadreur, **Tarek Kebabsa**, et **Monsieur Ammar Mrabti**, pour leur patience, leur disponibilité et leurs précieux conseils tout au long de l'élaboration de ce travail.

Je tiens également à remercier l'ensemble des enseignants du département de mécanique pour les connaissances et les compétences qu'ils nous ont transmises durant toutes ces années.

Résumé

Dans ce mémoire de fin d'études, nous avons étudié l'utilisation des approches avancées pour améliorer le diagnostic des défauts présents sur le turboventilateur 101BJT de l'unité d'ammoniac de l'usine FERTIAL d'Annaba, en Algérie.

La première partie repose sur une analyse spectrale des signaux mesurés sur les paliers de la turbine et du réducteur du 101BJT. Cette analyse a permis d'identifier avec précision plusieurs défauts mécaniques affectant le système. Dans la deuxième partie, la méthode de la cyclostationnarité est appliquée aux mêmes signaux, mettant en évidence des modulations cycliques caractéristiques de différents types de défauts. La troisième partie est consacrée à l'application de l'analyse multi-résolution en ondelettes (AMRO), qui a permis d'extraire des signatures vibratoires spécifiques associées à des défauts tels que le désalignement, le jeu de montage et l'usure des engrenages. L'ensemble de ces approches ouvre de nouvelles perspectives pour renforcer la fiabilité du suivi vibratoire et affiner le processus de diagnostic dans les machines tournantes.

Mots clés : Analyse spectrale, Cyclostationnarité, Multi-Résolution en Ondelettes, Détection de défauts, turboventilateur 101BJT.

Abstract

In this final year project, we studied the use of advanced approaches to improve fault diagnosis in the 101BJT turbo-fan of the ammonia production unit at the FERTIAL plant in Annaba, Algeria

The first part based on spectral analysis of signals measured on the turbine and gearbox bearings, enabling the precise identification of several mechanical faults affecting the System.

In the second part, the cyclostationary analysis is applied to the same signals, highlighting cyclic modulations that are characteristic of different types of faults.

The third part is dedicated to the application of wavelet multi-resolution analysis WMRA (AMRO), which made it possible to extract specific vibration signatures associated with faults such as misalignment, assembly looseness, and gear wear.

Together, these approaches open new perspectives for improving the reliability of vibration monitoring and enhancing the diagnostic process in rotating machinery.

Key words: Spectral analysis, cyclostationarity, wavelet multi-resolution analysis, fault detection, 101BJT turbo-fan.

الملخص

نقترح في هذه المذكرة استخدام مناهج متقدمة بهدف تحسين تشخيص الأعطال في المروحة التوربينية 101BJT التابعة لوحدة إنتاج الأمونياك بمصنع فيرتيال بمدينة عنابة.

يعتمد الجزء الأول على التحليل الطيفي (Spectral) للإشارات الاهتزازية المقاسة على محامل التوربين وعلبة السرعة الخاصة، حيث مكن هذا التحليل من تحديد عدة أعطال ميكانيكية بدقة.

أما في الجزء الثاني، فقد تم تطبيق طريقة التحليل الدوري الثابت (Cyclostationnarity) على نفس الإشارات مما سمح بالكشف عن وجود تضمينات دورية مميزة لأنواع مختلفة من الأعطال.

خصص الجزء الثالث لتطبيق التحليل متعدد الدقة باستخدام الموجات (AMRO)، والذي مكن من استخراج بصمات اهتزازية خاصة مرتبطة بأعطال مثل اختلال المحاذاة، وجود فراغات في التركيب، وتآكل التروس. تفتح هذه المقاربات أفقاً جديدة لتعزيز موثوقية المراقبة الاهتزازية وتحسين دقة تشخيص الأعطال في الآلات الدوارة.

الكلمات المفتاحية: التحليل الطيفي، طريقة الدور الثابت، التحليل متعدد الدقة باستخدام الموجات، كشف الأخطاء، المروحة التوربينية 101BJT.

Table des matières

Dédicace	i
Remerciements	ii
Résumé	iii
Abstract	iv
الملخص	v
Table des matières	vi
Liste des figures	ix
Liste des tableaux	xi
Introduction générale.....	1

Chapitre I: Etat de l'art et synthèse bibliographique

I.1.Introduction	3
I.2.Généralités sur la maintenance.....	4
I.2.1. Définition de la maintenance	4
I.2.2. Importance de la maintenance	4
I.3.Politique de maintenance	4
I.3.1. La maintenance corrective.....	5
I.3.2. La maintenance préventive	5
I.4.Techniques de la maintenance conditionnelle.....	5
I.4.1. Analyse thermographique.....	6
I.4.2. Contrôle ultrasonore	6
I.4.3. Analyse de lubrification.....	7
I.4.4. Analyse vibratoire.....	8
I.5.Pratique d'analyse vibratoire dans les machines tournantes	8
I.5.1. La surveillance.....	8

I.5.2. Le diagnostic.....	9
I.5.2.1. Analyse spectrale	9
I.5.2.2. Décomposition Variationnelle des Modes (VMD).....	9
I.5.2.3. Analyse multi Résolution en Ondelettes	11
I.5.2.4. Analyse cyclostationnaire	12
I.6.Synthèse bibliographique	13
I.7.Conclusion.....	17
 <i>Chapitre II: Diagnostic des défauts du turboventilateur 101BJT par analyse spectrale</i>	
II. 1Introduction	18
II. 2Présentation de l'installation	18
II.2.1Description du turboventilateur 101BJT.....	18
II.2.2Caractéristiques techniques de la turbine à vapeur	20
II.2.3Caractéristiques techniques du Réducteur	21
II. 3Méthodes de collecte des données.....	22
II.3.1Point de mesure et matériel utilisée	22
II.3.2Campagnes de mesures	23
II. 4Résultats et Analyse spectrale des défauts	24
II.4.1Fréquences caractéristiques des défauts.....	24
II.4.2Analyse spectrale en basse fréquences	25
II.4.3Analyse spectrale en haute fréquences	28
II. 5Conclusion	32
 <i>Chapitre III: Aspects Théoriques de la cyclostationnarité et application expérimentale à l'analyse du turboventilateur 101BJT</i>	
III. 1Introduction	33
III. 2Principe de la méthode	33
III.2.1L'intégration MID basée sur la corrélation spectrale	37
III. 3Application de l'analyse cyclostationnarité aux signaux mesurés du turboventilateur	39

III.3.1Analyse de la turbine en basse fréquence	39
III. 4Synthèse du chapitre.....	46
<i>Chapitre IV: Diagnostic par Analyse Multi-Résolution en Ondelettes</i>	
IV. 1Introduction	47
IV. 2Formulation mathématique	47
IV. 3Application de l'AMRO aux signaux mesurés du turboventilateur 101BJT	49
IV.3.1Analyse en basse fréquence de la turbine.....	49
IV.3.2Analyse en haute fréquence de la turbine.....	51
IV.3.3Analyse en basse fréquence du Réducteur	52
IV.3.4Analyse en haute fréquence du Réducteur	53
IV. 4 Conclusions.....	53
Références	55

Liste des figures

Chapitre I: Etat de l'art et synthèse bibliographique

Figure 1. Les différentes stratégies de maintenance.....	4
Figure 2. Différentes techniques de la maintenance conditionnelle	6
Figure 3. Image obtenue à partir de la thermographie infrarouge utilisée pour la maintenance préventive	6
Figure 4. Contrôle d'une tôle par ultrasons	7
Figure 5. Exemple de l'analyse de lubrification.....	7
Figure 6. Analyse vibratoire d'une machine tournante	8
Figure 7. Spectre d'un signal simulé d'un défaut double d'engrenage.....	9
Figure 8. Schéma représentatif du principe de la méthode VMD	10
Figure 9. (a) Les signaux de six premiers IMFs du signal mesuré au palier 1, (b) Les spectres de six premiers' signaux IMF mesurés au palier 1	11
Figure 10. Exemple de décomposition un signal par l'analyse l'AMRO.....	12
Figure 11. (a) Corrélacion spectrale (MID), (b) son intégration (IMID)	13

Chapitre II: Diagnostic des défauts du turboventilateur 101BJT par analyse spectrale

Figure 1. Zone reforming primer NH3	18
Figure 2. Schéma cinématique du turbo ventilateur 101 BJT	19
Figure 3. La vis et la roue dentée	20
Figure 4. Les ailettes et les roues de la turbine.....	20
Figure 5. Réducteur GVAB420.....	22
Figure 6. (a). Accéléromètres mono axial (industriel) et triaxial, (b). Pulse Labshop et la chaîne de mesure	23
Figure 7. Signaux d'accélération mesurées sur les paliers lisses de la turbine :	25
Figure 8. Signaux d'accélération mesurées sur les paliers lisses du réducteur :	26
Figure 9. Spectre du palier 1 et son zoom	27
Figure 10. Spectre du palier 2 et son zoom	27
Figure 11. Spectres des paliers lisses du réducteur :	28
Figure 12. Spectre des deux paliers de la turbine :	29
Figure 13. Spectre du palier 3 et son zoom	30
Figure 14. Spectre du palier 4 et son zoom	31
Figure 15. Spectre du palier 5 et son zoom	31

Figure 16. Spectre du palier 6 et son zoom 32

Chapitre III: Aspects Théoriques de la cyclostationnarité et application expérimentale à l'analyse du turboventilateur 101BJT

Figure 1. Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence..... 34

Figure 2. Algorithme proposé pour le calcul du MID et de l'IMID 35

Figure 3. a. Représentation du MID, b. L'IMID 38

Figure 4. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID..... 40

Figure 5. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID.....41

Figure 6. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID.....42

Figure 7. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID.....43

Figure 8. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID.....44

Figure 9. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID.....45

Figure 10. Spectre typologique [Brüel&KjærVibro].....46

Chapitre IV: Diagnostic par Analyse Multi-Résolution en Ondelettes

Figure 1. Schéma de décomposition par l'AMRO 49

Figure 2. Exemple de décomposition d'un signal du palier 1 par l'AMRO 50

Figure 3. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en base fréquence dans : 51

Figure 4. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en haute fréquence dans : 51

Figure 5. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en base fréquence dans : 52

Figure 6. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en haute fréquence dans : 53

Liste des tableaux

Chapitre II: Diagnostic des défauts du turboventilateur 101BJT par analyse spectrale

Tableau 1. Caractéristiques techniques de la turbine à vapeur	21
Tableau 2. Caractéristiques techniques de réducteur GVAB420	22
Tableau 3. Données des mesures	24
Tableau 4. Les fréquences calculées des défauts du turboventilateur 101BJT	24

Introduction générale

Dans le contexte industriel moderne, la fiabilité des machines tournantes constitue un enjeu majeur, tant pour la continuité des opérations que pour la maîtrise des coûts d'exploitation et de maintenance. Parmi les différentes techniques disponibles, l'analyse vibratoire s'impose comme l'un des outils les plus performants et les plus répandus pour surveiller l'état de santé des équipements. Elle permet une détection précoce de divers défauts mécaniques, contribuant ainsi à prévenir les pannes critiques.

Le présent projet de fin d'études (PFE) vise à mettre en œuvre des approches avancées de traitement du signal, dont l'objectif principal est la détection précoce des défauts d'un turboventilateur industriel de type 101BJT utilisé dans l'unité d'ammoniac de l'entreprise FERTIAL à Annaba, en Algérie.

Dans ce contexte, l'étude met en œuvre trois approches principales : l'analyse spectrale, l'analyse cyclostationnaire basée sur la modulation d'intensité de distribution (MID) et sont l'intégration (IMID), ainsi que l'analyse multi-résolution par ondelettes (AMRO). Chacune de ces méthodes contribue à améliorer le diagnostic. Elles font l'objet d'une évaluation approfondie visant à mesurer leur efficacité dans la détection, la localisation et la caractérisation de divers défauts, tels que les défauts d'engrenages, des roulements ou encore les défauts liés aux arbres.

Les différents chapitres de ce projet sont organisés de la manière suivante :

Le premier chapitre, est consacré sur les concepts fondamentaux liés à la maintenance industrielle, en mettant l'accent sur la maintenance préventive conditionnelle, ainsi que les principales techniques de surveillance des machines tournantes, avec une attention particulière portée sur l'analyse vibratoire. Il présente également une revue de la littérature des méthodes actuelles de traitement du signal utilisées pour la détection des défauts dans ce type de machines.

Dans le deuxième chapitre, est consacré à l'étude expérimentale d'un turboventilateur 101BJT de l'unité d'ammoniac de FERTIAL à Annaba, en Algérie. Cette étude s'appuie sur des campagnes de mesures vibratoires effectuées sur différents paliers de la turbine et du réducteur. Une analyse spectrale est ensuite effectuée en vue d'identifier les défauts caractéristiques du turboventilateur. Cette approche permet de caractériser les défauts majeurs, tels que l'usure des engrenages, les déséquilibres dynamiques et les anomalies de roulements.

L'analyse spectrale joue un rôle clé dans la stratégie de maintenance prédictive et l'optimisation de la fiabilité de l'installation, car elle permet de détecter les signatures fréquentielles caractéristiques de chaque défaut.

Dans le troisième chapitre, se focalise sur la méthode de la cyclostationnarité, en mettant l'accent sur sa théorie et ses applications dans le milieu industriel. Il met également en évidence l'efficacité de cette méthode pour l'analyse et le diagnostic des signaux mesurés sur les paliers de la turbine et du réducteur du turboventilateur 101 BJT. Cette méthode a en effet permis de détecter les modulations des fréquences des défauts dans ces signaux par l'application de la MID et de l'(IMID). Ces techniques montrent de manière très explicite la présence ou non des défauts.

Dans le quatrième chapitre, les fondements théoriques ainsi que l'application l'(AMRO) à l'étude des signaux mesurés sur les paliers de la turbine et du réducteur du turboventilateur 101 BJT. Elle a notamment permis d'identifier les signatures vibratoires caractéristiques de divers défauts mécaniques tels que le désalignement, le jeu de montage, l'usure d'engrenage ou le frottement de choc.

Grâce à sa capacité à localiser les défauts sur différentes bandes fréquentielles, cette méthode permet d'établir un diagnostic approfondi et fiable des machines et systèmes industriels.



Chapitre I
Etat de l'art
Et synthèse
bibliographique



I.1. Introduction

L'industrie accorde une importance majeure à la maintenance préventive conditionnelle des machines tournantes, dans le but de prolonger leur durée de vie tout en optimisant les coûts d'exploitation et de maintenance. Parmi les méthodes disponibles, l'analyse vibratoire s'impose comme l'un des outils les plus performants et les plus répandus. Elle permet de détecter précocement les défauts et de prévenir les pannes. Toutefois, malgré les avancées technologiques dans ce domaine, plusieurs défis persistent, en particulier en ce qui concerne la précision et la fiabilité des techniques de détection.

Dans ce contexte, le présent projet de fin d'études (**PFE**) vise à appliquer deux approches innovantes de diagnostic des machines tournantes, capable de détecter, d'identifier et de classer les défauts fréquemment rencontrés dans les environnements industriels. Ces approches reposent principalement sur l'analyse de signaux vibratoires mesurés à différents points critiques de la machine, afin d'en extraire des informations pertinentes sur son état de santé.

Par ailleurs, une étude approfondie de la littérature scientifique a été menée afin d'examiner les méthodes couramment utilisées pour le diagnostic des défauts dans les machines tournantes, en mettant particulièrement l'accent sur l'analyse vibratoire. Cette dernière est reconnue comme l'une des techniques les plus efficaces pour la détection d'anomalies, y compris les défauts complexes. Nous nous intéressons ainsi à ses applications pratiques, aux différentes techniques de traitement du signal qu'elle mobilise, ainsi qu'aux perspectives qu'elle offre pour une maintenance préventive plus intelligente et plus ciblée.

De nombreuses méthodes ont été développées à ce jour pour le diagnostic des composants tels que les moto-ventilateurs, les compresseurs et les turbomachines. Parmi celles-ci, on distingue les approches classiques comme l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale ou l'analyse d'enveloppe, ainsi que des techniques plus récentes et intelligentes telles que l'AMRO, l'EMD, l'EEMD, le CEMD-EN, la VMD ou encore les méthodes basées sur la cyclostationnarité. Ces dernières exploitent l'extraction avancée de caractéristiques des signaux vibratoires afin de révéler des signatures spécifiques associées à des défaillances souvent difficiles à détecter, comme celles affectant les roulements, les paliers lisses, les engrenages et d'autres organes mécaniques.

Avec l'évolution rapide des technologies industrielles, la surveillance de l'état de santé des machines est devenue un axe de recherche prioritaire. Les efforts actuels des chercheurs se concentrent sur l'amélioration continue des méthodes de détection de défauts, afin de garantir

une meilleure disponibilité des équipements, de réduire les temps d'arrêt non planifiés, et d'accroître la fiabilité globale des systèmes tournants.

I.2. Généralités sur la maintenance

I.2.1. Définition de la maintenance

D'après la norme *NF EN 13306 X 60-319*, la définition de la maintenance est « l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise [1] ».

I.2.2. Importance de la maintenance

La maintenance vise à assurer le bon fonctionnement et la performance des équipements en prévenant les pannes, en détectant les défauts et en améliorant les systèmes, tout en respectant les exigences de qualité, sécurité et environnement.

I.3. Politique de maintenance

Les stratégies de maintenance peuvent être répertoriées en deux grandes catégories : la maintenance corrective et la maintenance préventive.

La figure 1 présente les différentes stratégies en fonction du type de maintenance étudiée [2].

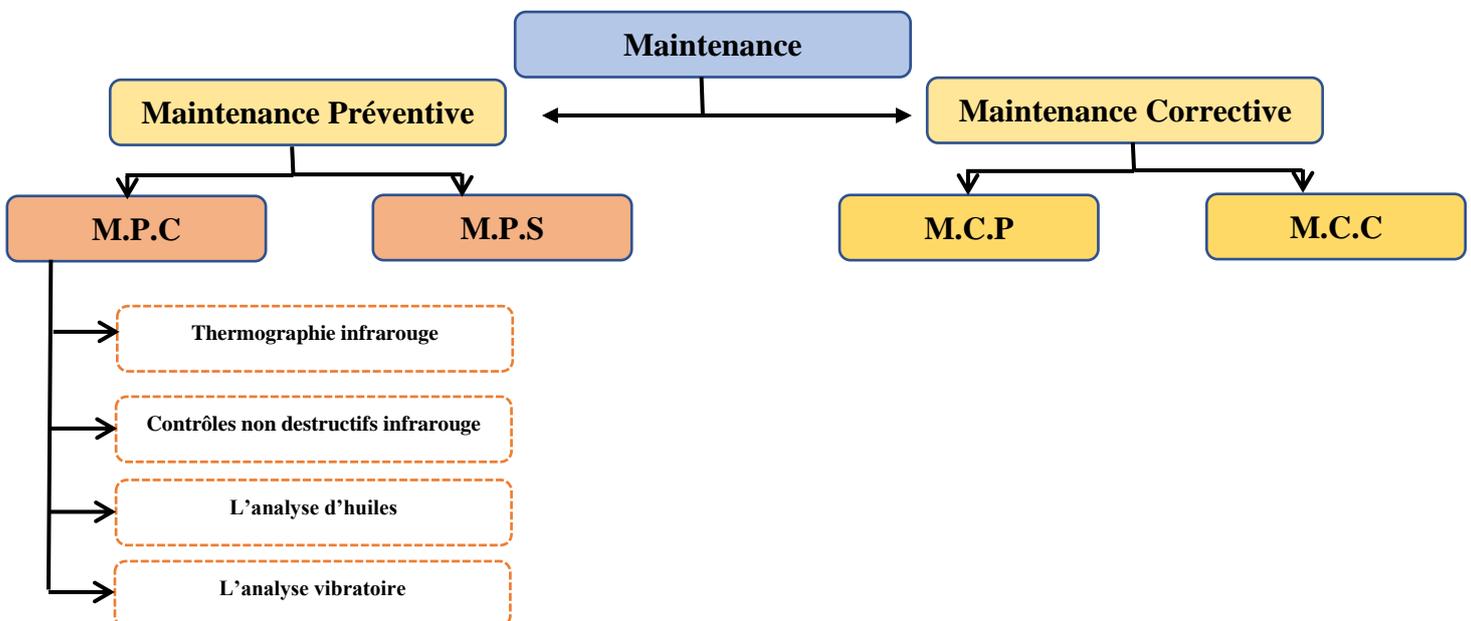


Figure 1. Les différentes stratégies de maintenance

I.3.1. La maintenance corrective

La maintenance corrective est la maintenance qui intervient suite à la défaillance du système, Elle peut se décomposer en deux branches :

- La maintenance corrective palliative (dépannage) : Le dépannage vise à rétablir provisoirement une fonction nécessaire par des mesures temporaires qui nécessitent des actions correctives ultérieures.
- La maintenance corrective curative (réparation) : L'intervention après une panne vise à restaurer la performance optimale de l'équipement.

I.3.2. La maintenance préventive

La maintenance préventive est réalisée lorsque le système est encore en fonctionnement. Elle peut être :

- La maintenance préventive systématique : La maintenance programmée est une maintenance préventive réalisée périodiquement, selon un calendrier ou un nombre d'unités d'usage, sans contrôle préalable de l'état du bien.
- La maintenance préventive conditionnelle : La maintenance conditionnelle repose sur une surveillance continue de l'équipement en fonctionnement. L'intervention n'est déclenchée que lorsqu'un défaut potentiel ou une usure prédéfinie est clairement détecté par des mesures.

I.4. Techniques de la maintenance conditionnelle

Les machines tournantes nécessitent une maintenance régulière pour éviter les pannes et garantir leur disponibilité. Des techniques comme l'analyse vibratoire, la thermographie et l'analyse d'huile permettent de détecter les signes de défaillance. La maintenance préventive conditionnelle est déclenchée lorsqu'un indicateur signale une dégradation de l'état de la machine [3]. la figure 2 illustre l'efficacité remarquable de l'analyse vibratoire pour détecter tous les défauts de la structure de la machine.

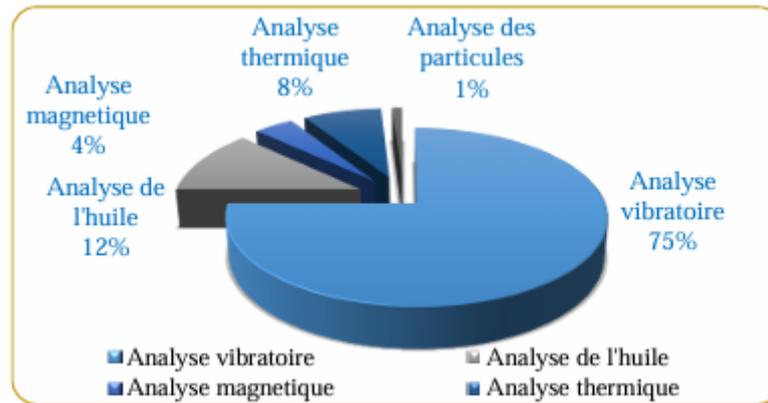


Figure 2. Différentes techniques de la maintenance conditionnelle

I.4.1. Analyse thermographique

La thermographie infrarouge est couramment utilisée dans la surveillance des machines rotatives (voir figure 3), car elle permet de détecter précocement les anomalies thermiques révélatrices de dysfonctionnements. En identifiant ces signes avant-coureurs, elle contribue à éviter des pannes coûteuses et à planifier efficacement une maintenance préventive fondée sur des données objectives [2].

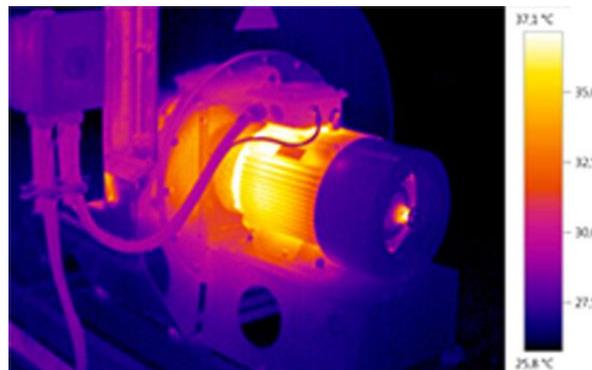


Figure 3. Image obtenue à partir de la thermographie infrarouge utilisée pour la maintenance préventive

I.4.2. Contrôle ultrasonore

Cette méthode présente les principes et applications du contrôle par ultrasons, une méthode non destructive utilisée pour détecter les défauts dans les matériaux. Un transducteur émet des ondes ultrasonores qui se propagent dans le matériau, et les échos résultants permettent d'identifier des défauts internes. Le contrôle peut se faire par contact direct ou immersion, avec une transmission et une réflexion des ondes pour interpréter les données à l'aide d'un oscilloscope. Trois types d'ondes sont décrits : les ondes longitudinales, transversales, et de surface, chaque type ayant des propriétés spécifiques.

Les ultrasons sont largement utilisés dans l'industrie métallurgique et commencent à s'appliquer aux plastiques et composites. Les principales applications incluent la détection de défauts de soudure, la mesure d'épaisseur, et l'inspection de pièces moulées. Par exemple présenté dans la figure 4 du contrôle d'une tôle. L'écran de l'oscilloscope montre un pic d'entrée à gauche et un pic de sortie à droite. La distance entre les deux pics correspond à 2 fois l'épaisseur de la tôle (aller-retour) [4].

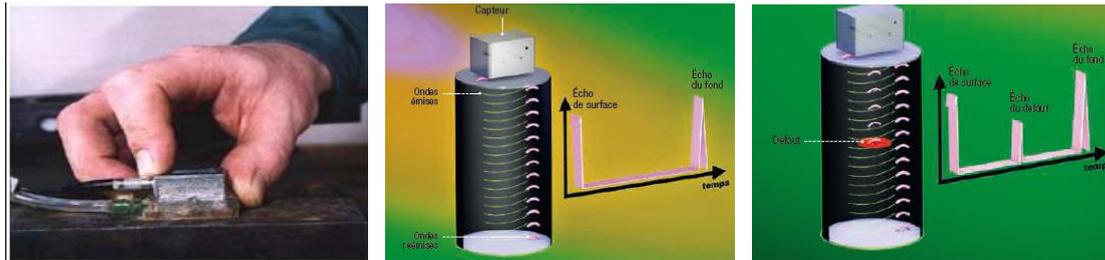


Figure 4. Contrôle d'une tôle par ultrasons

I.4.3. Analyse de lubrification

Compte tenu de l'importance de l'analyse des huiles dans la prolongation de la durée de vie des équipements industriels, l'optimisation des coûts de maintenance et l'amélioration des performances des machines tournantes, il est essentiel de fournir aux ingénieurs une compréhension approfondie des différentes méthodes d'échantillonnage, ainsi que des propriétés physico-chimiques des lubrifiants, voir figure 5. Parmi ces propriétés, la viscosité dynamique et cinématique, l'indice d'acidité (TAN) et l'analyse spectrographique jouent un rôle clé dans la détection de la dégradation et de la contamination des lubrifiants, permettant ainsi un diagnostic fiable de l'état des machines et une planification efficace de la maintenance [2].



Figure 5. Exemple de l'analyse de lubrification

I.4.4. Analyse vibratoire

L'analyse vibratoire constitue une technique de surveillance permanente essentielle pour le diagnostic des défauts dans les machines tournantes. Elle joue un rôle central dans la maintenance préventive conditionnelle des équipements industriels rotatifs (voir figure 6). Cette méthode repose sur la mesure des vibrations aux niveaux des paliers et sur l'analyse des signaux émis par les machines en fonctionnement. Ces vibrations sont de précieux indicateurs de l'état de santé des équipements, permettant d'identifier divers types de défauts, tels que les désalignements, les anomalies de roulements ou les engrenages endommagés. La maîtrise des principes fondamentaux de l'analyse vibratoire est indispensable pour les ingénieurs spécialisés, tant pour l'interprétation correcte des données que pour la mise en œuvre d'une stratégie de maintenance efficace [5].



Figure 6. Analyse vibratoire d'une machine tournante

I.5. Pratique d'analyse vibratoire dans les machines tournantes

I.5.1. La surveillance

Elle permet de suivre l'état d'une machine en comparant ses vibrations à une signature établie à partir de mesures initiales. Il existe différents indicateurs de surveillance du niveau vibratoire d'une machine [3]. Parmi ces indicateurs :

- Les indicateurs scalaires comme (valeur efficace "RMS", valeur crête, facteur de crête, kurtosis) ;
- Les indicateurs spectraux (spectre à résolution constante, spectre à pourcentage de bandes constant) ;
- Les indicateurs spécifiques (amplitude d'une raie spectrale, amplitudes des harmoniques spectraux).

I.5.2. Le diagnostic

En cas de détection de vibrations anormales par le système de surveillance, le diagnostic vise à localiser la composante défaillante de la machine. Le diagnostic repose sur l'interprétation des signaux vibratoires produits par la machine pendant son fonctionnement [3].

I.5.2.1. Analyse spectrale

Consiste à examiner la représentation de domaine de fréquence d'un signal figure 7. Cette technique est largement utilisée pour surveiller l'état des systèmes dans les machines tournantes, et permet de détecter et diagnostiquer les défaillances qui gère le système. La Transformée de Fourier rapide (FFT) est utilisée par la plupart des analyseurs de spectre modernes [3].

Mathématiquement, la transformée de Fourier rapide est donnée par :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t)e^{-2j\pi ft} dt \quad (1)$$

Avec $S(f)$ est la transformée de Fourier du signal $S(t)$, f est la variable fréquence et t est la variable temps [4]

La figure 7 montre le signal temporel résultant d'un défaut combiné d'engrenage, qui simule un défaut moyen sur un pignon de 40 dents et un grand défaut sur une roue de 53 dents, avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée de 15 Hz.

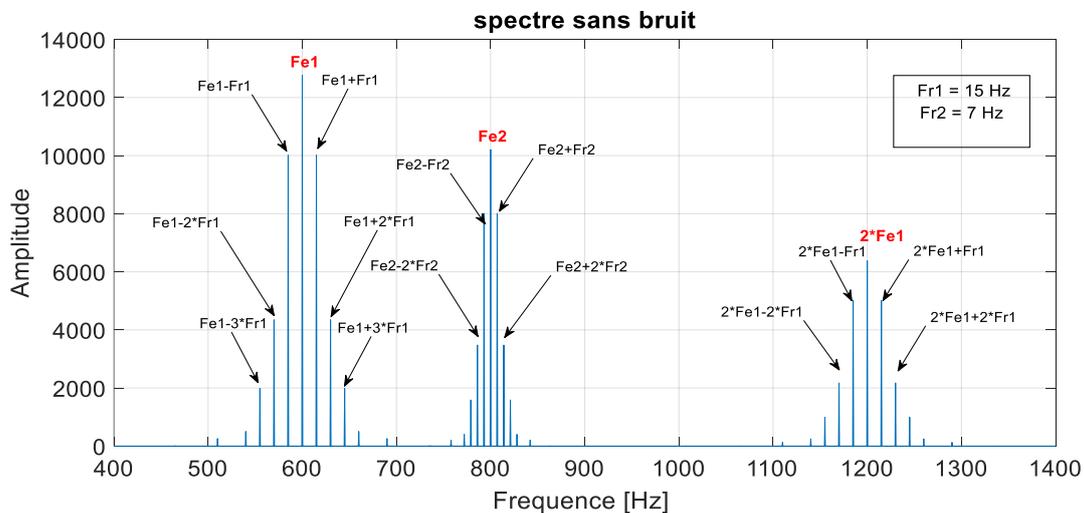


Figure 7. Spectre d'un signal simulé d'un défaut double d'engrenage

I.5.2.2. Décomposition Variationnelle des Modes (VMD)

La décomposition modale variationnelle a été proposée par Dragomiretskiy et Zosso en 2014. Inspirée par l'EMD, la méthode suppose que le signal original G soit composé d'une quantité de fonctions de mode intrinsèque (IMFs) appelées ainsi, qui sont définies comme des composantes AM-FM (voir figure 8).

$$g(t) = \sum_k u_k(t) \sum_k A_k(t) \cos[\varphi_k(t)] \quad (2)$$

Où $A_k(t)$ est l'amplitude instantanée de $u_k(t)$, $\varphi_k(t)$ est la phase instantanée de $u_k(t)$. La fréquence centrale de l'IMF est supposée être la fréquence instantanée correspondante (voir figure 9) [7].

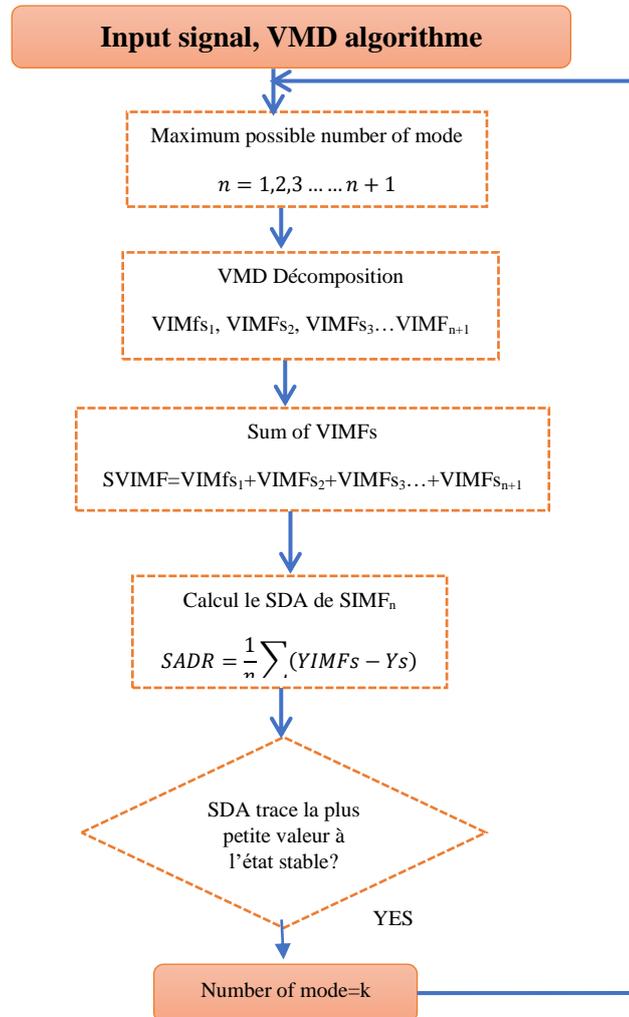


Figure 8. Schéma représentatif du principe de la méthode VMD

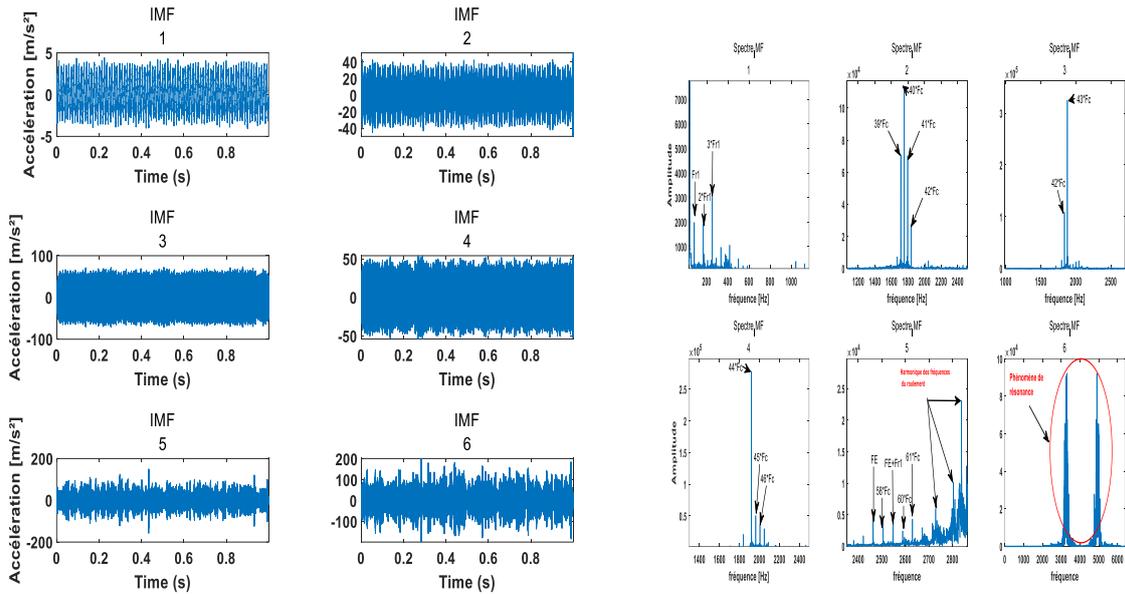


Figure 9. (a) Les signaux de six premiers IMFs du signal mesuré au palier 1, (b) Les spectres de six premiers' signaux IMF mesurés au palier 1

I.5.2.3. Analyse multi Résolution en Ondelettes

La transformée en ondelettes est une transformation mathématique qui représente un signal $s(t)$ en termes de fonctions issues de la dilatation et de la translation d'une fonction singulière appelée ondelette mère $\psi(t)$ [6]. La famille d'ondelettes se met sous la forme :

$$\Psi_a(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \tag{3}$$

Avec a paramètre d'échelle et b paramètre de translation. En notant $\psi^*(t)$ la conjuguée de $\psi(t)$, la transformée continue en ondelette (CWT) du signal $s(t)$ est définie par :

$$CWT(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \tag{4}$$

La transformée en ondelettes discrète (DWT) est une discrétisation de la transformée en ondelettes continue (CWT) voir figure 10. En remplaçant respectivement a et b par 2^m et $n2^m$, avec m et n des entiers, son expression devient :

$$DWT(m, n) = 2^{-\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \psi^*(2^{-m}t - n) dt \tag{5}$$

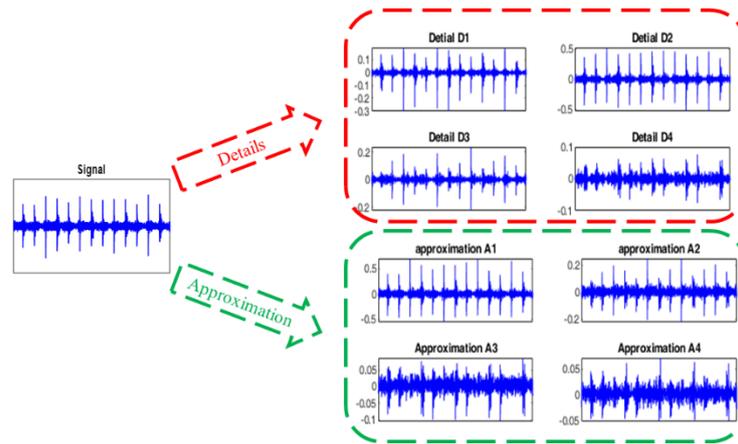


Figure 10. Exemple de décomposition un signal par l'analyse l'AMRO

I.5.2.4. Analyse cyclostationnaire

La cyclostationnarité est une méthode basée principalement sur la fonction de modulation d'intensité de distribution (MID) permettant la détection et l'identification des modulations présentes dans un signal. La technique du (MID) a été initialement conçue pour le diagnostic des défauts des engrenages, des paliers à roulement et des paliers lisses. La densité de corrélation spectrale se concentre sur la détection des modulations d'amplitude des bandes latérales espacées symétriquement dans les spectres. Elle permet de présenter des valeurs de l'indicateur de modulations sur un plan fréquentiel du signal en fonction de la fréquence porteuse f et la fréquence de modulation α . Plusieurs techniques existent telles que les ondelettes et la décomposition empiriques des modulations et qui pourraient être utilisés pour définir l'indicateur de présence des modulations. Par conséquent, la méthode proposée peut être personnalisée afin de spécifier les propriétés des différents signaux à étudier. Afin d'expliquer les principes de (MID), l'expression (6) représente un signal simple $x(t)$ constitué en une onde sinusoïdale de fréquence f modulée en amplitude par plusieurs composantes sinusoïdales avec des fréquences correspondant à des multiples d'amplitudes égales à $y_1 \dots y_k$

$$x(t) = \sin(2\pi ft) [1 + y_1 \sin(2\pi \alpha t) + y_2 \sin(2\pi \alpha t) + \dots + y_k \sin(2\pi \alpha t)] \quad (6)$$

Pour $N = (1, 2, \dots, n)$ et $K = (1, 2, \dots, k)$

Un signal filtré de cette manière [3] contient, dans le cas idéalisé, seulement le composant spécifié avec aucun des signaux supplémentaires et avec un niveau de bruit très réduit. Dans ce cas, le signal filtré se compose d'un ensemble de trois éléments :

$$x_i = x_{\Delta f}(t; f - i\alpha) \quad \text{avec} \quad i = \{-1, 0, 1\}$$

Où x_i est une valeur unique du signal, $x_{\Delta f}(t, f)$ indique la version filtrée de $x(t)$ dans une bande de fréquence latérale $\left[f - \frac{\Delta f}{2}; f + \frac{\Delta f}{2} \right]$ avec Δf le pas fréquentiel [3].

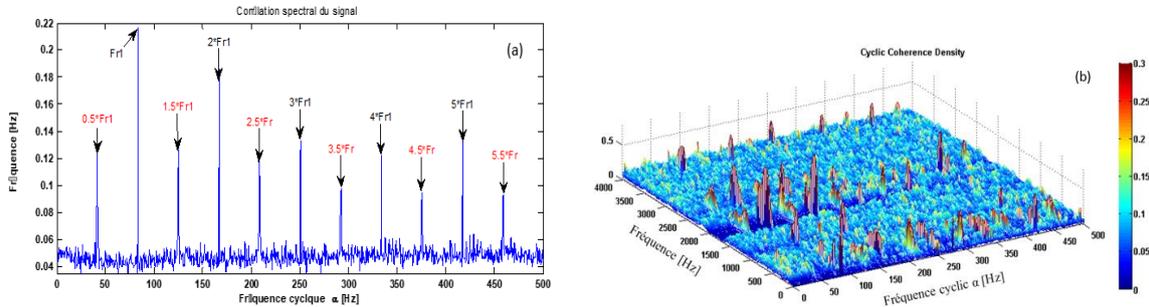


Figure 2. (a) Corrélation spectrale (MID), (b) son intégration (IMID)

I.6. Synthèse bibliographique

I. IBRAHIMI [8] : L'étude porte sur l'analyse des vibrations pour le diagnostic des défauts des roulements à éléments roulants, un élément clé de la maintenance prédictive des machines rotatives. L'analyse des vibrations est la méthode la plus répandue pour surveiller l'état des roulements, permettant d'identifier les variations des signaux vibratoires entre des roulements sains et défectueux. L'article explore plusieurs techniques, notamment l'analyse spectrale, l'analyse d'enveloppe et les méthodes temps-fréquence comme la transformée de Fourier à court terme et la transformée en ondelettes. Ces outils permettent d'extraire les fréquences caractéristiques des défauts et d'en suivre l'évolution. L'étude conclut que la surveillance régulière et l'utilisation de techniques avancées d'analyse des vibrations permettent de détecter les défaillances à un stade précoce, réduisant ainsi les risques de pannes critiques.

C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa et S. Guenfoud [9] : Cette étude se concentre sur la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, en mettant l'accent sur la détection des défauts d'écaillage sur les dentures d'engrenage. Elle propose une méthodologie numérique et expérimentale pour surveiller efficacement les vibrations des engrenages à l'aide d'accéléromètres placés sur les paliers de roulements. Les indicateurs scalaires tels que le kurtosis, le facteur de crête et le RMS sont analysés pour détecter les défauts. Les résultats montrent que le kurtosis est particulièrement sensible à la taille des défauts, tandis que le facteur de crête et le RMS sont également utiles mais moins fiables. L'étude inclut des simulations numériques et des validations expérimentales sur un banc d'essai, démontrant que les conditions de charge et de graissage influencent significativement la détection des défauts. En conclusion,

le kurtosis se révèle être l'indicateur le plus efficace pour la détection précoce des défauts d'engrenage, bien que sa sensibilité diminue avec l'augmentation du nombre de défauts.

D. Rossetti, Yu Zhang, S. Squartini et S. Collura [10] : Cet article présente une nouvelle méthode de classification des défauts de roulements, combinant l'analyse temps-fréquence et le traitement d'image. En utilisant les signaux de vibration des roulements, la technique détecte et classe les défauts en décomposant les signaux par décomposition en mode empirique (EMD) et analyse en composantes principales (PCA). Les spectrogrammes sont générés pour chaque composante, fournissant une représentation visuelle des relations temps-fréquence. Les moments d'image extraits des spectrogrammes servent de caractéristiques pour un algorithme de classification basé sur les machines à vecteurs de support (SVM). Les résultats montrent une classification efficace des défauts sous différentes vitesses et charges, avec des précisions atteignant 85,63% pour des conditions stationnaires et 71,88% pour des conditions non stationnaires. La méthode est prometteuse pour le diagnostic et le pronostic des roulements à rouleaux, et des études futures testeront son efficacité sur des données réelles de machines industrielles.

S. Al-Sulti, B. Samanta, K.R. Al-Balushi et S.A. Al-Araimi [11] : L'article compare différentes techniques de traitement du signal pour la détection des défauts dans les roulements à éléments roulants. Il analyse les signaux de vibration d'une machine en rotation dans trois domaines : temporel, fréquentiel et temps-fréquence. Différentes méthodes de traitement du signal, comme la transformée de Fourier à court terme (STFT), la distribution de Wigner-Ville modifiée (WVD) et la transformation en ondelettes, sont évaluées pour leur efficacité à identifier les défauts des roulements. Les résultats montrent que les méthodes temps-fréquence offrent une meilleure détection des défauts en raison de leur capacité à analyser les signaux non stationnaires. L'étude met en évidence l'importance du choix de la technique de traitement du signal pour améliorer la fiabilité du diagnostic des roulements.

T. Kebabsa, N. Ouelaa, A. Djebala [12] : L'étude porte sur l'analyse vibratoire d'un moteur de ventilateur industriel afin de prévenir les pannes et optimiser la maintenance. Elle propose l'utilisation d'un indicateur innovant et de l'analyse spectrale pour un diagnostic précis. Après avoir identifié des vibrations anormales, l'équipe a mis en œuvre différentes interventions, dont un remplacement de rotor, sans succès significatif. Une analyse approfondie a révélé un problème d'alignement structurel, corrigé par l'ajout d'une cale de 16 mm, ce qui a

drastiquement réduit les vibrations. L'étude met en avant l'importance d'une analyse vibratoire précise pour éviter des réparations inutiles et optimiser la durée de vie des équipements.

R. Younes, N. Ouelaa, N. Hamzaoui [13] : L'étude analyse les signaux vibro-acoustiques pour détecter des défauts combinés d'engrenages et de roulements. L'objectif est d'identifier chaque défaut, même lorsqu'ils sont combinés. Les indicateurs scalaires temporels et spectraux sont examinés, suivis d'une analyse perceptive basée sur l'écoute humaine. Les résultats montrent que la corrélation entre les indicateurs vibratoires et la perception sonore est pertinente uniquement pour deux indicateurs : le kurtosis et le facteur de crête. L'étude propose une optimisation des indicateurs pour améliorer la détection des défauts à différents niveaux de gravité. L'approche perceptive s'avère efficace, mais son application aux défauts combinés nécessite l'exploration d'autres indicateurs pour affiner l'analyse.

M.Kh. Babouri, N. Ouelaa, T. Kebabsa, A. Djebala [14] : L'article présente une méthode hybride pour le diagnostic des défauts mécaniques dans les machines tournantes. Cette méthode combine la décomposition empirique modale complète avec bruit adaptatif (CEEMDAN) et l'analyse multi-résolution optimisée par ondelettes (OWMRA). La méthode a été validée en laboratoire sur un banc d'essai avec des roulements présentant des défauts sur les bagues intérieure et extérieure, et a été appliquée dans un contexte industriel sur un groupe turbo-alternateur utilisé dans la production d'engrais en Algérie. Les résultats montrent que cette technique réduit efficacement le bruit, met en évidence la nature et la sévérité des défauts, et surpasse les méthodes conventionnelles (EMD, EEMD). Elle permet notamment d'identifier des anomalies telles que l'usure des engrenages, les défauts de pales et le tourbillonnement d'huile dans les paliers lisses. En conclusion, cette approche s'avère être un outil puissant pour le diagnostic vibratoire en milieu industriel, contribuant à une meilleure maintenance prédictive et à la prévention des pannes majeures.

T. Kebabsa, M.KH. Babouri, A. Djebala et N. Ouelaa [15] : Cette étude explore une nouvelle approche pour la détection des défauts d'engrenages en combinant l'analyse cyclostationnaire et la modélisation numérique. En comparant les indicateurs traditionnels aux indicateurs cyclostationnaire, les auteurs démontrent que ces derniers sont plus sensibles et plus précis pour identifier les défauts, même en présence de bruit. L'application de cette méthode sur des réducteurs industriels (101 BJR) montre qu'elle permet une meilleure **maintenance conditionnelle** et une **détection précoce des pannes**, optimisant ainsi la fiabilité des machines.

L. Bachar, R. Klein, M. Tur, J. Bortman [16] : Cet article explore une **nouvelle méthode de diagnostic des défauts d'engrenages** en utilisant des **capteurs de déformation à réseau de Bragg en fibre optique (FBG)**. Contrairement aux accéléromètres traditionnels, ces capteurs permettent une détection plus locale et précise des défauts sur les dents des engrenages. Des tests ont été réalisés sur **des engrenages droits et hélicoïdaux** sous différentes conditions de charge et de vitesse. Les résultats montrent que les capteurs FBG sont **capables d'identifier des défauts tels que des fissures ou des dents cassées**, avec une sensibilité comparable à l'analyse vibratoire classique. L'étude conclut que les capteurs FBG offrent **une alternative prometteuse** pour la maintenance conditionnelle des engrenages, bien que leur bande passante doive être améliorée pour capter les phénomènes haute fréquence.

R. Yang, Z. Zhang, Y. Chen [17] : Cette étude analyse l'impact des caractéristiques de résonance et de l'excitation excentrique du rotor sur les signaux vibratoires des roulements à billes défectueux dans un système rotor-palier à supports flexibles. Grâce à des simulations numériques et des expériences, elle met en évidence l'influence des forces dynamiques et de la résonance de conformité variable (VC) sur la qualité du diagnostic des défauts. Les résultats démontrent que la résonance améliore la détection des défauts et que la sélection d'une vitesse adaptée est essentielle pour optimiser l'acquisition des signaux.

S. Poddar, M.L. Chandravanshi [18] : L'article traite de la détection des défauts des roulements à billes à l'aide de l'analyse des vibrations. Il explique comment des méthodes comme l'analyse FFT (Fast Fourier Transform) permettent d'identifier et de diagnostiquer des défauts tels que les anomalies sur la bague intérieure, la bague extérieure ou les billes. Une étude expérimentale est menée en utilisant un analyseur de vibrations sur des roulements défectueux pour comparer les fréquences de défaut calculées et mesurées. Les résultats montrent que la présence de certaines fréquences spécifiques permet d'identifier le type de défaut. L'étude conclut que l'analyse FFT est un outil efficace pour la surveillance et la maintenance des roulements.

M.V. Kiran Kumar [19] : L'article explore trois principales approches d'analyse des vibrations : temporelle, fréquentielle et temps-fréquence. Il passe en revue plusieurs études scientifiques qui ont contribué à l'amélioration des techniques de diagnostic, telles que la décomposition en modes empiriques (EMD), la transformation de Hilbert et la Kurtosis spectrale.

I.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les principes fondamentaux de la maintenance des machines tournantes, qui est essentiellement une maintenance préventive conditionnelle, plus particulièrement celle qui se base sur l'analyse vibratoire. En effet, malgré la diversité des méthodes de traitement du signal utilisées dans l'analyse vibratoire, nous nous sommes particulièrement intéressés à l'analyse spectrale, à la décomposition variationnelle des modes (VMD) avec application de l'AMRO et à l'analyse de la cyclostationnarité.

Enfin, les articles soulignent les limites des méthodes traditionnelles telles que la FFT et mettent en avant l'intérêt croissant pour l'intelligence artificielle (ANN, CNN), qui permet d'améliorer la maintenance prédictive et la détection automatique des défauts. L'utilisation de ces approches avancées permet d'accroître la fiabilité des machines et de réduire les coûts de maintenance.

Chapitre II

Diagnostic des défauts du turboventilateur 101BJT par analyse spectrale

II. 1 Introduction

La surveillance des machines tournantes et leur fiabilité est essentielle pour assurer le bon fonctionnement et l'efficacité des systèmes modernes. Pour permettre un diagnostic fiable de ces derniers, plusieurs techniques ont été utilisées. Parmi ces techniques, l'analyse vibratoire est l'outil le plus couramment utilisé pour le diagnostic des machines tournantes. Elle permet de détecter les défauts mécaniques à un stade précoce.

Dans ce chapitre nous présentons le diagnostic basé sur l'analyse spectrale d'un turboventilateur 101BJT de l'unité d'ammoniac à FERTIAL, Annaba, Algérie. Cette approche permet d'identifier et de caractériser les principaux défauts mécaniques susceptibles d'affecter les performances de la machine, tels que l'usure progressive des engrenages, les déséquilibres dynamiques engendrant des vibrations excessives, ainsi que les impacts et anomalies dans les roulements.

L'analyse spectrale met en évidence les signatures fréquentielles propres à chaque type de défaut, ce qui fait d'elle un outil essentiel pour la maintenance prédictive et l'optimisation de la fiabilité de l'installation.

II. 2 Présentation de l'installation

II.2.1 Description du turboventilateur 101BJT

Au niveau de l'unité d'ammoniac, le turboventilateur de refroidissement 101BJT est une machine primordiale dans le processus de fabrication et nécessite une surveillance continue. Il est composé d'une turbine, un réducteur de vitesse, un ventilateur, un moteur électrique et d'autres accessoires (Figure 1) [20].

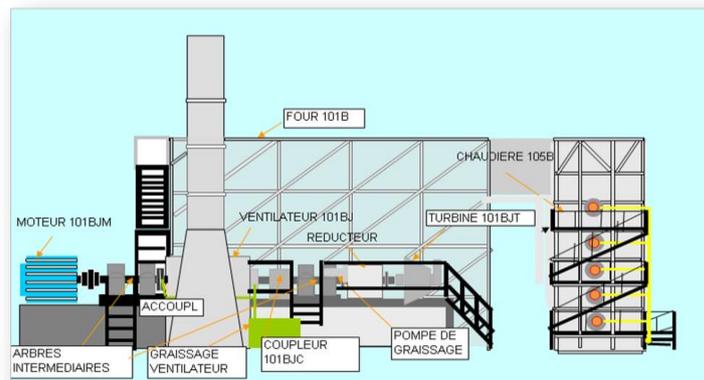


Figure 1. Zone reforming primer NH3

Le principe de fonctionnement du turboventilateur 101BJT consiste à refroidir le four 101B. Il est équipé de deux systèmes d'entraînement : un entraînement principal par turbine et un entraînement de réserve par moteur électrique. La turbine comporte deux roues, chacune comprenant un nombre d'aubes (Np) regroupées par six. Les deux systèmes d'entraînement sont reliés au système principal par des accouplements. La turbine est connectée au ventilateur par accouplement à embrayage. Cet embrayage se débraye automatiquement lorsque la vitesse de la turbine tombe au-dessous de la vitesse de l'arbre de la transmission du ventilateur par exemple (en cas de panne de la turbine). L'arbre de transmission est muni d'un dispositif de déblocage mécanique qui permet d'exécuter des travaux d'entretien de la turbine (Figure 2) [20].

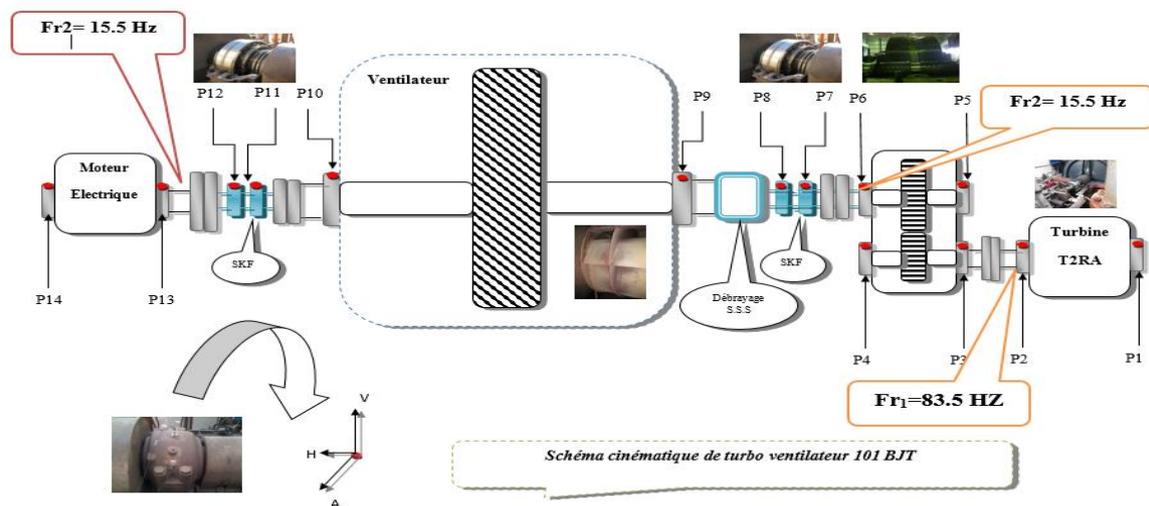


Figure 2. Schéma cinématique du turbo ventilateur 101 BJT

Il est à noter que en-avant de la turbine se trouve un système de transmission par engrenage, composé d'une vis sans fin à six filets et d'une roue dentée de 31 dents, comme illustré à la figure 3. Ce mécanisme permet de transmettre le mouvement entre des axes perpendiculaires tout en assurant une réduction importante de la vitesse de rotation.



Figure 3. La vis et la roue dentée

II.2.2 Caractéristiques techniques de la turbine à vapeur

La vapeur s'écoule dans les tuyères, vers la turbine dans laquelle les jets sont fixés sur la partie intérieure de l'enveloppe de la turbine présentée dans la figure 4. La première roue à action dilate la vapeur et augmente sa vitesse. Celle-ci traverse ensuite le redresseur qui oriente son trajet vers la deuxième roue. La vapeur se dilate alors encore et sa vitesse devient plus grande.



Figure 4. Les ailettes et les roues de la turbine

Lorsque la vapeur se dilate, sa température diminue, et donc son énergie interne aussi. Cette réduction de l'énergie interne s'accompagne d'une augmentation de l'énergie cinétique, sous la forme d'une accélération des particules de vapeur.

La turbine développe une poussée axiale en raison de la chute de pression sur les deux roues. Cette poussée est généralement compensée par l'**utilisation** d'un piston d'équilibrage.

À la sortie de la turbine, en fond d'échappement, la vapeur se transforme en eau dans le condenseur au moyen de l'eau de refroidissement, puis elle est récupérée dans une bêche à l'aide de pompes d'extraction de condensation. Dans le condensateur règne presque le vide, d'où la pression est inférieure à 0.1 bar. Le tableau 1 regroupe les caractéristiques techniques de la turbine [20].

Tableau 1. Caractéristiques techniques de la turbine à vapeur

Type	T2RA
Série	B-104 3835
Nombre d'étages	Curtis 1
Nature fluide	Vapeur
Fournisseur	Worthington
Points turbine	1450kg
Hauteur d'axe	482.5mm
Diamètre bout d'arbre	66.5mm
Bride admission	600ASAø''8 trous
Bride d'échappement	150ASAø12''trous
Puissance normale	258kw
Puissance	907kw
Puissance mini	69kw
Pression admission nominale	38.2 bars
Pression admission max	43.5 bars
Vitesse maxi	5010÷5250 tr/min
Vitesse nominale	3517 tr/min
Vitesse mini	2170 tr/min
TC° max	399 C°
TC° normale	323C°
Nombre de roue	2 roues
Nombre des ailettes	162*2 (27 ensembles)

II.2.3 Caractéristiques techniques du Réducteur

C'est l'organe qui assure la réduction de la vitesse de rotation entre la turbine qui tourne à une fréquence maximale ($Fr_1=83.5Hz$) et le ventilateur qui tourne à une fréquence ($Fr_2=15.5Hz$). Le réducteur est constitué de deux arbres portés sur quatre paliers lisse, avec un pignon de 47 dents sur l'arbre d'entrée et une roue de 252 dents en chevron montée sur l'arbre de sortie (figure 5) [20].



Figure 5. Réducteur GVAB420

Le tableau 2 regroupe les caractéristiques techniques du réducteur [20], d'où nous présentons les différents paramètres liés à ce mécanisme. D'après la norme ISO 2372 [21], le mécanisme étudié est classé dans le groupe 3, à savoir les machines de grande puissance ($>300 \text{ kW}$) et monté sur des fondations rigides.

Tableau 2. Caractéristiques techniques de réducteur GVAB420

Modèle/dimension	GVAB420
Puissance nominale	889 KW
Rendement (Qualité) de transmission	0.98 A PLEN
Vitesse entrée ($Fr1$)	5010÷5250 tr/min
Vitesse sortie ($Fr2$)	930 ÷ 1000 tr/min
Nombre de dents du pignon ($Z1$)	47
Nombre de dents de la roue ($Z2$)	252
Vitesse continue maximum	1000
Rapport de transmission	5.36

II. 3 Méthodes de collecte des données

II.3.1 Point de mesure et matériel utilisée

Les mesures vibratoires ont été collectées sur les paliers lisses et les paliers de roulements (P1 : P13) du turboventilateur 101BJT. Nous nous sommes intéressés aux mesures collectées dans les trois directions sur les paliers lisses de la turbine et du réducteur. Deux accéléromètres ont été utilisés : un accéléromètre industriel de type 4511-001, et un autre triaxial de type 4524B-001 (figure 6.a). Pour la collecte et le traitement des mesures, on a utilisé l'analyseur Bruel & Kjaer PULSE 16.1, (figure 6.b), muni du logiciel d'acquisition PULSE LABSHOP.



Figure 3. (a). Accéléromètres mono axial (industriel) et triaxial, (b). Pulse Labshop et la chaîne de mesure

II.3.2 Campagnes de mesures

Vu l'importance du turboventilateur 101 BJT dans le processus de refroidissement, une surveillance continue est nécessaire. Durant cette étude réalisée au niveau de l'entreprise nationale de production des produits fertilisants, on a constaté que ce mécanisme fait l'objet d'un suivi périodique hors ligne, sur la base des valeurs globales des RMS de vibration de vitesse par des prélèvements de spectres de vibration de vitesse et de déplacement en basse fréquence $[0-200 \text{ Hz}]$ et moyenne fréquence $[0-1000 \text{ Hz}]$.

L'objectif des mesures spectrales est la détection d'éventuelles chocs dans le mécanisme, tels que les chocs dans les roulements, les engrenages, frottement d'arbre, usure palier...etc. Malheureusement, ces bandes de fréquences utilisées par le service de maintenance ne permettent pas l'identification des défauts mentionnés ci-avant, puisque certains d'entre eux apparaissent à haute fréquence. Nous avons alors, décidé de lancer une campagne d'essais dans différentes bandes de fréquence pour essayer d'établir un diagnostic fiable. Le tableau 3 regroupe les principales données des mesures collectées.

Tableau 3. Données des mesures

Compagne d'essais	F max	Nombre de lignes	$F_s=2.56 * F_{max}$	$\Delta f = F_{max} / N_e$
1	[0 -800Hz]	3200	2048	0.25 Hz
2	[0 -1600Hz]	3200	4096	0.5 Hz
3	[0 -3200Hz]	6400	8192	0.5 Hz
4	[0 -6400Hz]	6400	16384	1 Hz
5	[0 -12800Hz]	6400	32.768	2 Hz
6	[0 -25600Hz]	6400	65.536	4 Hz
7	[0 -51200Hz]	6400	131.072	8 Hz

II. 4 Résultats et Analyse spectrale des défauts

II.4.1 Fréquences caractéristiques des défauts

Dans le but d'entamer un diagnostic efficace du mécanisme étudié, il est important d'identifier les fréquences caractéristiques liées aux défauts susceptibles à apparaître dans le système. Le tableau 4 ci-dessous récapitule les fréquences calculées pour les paliers du turboventilateur 101BJT et les bandes de fréquence appropriées pour le diagnostic.

Tableau 4. Les fréquences calculées des défauts du turboventilateur 101BJT

Paliers	Défaut	Fréquence du défaut	Fréquences max. Appropriées à l'analyse
1-2-3-4-5-6 (Paliers lisses)	Tourbillonne d'huile	$F_T = (0.3 \text{ à } 0.5) * Fr1 =$ 25.05 à 41.75 Hz Cas industriel : $F_T = Fr1 * 0.7 = 58.45 \text{ Hz}$	800 Hz 1600 Hz
	Frottement de choc	$F_C = (1/4 ; 1/3) * Fr1$ = 20.87 à 27.83 Hz	
	Frottement d'arbre	$(0.5Fr1, 1Fr1, 1.5Fr1, 2Fr1 \dots)$ = 41.75, 83.5, 125.25, 167 Hz ...	
	Défaut d'engrenage $U = \frac{Z2}{Z1} = \frac{31}{6}$ = 5.16	$Fe1 = Fr1 * Z1 = Fr2 * Z2$ $Fe1 = 501 \text{ Hz}$ $2Fe1 = 1002 \text{ Hz}$ $3Fe1 = 1503 \text{ Hz}$	

1-2 (Paliers lisse de la turbine)	Défauts de pale 162 pales*2 Ensemble de 6	$F_p = Fr1 * Np$ $= 83.5 * 162$ $= 13527 \text{ Hz}$	25600 Hz 51200 Hz
3-4-5-6 (Paliers lisse du réducteur)	Défauts d'engrenage $U = \frac{Z2}{Z1} = \frac{252}{47}$ $U = 5.36$ $Fr2 = 15.58 \text{ Hz}$	$Fe2 = Fr1 * Z1 = Fr2 * Z2$ $Fe2 = 3924.5 \text{ Hz}$ $2Fe2 = 7849 \text{ Hz}$ $3Fe2 = 11772.5 \text{ Hz}$	12800 Hz 25600 Hz
7-8-11-12 (Palier du roulements)	Défaut du roulement 23134CKC/3	$BI = 191.78 \text{ Hz}$ $BE = 151.06 \text{ Hz}$ $ER = 126.93 \text{ Hz}$	6400 Hz 12800 Hz 25600 Hz
9-10 (Palier de roulement ventilateur)	Défaut du roulement 23138CKC/3	$BI = 191.98 \text{ Hz}$ $BE = 150.85 \text{ Hz}$ $ER = 125.41 \text{ Hz}$	6400 Hz 12800 Hz 25600 Hz
Palier 1	Roulement QJ311	$BI = 547.99 \text{ Hz}$ $BE = 370.51 \text{ Hz}$ $ER = 340.77 \text{ Hz}$	6400 Hz 12800 Hz

II.4.2 Analyse spectrale en basse fréquences

La figure 7 [a, b], représentent les signaux d'accélération mesurés sur les paliers lisses de l'arbre d'entrée et de sortie de la turbine dans la direction oblique en bases fréquences.

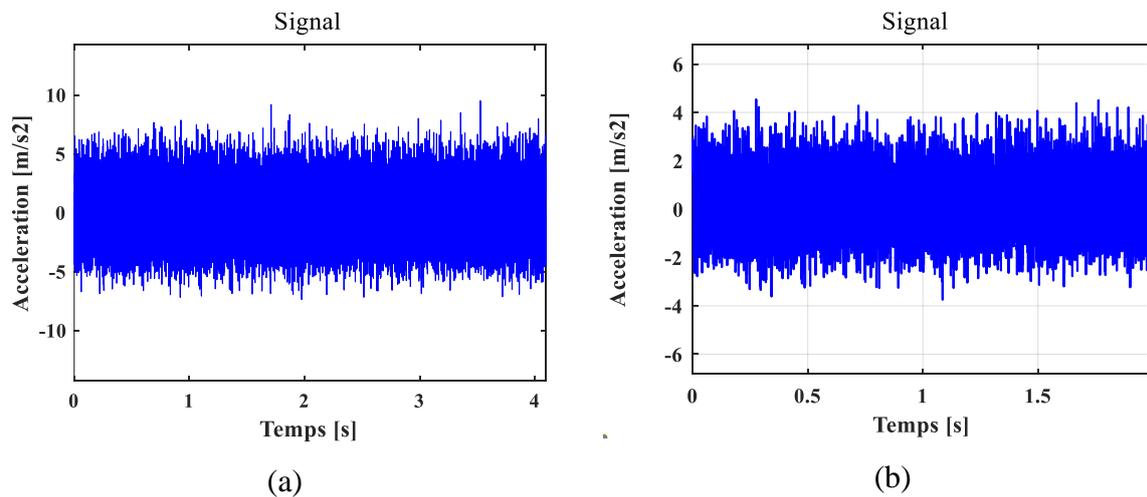


Figure 7. Signaux d'accélération mesurés sur les paliers lisses de la turbine :

a. Palier 1, b. Palier 2

Les figures 8 [c, d, e et f], représentent les signaux d'accélération mesurés sur les paliers lisses du réducteur dans la direction oblique dans la bande de fréquences [0-800 Hz].

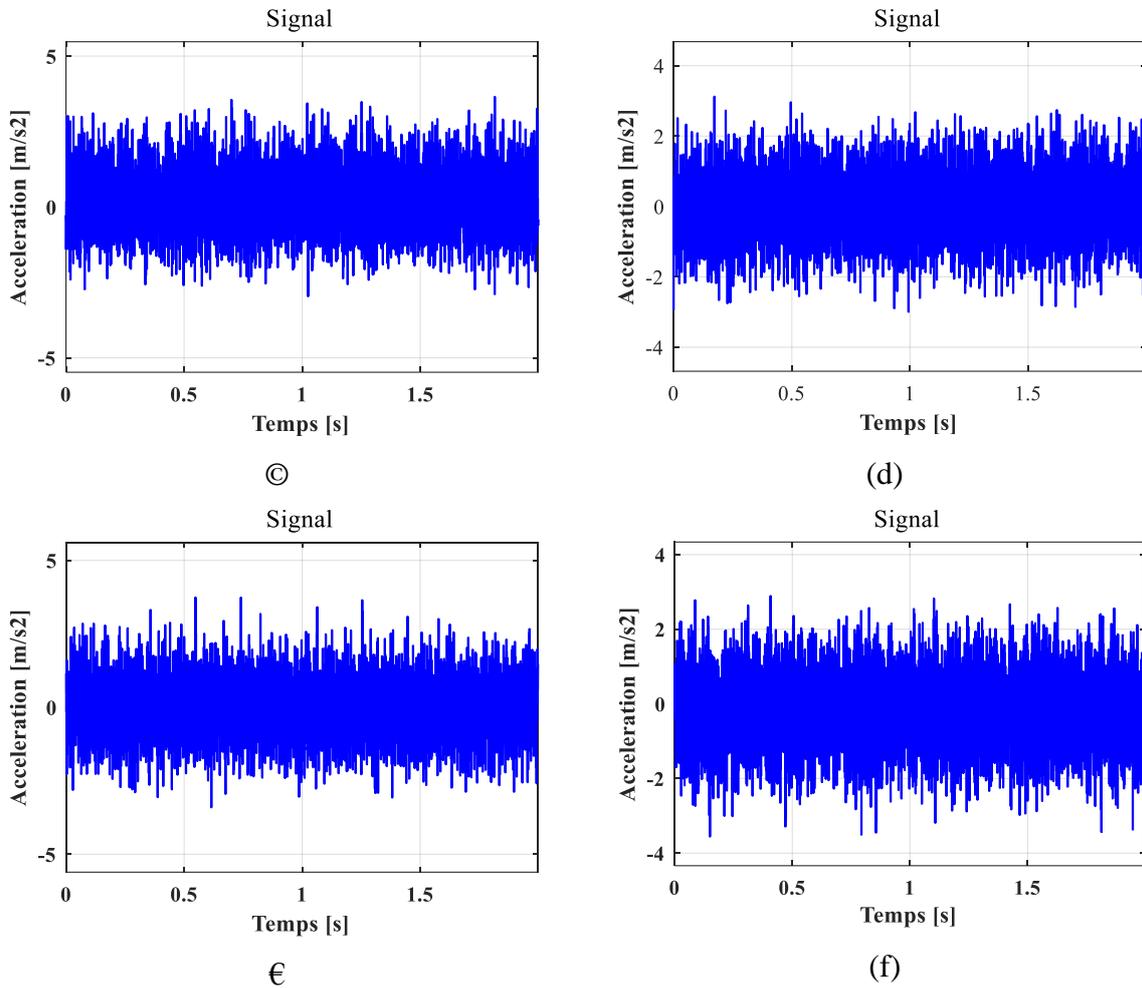


Figure 8. Signaux d'accélération mesurés sur les paliers lisses du réducteur :

c. Palier 3, d. Palier 4, e. Palier 5, d. Palier 6

a) Analyse spectrale de la turbine

La figure 9 représente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 1 dans la direction oblique et son zoom dans la bande de fréquence [0-1600 Hz]. Le spectre montre des pics correspondant à la fréquence de rotation $Fr_1 = 83,5 \text{ Hz}$ et ses harmoniques, ainsi que la fréquence d'engrènement $Fe_1 = 501 \text{ Hz}$ (Fe_1 est la fréquence d'engrènement entre la vis sans fin et la roue dentée $Z=31$ dents) modulée par 7 Hz et $Fr_1 = 83,5 \text{ Hz}$. L'apparition de la fréquence d'engrènement modulée par la fréquence de rotation Fr_1 confirme la présence d'un défaut sur la vis sans fin de six filets. Dû au manque de données nous n'arrivons pas à identifier la source de la modulation de 7 Hz .

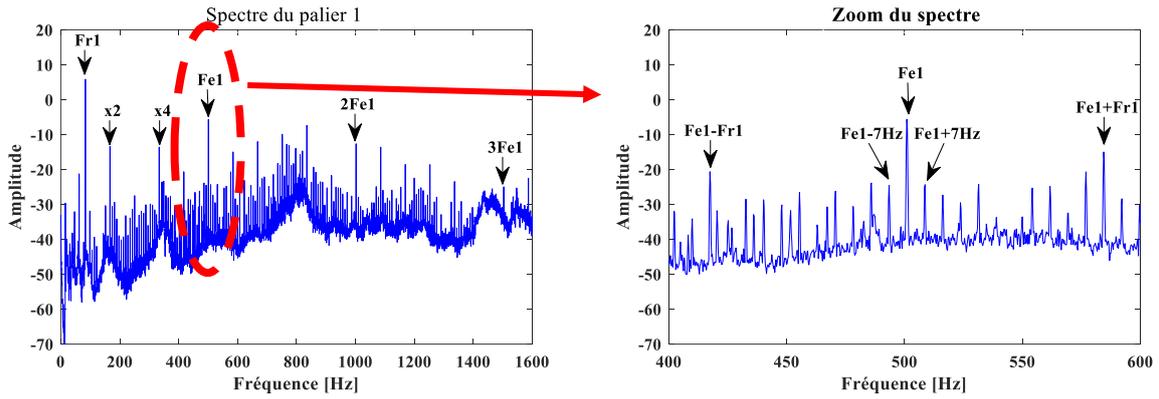


Figure 9. Spectre du palier 1 et son zoom

La figure 10 présente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 2 dans la direction oblique, ainsi qu'un zoom sur la bande de fréquences $[0-800 \text{ Hz}]$. Cette analyse met clairement en évidence deux fréquences de rotation, la fréquence d'entrée (Fr_1) et la fréquence de sortie (Fr_2) ainsi que leurs harmoniques. Ces signatures fréquentielles révèlent la présence de défauts d'usure sur les roues du réducteur mais ne permet pas de mettre en évidence la présence d'usure sur les deux paliers de la turbine.

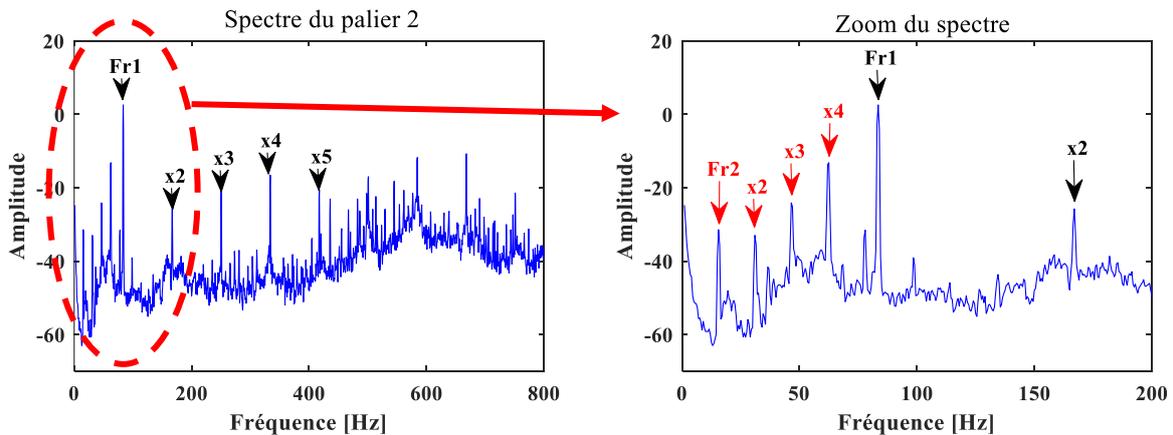


Figure 10. Spectre du palier 2 et son zoom

b) Analyse spectrale du réducteur

Les figures 11 [a, b, c et d], représentent les spectres des signaux d'accélération mesurés sur les paliers lisses du réducteur dans la direction oblique dans la bande de fréquences $[0-800 \text{ Hz}]$. L'analyse spectrale montre la présence des fréquences de rotation Fr_1 et Fr_2 et de leurs harmoniques, ce qui confirme la présence d'un défaut d'engrenage sur les deux roues. Cependant, une analyse en haute fréquence s'avère nécessaire pour confirmer tels défauts.

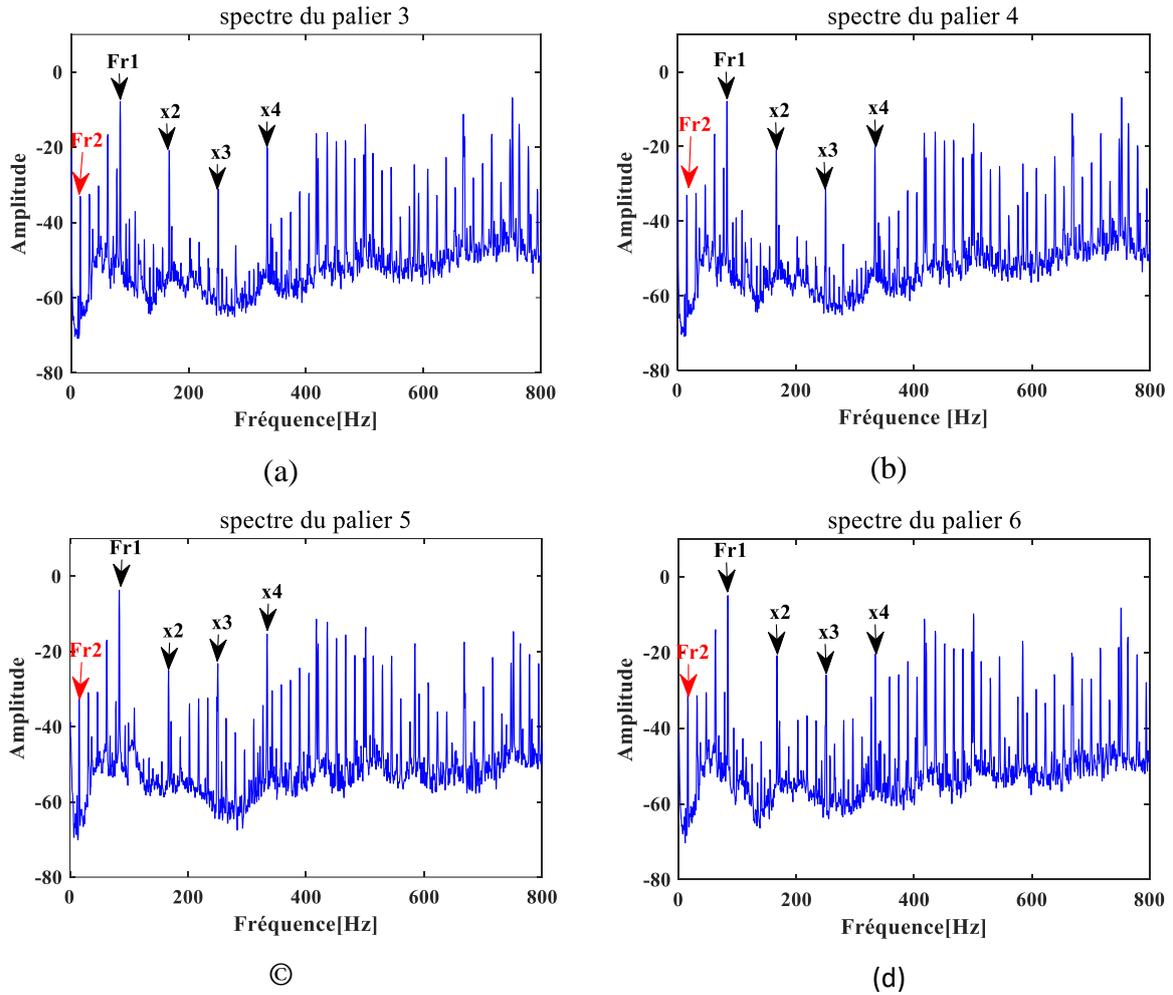


Figure 11. Spectres des paliers lisses du réducteur :

a. Palier 3, b. Palier 4, c. Palier 5, d. Palier 6

II.4.3 Analyse spectrale en haute fréquences

a) Turbine

Les figures 12[a, b] et les figures 12[c, d], représentent les spectres des signaux d'accélération mesurés sur les paliers lisses d'entrée et de sortie de la turbine, dans la direction oblique, avec leurs zooms, dans la bande de fréquences $[0-51200 \text{ Hz}]$. On constate l'apparition d'un pic correspondant à la fréquence de passage d'aube F_P et ses harmoniques modulées par la fréquence de rotation Fr_1 . Cela indique la présence d'un défaut dans les aubes de la roue de la turbine.

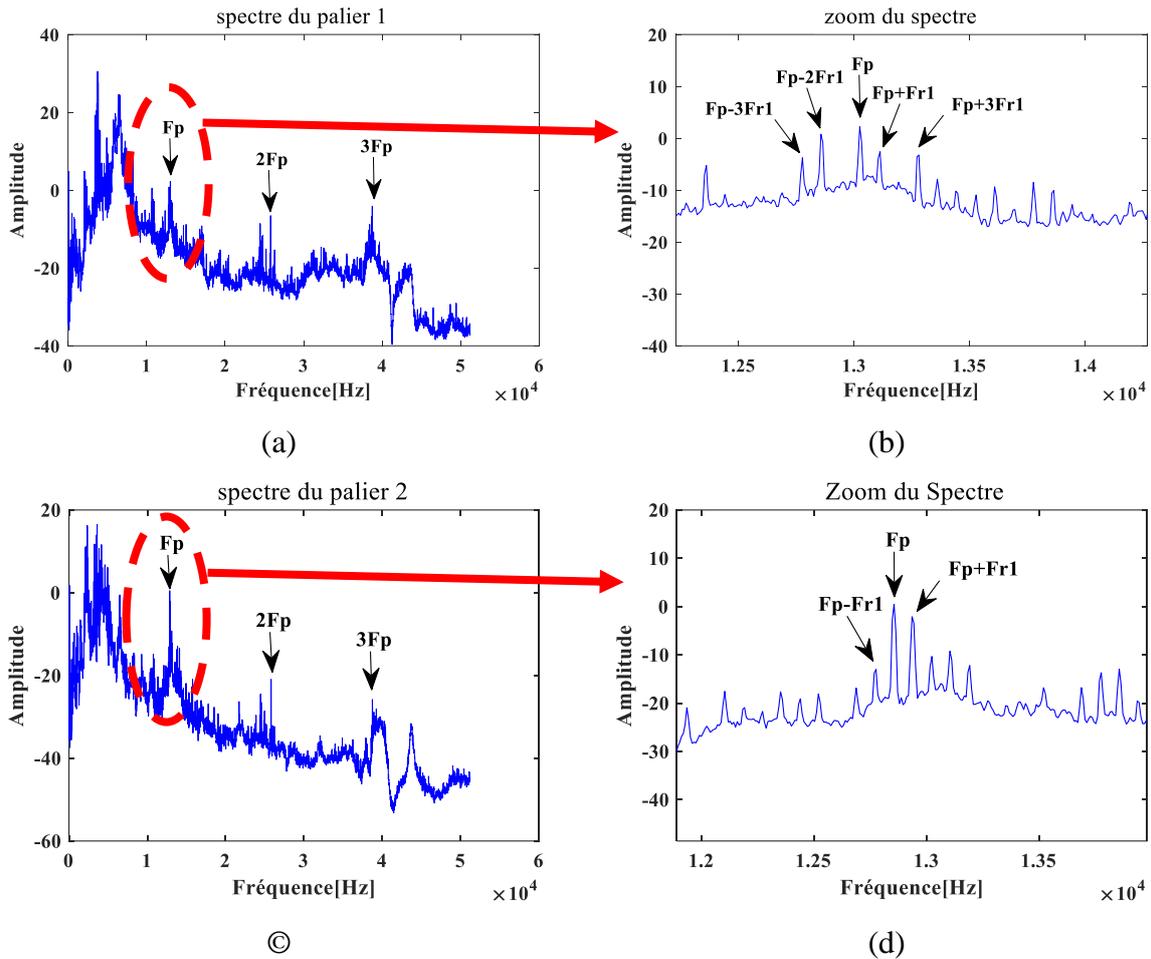


Figure 12. Spectre des deux paliers de la turbine :

a.Palier 1, b.son zoom, c.Palier 2, d.son zoom

b) Réducteur

La figure 13 représente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 3 d'entrée du réducteur dans la direction oblique dans la bande de fréquences $[0-12800 \text{ Hz}]$. Le spectre montre l'apparition de la fréquence d'engrènement $Fe_2=3924.5\text{Hz}$ (Fe_2 est la fréquence d'engrènement entre la roue et le pignon) ainsi que sa deuxième harmonique ($2Fe_2=7849\text{Hz}$) ; un zoom sur le spectre révèle que la fréquence d'engrènement Fe_2 est modulée par la fréquence de rotation d'entrée du réducteur $Fr_1=83.5 \text{ Hz}$ et par la fréquence de rotation de sortie $Fr_2=15.58$, ce qui indique la présence d'un défaut sur les dents de la roue et du pignon [22].

La décroissance des amplitudes de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques confirme qu'on a une usure des dents de la roue et du pignon. Par ailleurs, un pic significatif est observé à la fréquence de 2088 Hz , modulé par la fréquence Fr_1 , avec une amplitude notablement plus élevée que celle relevée aux niveaux des paliers 5 et 6.

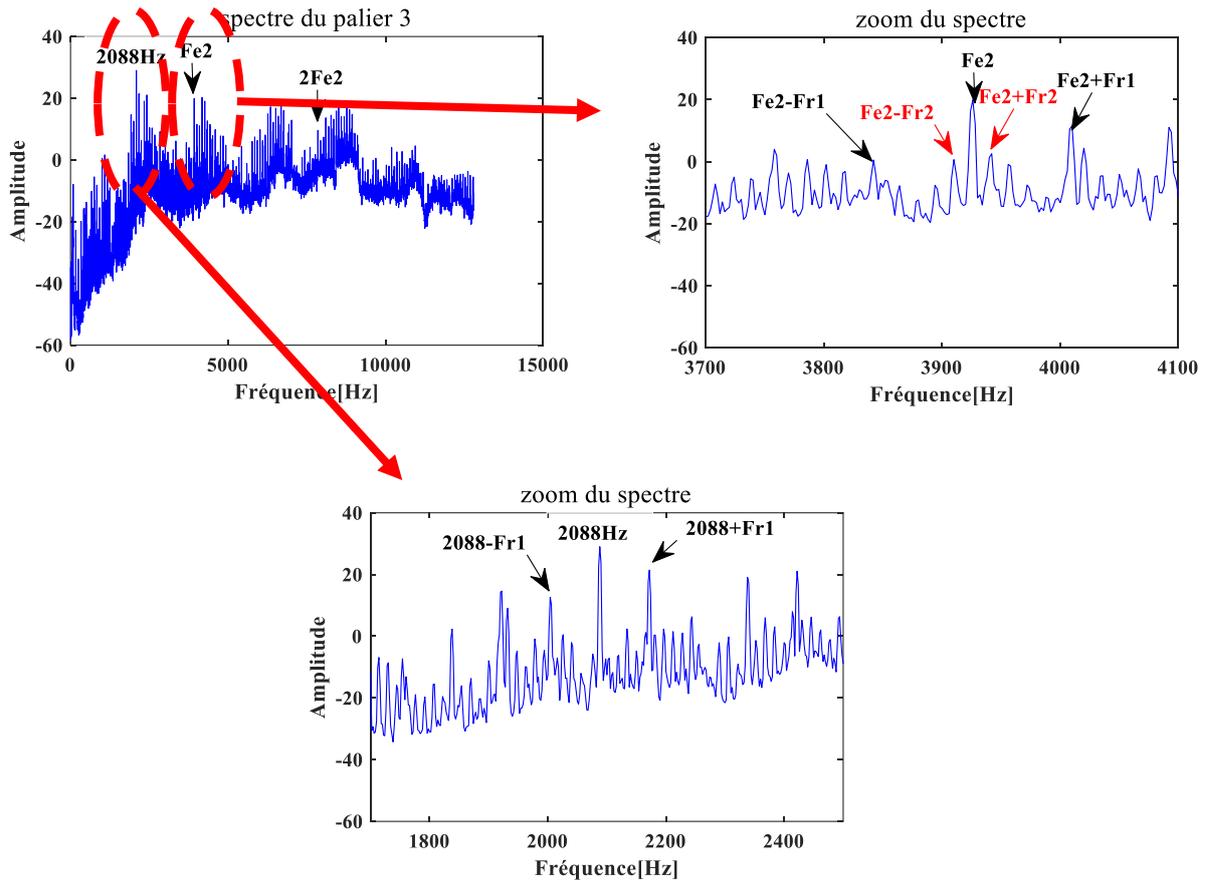


Figure 13. Spectre du palier 3 et son zoom

Le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 4 dans la direction oblique est représenté dans la figure 14, dans la bande de fréquence $[0-12800 \text{ Hz}]$. Le spectre montre des pics correspondant à la fréquence d'engrènement $Fe_2=3924 \text{ Hz}$ et à ses harmoniques modulés par les fréquences de rotation Fr_1 et Fr_2 . L'apparition de ces modulations dans le zoom du spectre indique la présence d'un défaut d'engrenage sur la roue et le pignon du réducteur.

D'après le zoom, on observe un autre pic à 2088 Hz , avec une amplitude plus élevée que celle mesurée sur le palier 3 et modulée par la fréquence de rotation Fr_1 . Dont on ignore son origine vu le manque de données cinématiques du système.

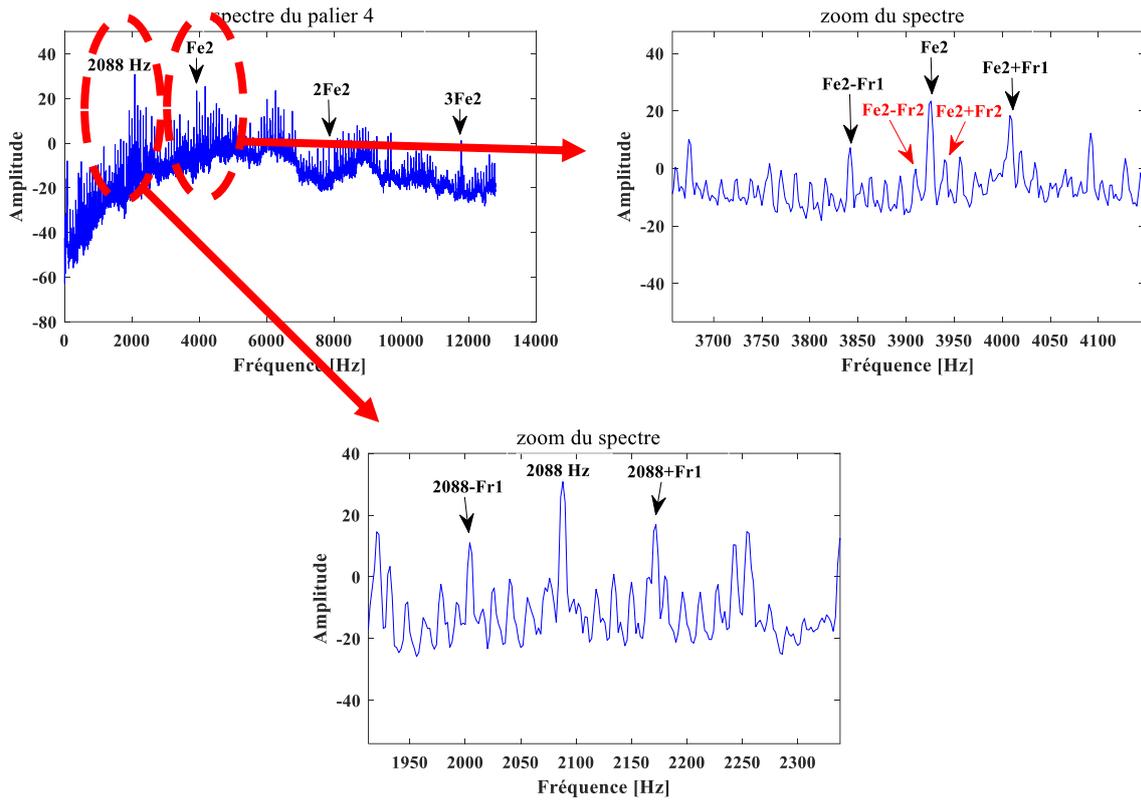


Figure 14. Spectre du palier 4 et son zoom

La figure 15 représente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 5 dans la direction oblique dans la bande de fréquence $[0-12800 \text{ Hz}]$. Le spectre fait apparaître la fréquence d'engrènement et ses harmoniques, modulées par les fréquences de rotation Fr_1 et Fr_2 . La présence de modulations de Fr_1 et Fr_2 sur le zoom du spectre indique un défaut d'engrenages sur la roue et le pignon, et la décroissance des amplitudes confirme l'usure des dents.

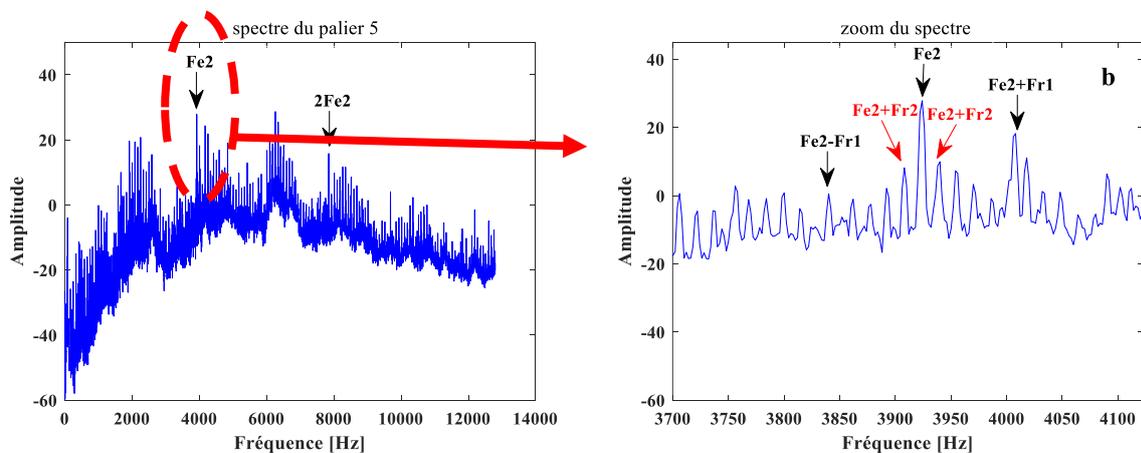


Figure 15. Spectre du palier 5 et son zoom

Dans la bande de fréquences $[0-12800 \text{ Hz}]$, la figure 16 représente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 6 de sortie du réducteur dans la direction oblique. Le spectre met en évidence des pics à la fréquence d'engrènement ($Fe_2 = 3924,5 \text{ Hz}$) ainsi qu'à ses harmoniques ($2 \times Fe_2 = 7849 \text{ Hz}$ et $3 \times Fe_2 = 11772 \text{ Hz}$), modulés par les fréquences de rotation Fr_1 et Fr_2 , confirmant ainsi les résultats des autres paliers.

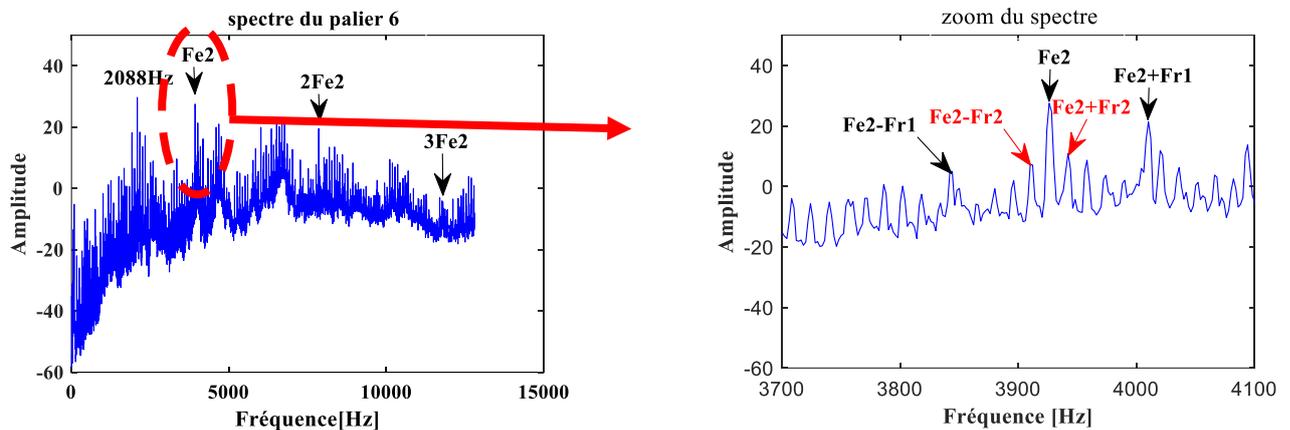


Figure 16. Spectre du palier 6 et son zoom

II. 5 Conclusion

Dans ce chapitre, une analyse spectrale a été menée sur les signaux mesurés sur un turboventilateur 101BJT de l'unité d'ammoniac à FERTIAL, Annaba, Algérie. L'analyse a permis de diagnostiquer de manière précise les défauts mécaniques affectant le turboventilateur 101BJT. Cette analyse a permis d'identifier :

- Les défauts des aubes de la turbine, révélés par la présence de la fréquence de passage des aubes (F_P) et ses harmoniques ;
- L'usure de la vis sans fin à six filets, identifiée par la fréquence d'engrènement Fe_1 et ses harmoniques modulés par Fr_1 ;
- Les défauts d'usure sur les dents de deux roues du réducteur, indiqués par l'apparition de la fréquence d'engrènement Fe_2 et de ses harmoniques modulées par Fr_1 et Fr_2 .

Malheureusement l'analyse spectrale ne permet pas d'identifier les défauts basse fréquence tels que le tourbillonnement d'huile et le frottement de choc qui peuvent apparaître dans les paliers lisses.

Chapitre III

***Aspects Théoriques de la
cyclostationnarité et
application expérimentale à
l'analyse du turboventilateur
101BJT***

III. 1 Introduction

Dans un premier temps, les notions fondamentales de la cyclostationnarité sont exposées dans le contexte de la mécanique, en mettant en évidence les avantages qu'offre ce formalisme par rapport aux méthodes classiques d'analyse. Nous illustrons ensuite l'application expérimentale de ces concepts à travers l'étude d'un turboventilateur 101 BJT, en mettant en œuvre une méthode de détection des modulations de fréquence induites par les défauts. Cette démarche permet la surveillance des anomalies affectant les paliers à roulement [25], les paliers lisses, ainsi que les dentures d'engrenages [26], [27] et [28].

L'étude expérimentale repose sur une comparaison entre deux techniques : l'analyse multi-résolution en ondelettes présentée dans le chapitre quatre (AMRO) et l'analyse cyclostationnaires basée sur la représentation de la modulation d'intensité de distribution (MID) et son intégration IMID, en tant qu'outil de diagnostic [29] [30] et [31], L'application de l'approche cyclostationnaires à des signaux non stationnaires a permis de révéler de manière claire et précise la présence de défauts sur les paliers de la turbine et du réducteur, ce que l'analyse spectrale conventionnelle ne permettait pas de détecter efficacement.

L'objectif de ce chapitre est de mettre en lumière les récentes avancées permises par la cyclostationnarité dans le domaine de la mécanique. L'accent est porté sur des cas d'étude concrets issus de la surveillance industrielle des vibrations, sans pour autant détailler de manière exhaustive la méthodologie théorique, pour laquelle le lecteur est invité à se référer à la bibliographie. Enfin, la présente étude s'appuie sur la formulation proposée par [32], appliquée au diagnostic du turboventilateur 101 BJT.

III. 2 Principe de la méthode

La cyclostationnarité est une méthode basée principalement sur la fonction de modulation d'intensité de distribution (MID) permettant la détection et l'identification des modulations présentes dans un signal. La technique du (MID) a été initialement conçue pour le diagnostic des défauts des engrenages, des paliers à roulement et des paliers lisses. La densité de corrélation spectrale se concentre sur la détection des modulations d'amplitude des bandes latérales espacées symétriquement dans les spectres. Elle permet de présenter des valeurs de l'indicateur de modulations sur un plan fréquentiel du signal en fonction de la fréquence porteuse f et la fréquence de modulation α [33] [34]. Plusieurs techniques existent telles que les ondelettes et la décomposition empiriques des modulations et qui pourraient être utilisés pour

définir l'indicateur de présence des modulations. Par conséquent, la méthode proposée peut être personnalisée afin de spécifier les propriétés des différents signaux à étudier. Afin d'expliquer les principes de (MID), l'expression (1) représente un signal simple $x(t)$ constitué en une onde sinusoïdale de fréquence f modulée en amplitude par plusieurs composantes sinusoïdales avec des fréquences correspondant à des multiples d'amplitudes égales à $y_1 \dots y_k$ [32].

$$x(t) = \sin(2\pi ft)[1 + y_1 \sin(2\pi\alpha t) + y_2 \sin(2\pi 2\alpha t) + \dots + y_k \sin(2\pi n\alpha t)]$$

$$\text{Pour } n = (1, 2, \dots, N) \text{ et } k = (1, 2, \dots, k) \quad (1)$$

Le spectre du signal de la figure 1 est constitué d'une raie spectrale située à la fréquence f , ce qui représente le signal de porteuse, ainsi que des raies spectrales réparties de manière symétrique par rapport à la fréquence f par une fréquence cyclique. Le principe du (MID) est de faire usage d'un filtre de bande latérale qui permet l'extraction du signal de porteuse avec le potentiel des signaux de modulation correspondants.

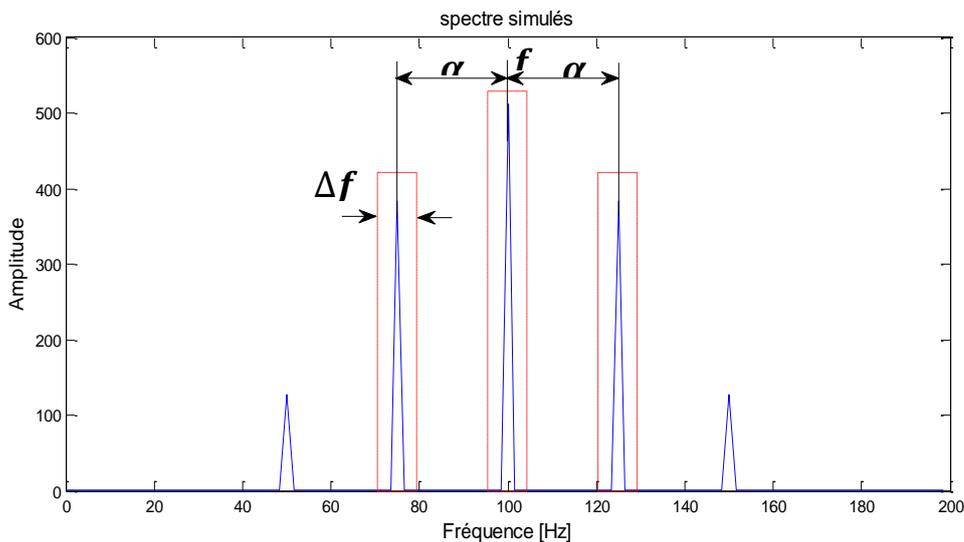


Figure 1. Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence

Un signal filtré de cette manière contient, dans le cas idéalisé, seulement le composant spécifié avec aucun des signaux supplémentaires et avec un niveau de bruit très réduit. Dans ce cas, le signal filtré se compose d'un ensemble de trois éléments :

$$x_i = x_{\Delta f}(t; f - i\alpha) \quad \text{Avec} \quad i = \{-1, 0, 1\} \quad (2)$$

Où x_i est une valeur unique du signal, $x_{\Delta f}(t, f)$ indique la version filtrée de $x(t)$ dans une bande de fréquence latérale $\left[f - \frac{\Delta f}{2}; f + \frac{\Delta f}{2}\right]$ avec Δf le pas fréquentiel.

La figure 2 présente un schéma de la méthode utilisée avec un modèle ouvert de fonctionnalité pour une fonction statistique choisie. Une telle fonction doit calculer le facteur d'intensité de

corrélation spectrale en choisissant un intervalle de filtre $[a_1, a_2]$. Les résultats de la procédure finale présentent les deux types d'indicateur à savoir la densité de corrélation spectrale (MID) et le correspondant d'intégration (IMID) pour une gamme de fréquences choisies.

On peut remarquer que le filtrage symétrique dépend de trois paramètres $f_s, \alpha, \Delta f$.

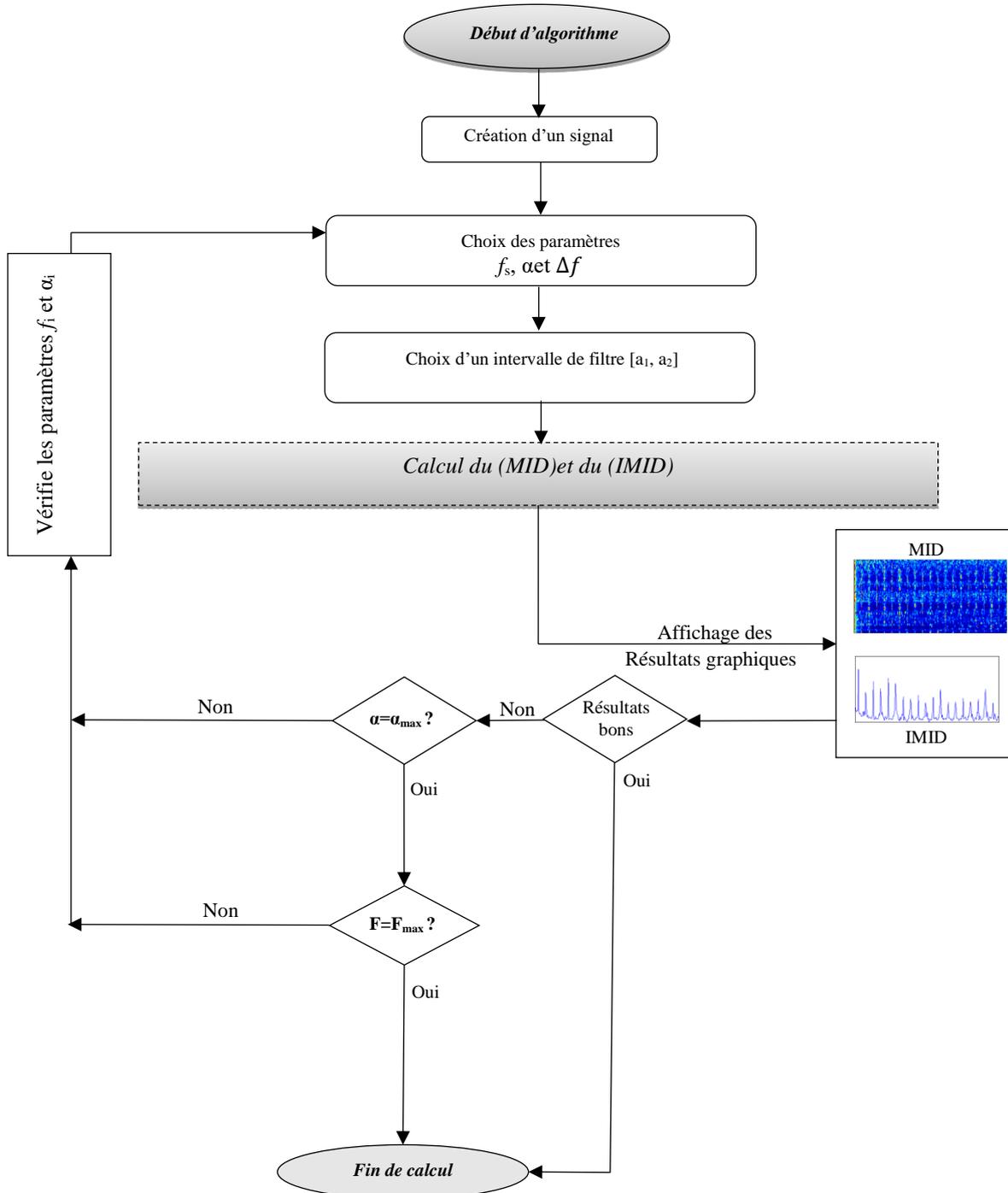


Figure 2. Algorithme proposé pour le calcul du MID et de l'IMID

La bande de fréquence d'analyse du MID est calculée de la manière suivante :

$$f_{min} = \frac{\alpha_{min}}{2} + \frac{\Delta f}{2} \quad (3)$$

Et

$$f_{max} = \frac{f_s}{2} - \frac{\alpha_{max}}{2} - \frac{\Delta f}{2} \quad (4)$$

Où f_s est la fréquence d'échantillonnage du signal mesuré.

A la fin du processus du filtrage, la corrélation spectrale calculée pourrait servir comme indicateur de présence de modulation.

La densité de corrélation spectrale peut être définie comme suit :

$$SC_x^\alpha(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{-\Delta t/2}^{\Delta t/2} \Delta f X_{\frac{1}{\Delta f}} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right) X_{\frac{1}{\Delta f}}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right) dt \quad (5)$$

Où $X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f)$ est l'enveloppe complexe de la version filtrée du signal $x(t)$ dans une étroite

bande de fréquence exprimé par l'intégrale suivante :

$$X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f) = \int_{t-1/2\Delta f}^{t+1/2\Delta f} X(t) e^{-2\pi f t} dt, \quad (6)$$

Alternativement à l'équation (5), l'expression de la densité de corrélation spectrale peut-être représentée comme une moyenne temporelle de la période cyclique :

$$SC_{x\Delta f}^\alpha(t; f) = \frac{1}{\Delta f} x_{\Delta f} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right) x_{\Delta f}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right) e^{-2j\pi\alpha t} \quad (7)$$

L'équation (7) peut être donnée par :

$$SC_x^\alpha(t, f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T x_{\Delta f} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right) x_{\Delta f}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right) e^{-2j\pi\alpha t} dt, \quad (8)$$

A cette phase, il convient de mentionner que la multiplication par $e^{-2j\pi\alpha t}$ dans l'équation (7) permet un décalage de fréquence équivalent à une fréquence cyclique afin de fournir la même fréquence centrale pour les composantes $x_{\Delta f} \left(t; f + \frac{\alpha}{2} \right)$ et $x_{\Delta f} \left(t; f - \frac{\alpha}{2} \right)$. D'autre part, étant donné que l'opération présentée dans l'équation (6) peut être interprété comme un sous-échantillonnage commun et la procédure de filtrage comme une opération de sous conversion pendant le calcul de $X_{x\Delta f}(t; f)$.

La proposition de la fréquence f , pour un Δf donné, est appelée la modulation d'intensité de distribution (MID) qui peut être exprimée par :

$$MID_{\Delta f}^{PSC}(f; \alpha) = SC_x^\alpha \left(f + \frac{\alpha}{2} \right) SC_x^\alpha \left(f - \frac{\alpha}{2} \right) \quad (9)$$

Où l'indice supérieur PSC représente le produit de la corrélation spectrale.

L'affichage de la valeur absolue du MID sur un plan bi-fréquentiel (f, α) représente comment les diverses modulations des composantes ayant la fréquence α sont situées par rapport à la fréquence centrale f de la bande latérale filtré. Cette dernière peut être considérée comme une fréquence porteuse pour le signal modulé. En outre, à cette phase, il convient de constater que la terminologie de modulations d'intensité distribution est choisie en raison du fait que la carte MID renvoie les informations sur la valeur de l'indicateur de présence de modulations par unité de surface Δf^2 .

III.2.1 L'intégration MID basée sur la corrélation spectrale

Comme mentionné précédemment, le MID est une fonction de la fréquence porteuse f et la fréquence de modulation α . Pourtant, dans certains cas particuliers, l'utilisateur peut ne pas être intéressé à trouver la gamme spécifique de fréquences porteuses, mais seulement dans l'estimation de l'influence générale des modulations spécifiques des composantes sur le signal traité. En outre, les représentations tridimensionnelles peuvent causer des difficultés d'interprétations et de prendre des décisions automatiques dans le processus de surveillance des systèmes industriels.

La distribution d'intégration du (MID) représente la densité de corrélation spectrale, exprimée par différentes sources, est appelée (IMID). Cette intégration sera sélectionnée sur toute la bande des fréquences porteuses définies par :

$$IMID_{f_1}^{f_2}(\alpha; \Delta f) = \int_{f_1}^{f_2} MID_{\Delta f}(f; \alpha) df \quad (10)$$

Où $MID_{\Delta f}(f; \alpha)$ est un vecteur calculé dans la bande de fréquence porteuse à partir de f_1 à f_2 .

L'idée d'IMID est présentée sur la figure 3(a, b).

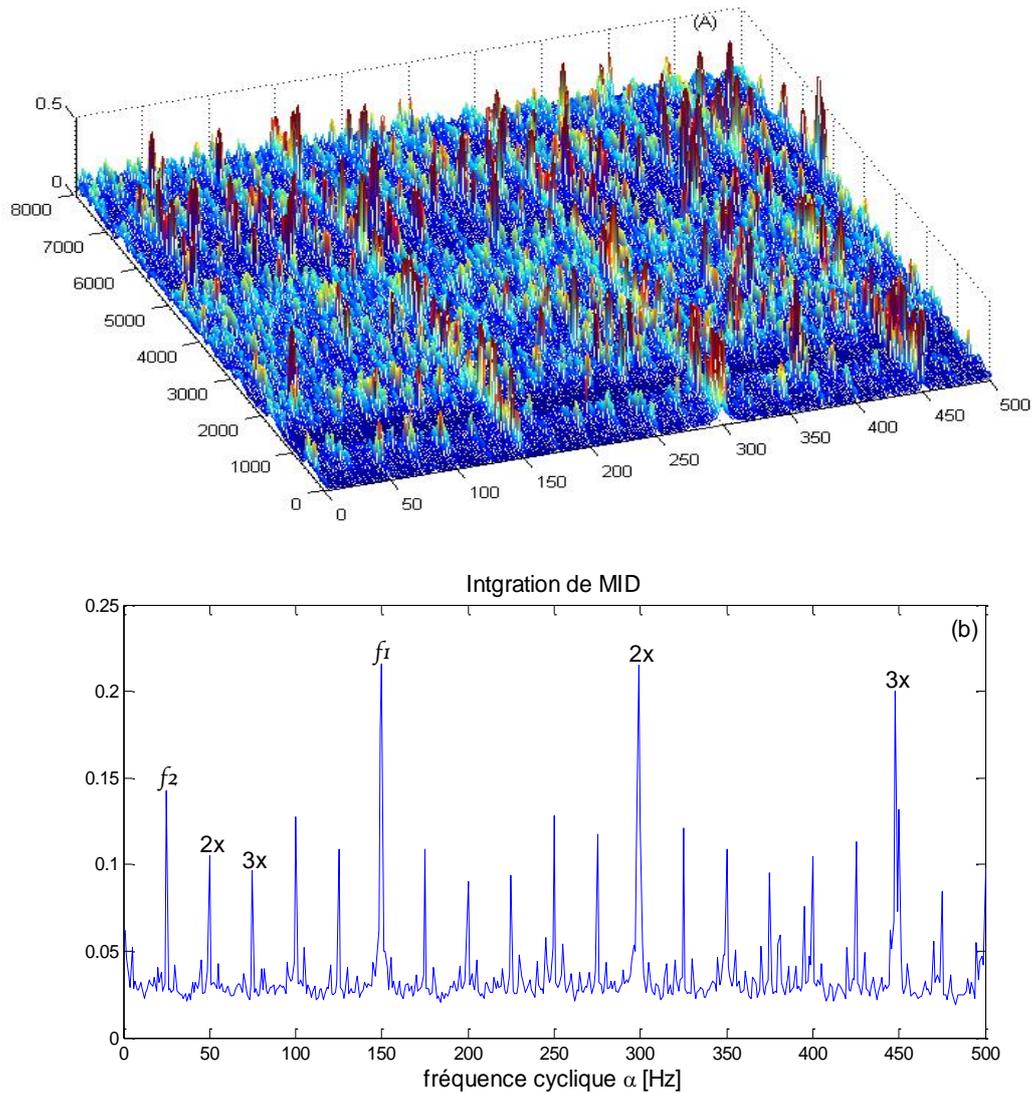


Figure 3. a. Représentation du MID, b. L'IMID

Comme présenté dans la figure 3.b, l'IMID est une fonction de la fréquence cyclique uniquement. Donc, on peut démontrer la présence de périodicité dans le signal tout en réduisant la dimension de l'analyse. Un avantage supplémentaire d'IMID est qu'il peut être calculé soit pour sélectionner la fréquence porteuse ou pour l'ensemble de leur bande de fréquence. Comme, il est difficile d'extraire les valeurs des fréquences propres de certains composants des machines tournantes, il est plus adapté d'effectuer une recherche du comportement périodique du signal vibratoire dans toute la plage spectrale. La capacité de l'IMID de détecter des composants cycliques par l'analyse des signaux vibratoires sera présentée dans ce chapitre.

Par l'application du $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ on peut voir facilement les deux composantes cycliques. Cela est possible parce que la densité de cohérence spectrale compense les différences d'énergie du signal dans chaque bande de fréquence, due à son effet de normalisation.

Cette propriété facilite l'inspection visuelle des résultats affichés et pourrait être plus efficace dans le processus de prise de décision. Bien que $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ néglige des informations sur chaque composante d'énergie, elle donne des informations précieuses sur la présence des composantes cyclostationnaires dans le signal analysé. Cependant, il faut préciser que $MID_{\Delta f}^{PSCoh}$ profite complètement des effets de normalisation lorsque les différents composants cycliques auront des bandes spectrales distinctes (signaux porteurs). En d'autres termes, si deux signaux de modulations différentes modulent le même signal porteur, la normalisation ne va pas améliorer les résultats. Elle est due à l'impact de l'ensemble des composantes du signal dans la bande de fréquences considérée sur la densité spectrale de cohérence (Equation 9). Donc le MID donnera de meilleurs résultats quand les bandes spectrales des différentes composantes cycliques ne se chevauchent pas.

III. 3 Application de l'analyse cyclostationnarité aux signaux mesurés du turboventilateur

Dans la partie précédente, nous avons montré que l'analyse spectrale a permis de mettre en évidence les défauts des aubes de la turbine, l'usure de la vis sans fin à six filets et les défauts d'usure des dents des deux roues, Cependant cette dernière méthode n'a pas permis de localiser d'une manière claire la présence de défauts dans les paliers lisses de la turbine et du réducteur, pour cette raison, nous avons décidé d'utiliser la méthode de cyclostationnarité qui permet de chercher d'une manière très efficace les modulations qui peuvent être présents dans les signaux mesurés.

III.3.1 Analyse de la turbine en basse fréquence

- Palier d'entrée de la turbine

L'application de la MID sur le signal mesuré sur le palier 1 de la turbine dans la bande de fréquence [0-800 Hz], et illustré dans la figure 4 (a), révèle l'apparition d'une fréquence cyclique fondamentale à $\alpha=2.04*10^{-2}*f_s \approx 41.75$ Hz (avec $f_s = 2048$ Hz), correspondant à $(\frac{1}{2}*Fr_1)$, ce qui indique la présence d'un défaut d'usure sur le palier d'entrée de la turbine. On constate également l'apparition d'une fréquence porteuse à 1510 Hz, qui pourrait correspondre à la fréquence d'engrènement entre la vis sans fin et la roue dentée.

L'application de l'IMID permet de mettre en évidence de manière très claire et visible la fréquence cyclique fondamentale (83.5 Hz) et ses harmoniques. De plus, on observe l'apparition du pic correspondant à $(0,5, 1.5, 2, *Fr_1)$, ce qui confirme la présence du défaut d'usure de palier présenté dans la figure 4 (b).

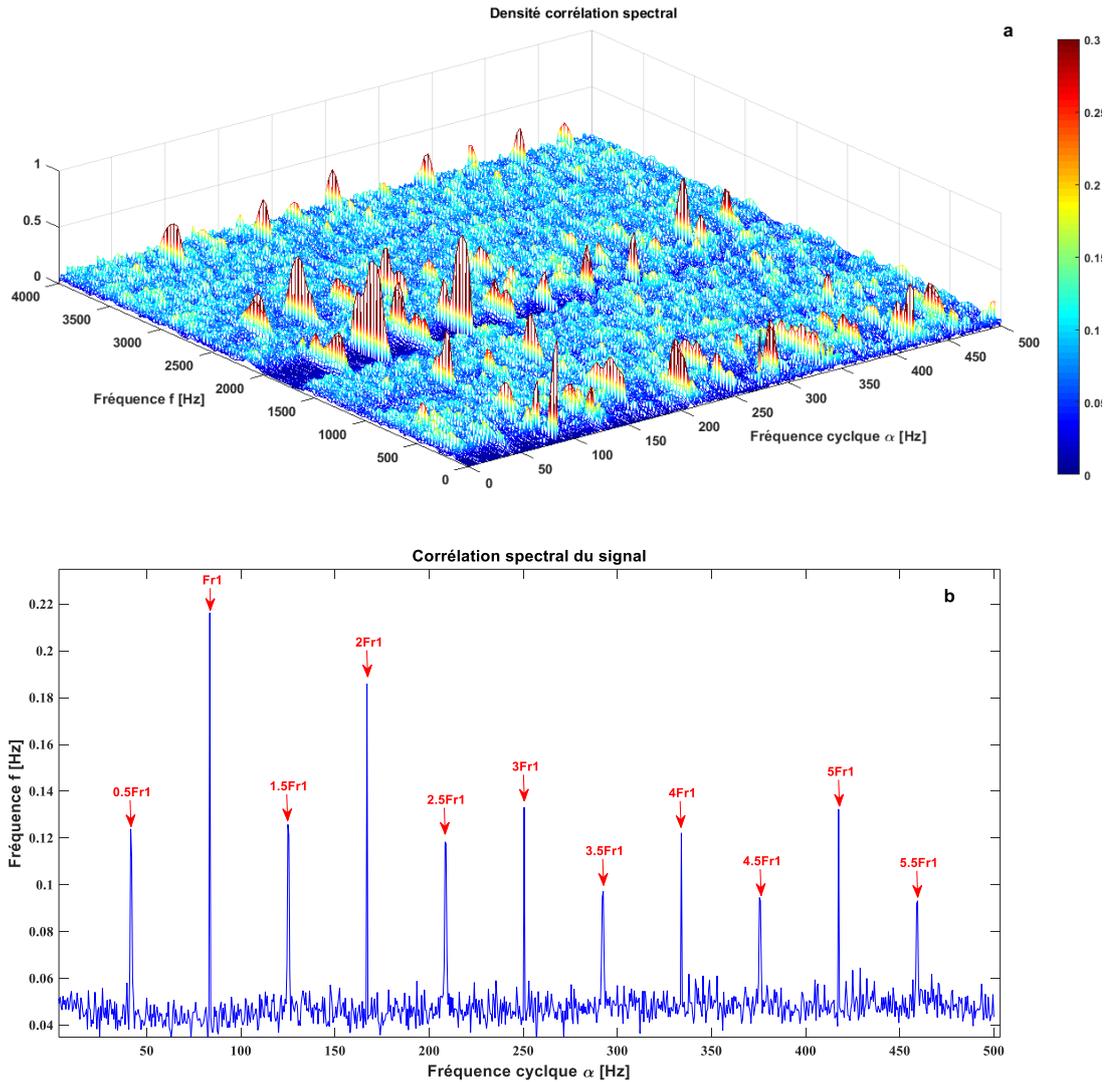


Figure 4. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID

III.3.2 Analyse du réducteur en basse fréquence

- Palier d'entrée du réducteur

L'application de la MID sur le signal mesuré sur le palier 3 du réducteur dans la bande de fréquence [0-800 Hz], et illustré dans la figure 5 (a), révèle l'apparition d'une fréquence cyclique fondamentale à $\alpha = 2.04 \cdot 10^{-2} \cdot f_s \approx 41.75$ Hz (avec $f_s = 2048$ Hz), correspondant à $(\frac{1}{2} \cdot Fr_1)$, ce qui indique la présence d'un défaut d'usure sur le palier d'entrée du réducteur.

L'application de l'IMID permet de mettre en évidence de manière très claire et visible la fréquence cyclique fondamentale (83.5 Hz) et ses harmoniques. De plus, on observe l'apparition du pic correspondant à $(0,5, 1,5, 2, \dots \cdot Fr_1)$, ce qui confirme la présence du défaut d'usure sur le palier d'entrée du réducteur présenté dans la figure 5 (b).

D'après le spectre typologique du défaut de frottement dans le rotor [35], figure 10. Ce phénomène s'explique par la présence d'un défaut de frottement d'arbre dans le palier lisse d'entrée du réducteur.

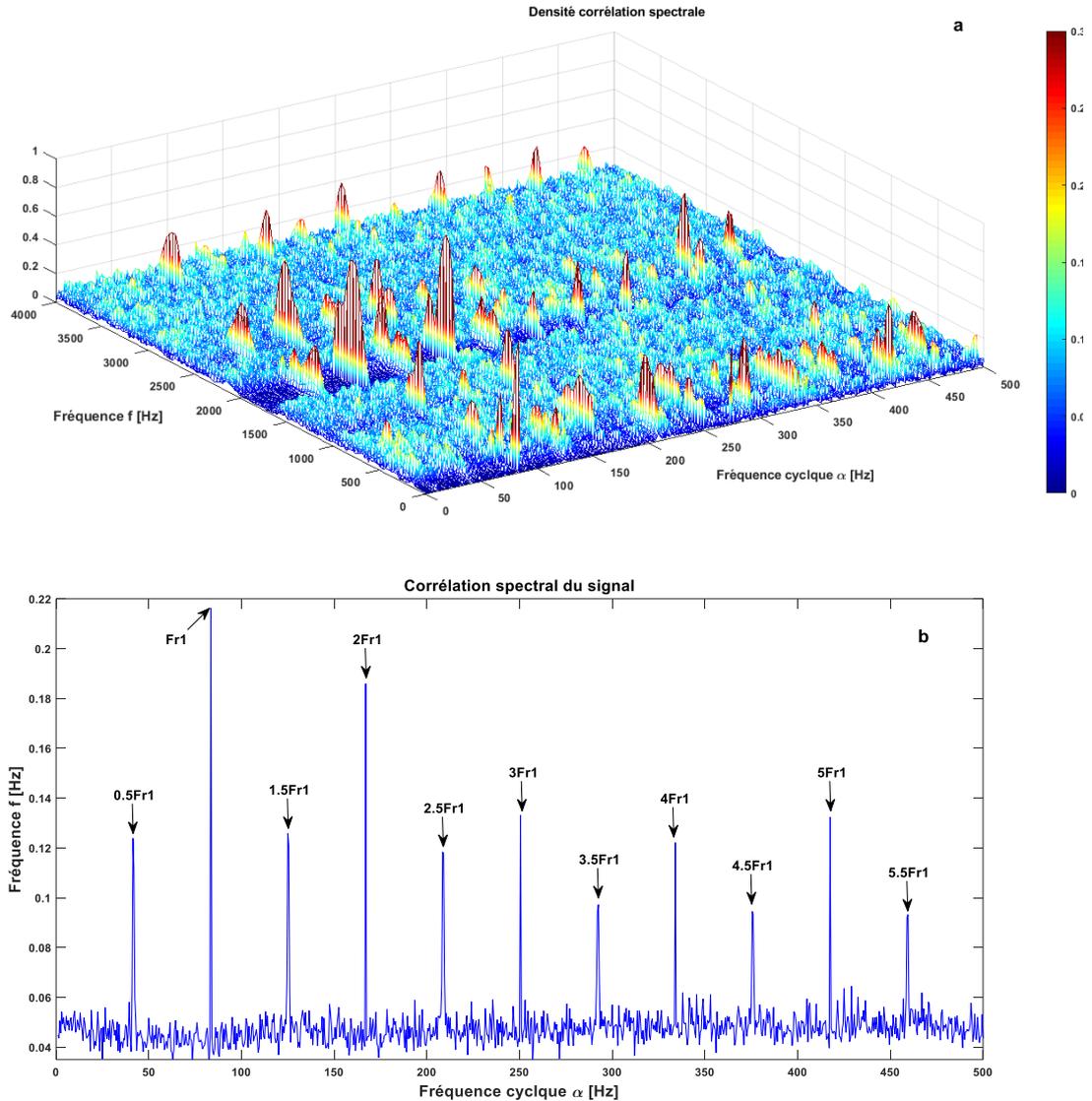


Figure 5. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID

- Palier de sortie du réducteur

L'application de l'analyse de modulation d'intensité de distribution (MID) au signal d'accélération mesuré sur le palier 6 dans la bande de fréquence $[0-800 \text{ Hz}]$, figure 6(a), montre l'apparition de la fréquence cyclique à $\alpha = 0.53 \cdot 10^{-2} \cdot f_s \approx 10.90 \text{ Hz}$ (avec $f_s = 2048 \text{ Hz}$), correspondant à $(0.7 \times Fr_2)$ pour le cas industriel, ce qui indique la présence d'un défaut de tourbillonnement d'huile dans le palier d'entrée du réducteur.

L'application de l'IMID permet de mettre en évidence d'une manière claire et visible la fréquence cyclique et $(1.5, 2, 2.5, 3, 3.5 * Fr_2)$, comme le montre la figure 6(b).

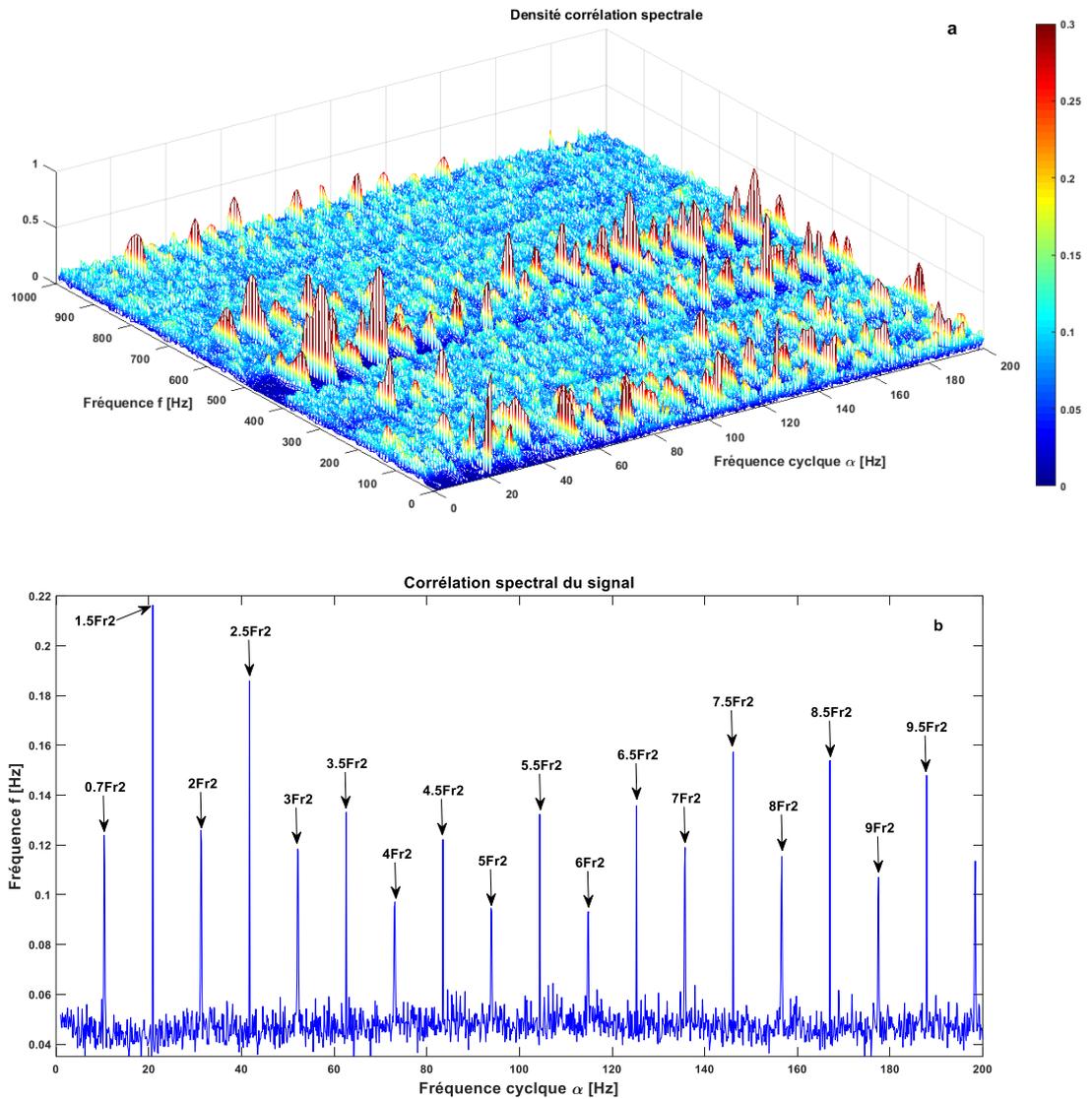


Figure 6. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID

III.3.3 Analyse de la turbine en haute fréquence

- Palier d'entrée de la turbine

L'application de la MID au signal du palier 1 de la turbine, mesuré dans la bande de fréquence $[0-25600 \text{ Hz}]$ et illustré dans la figure 7 (a), révèle l'apparition d'une fréquence cyclique fondamentale à $\alpha = 0.13 * 10^{-2} * f_s \approx 83.5 \text{ Hz}$ (avec $f_s = 65536 \text{ Hz}$), correspondant à la fréquence de rotation de la turbine, ainsi que ses harmoniques.

L'application de l'IMID permet de mettre en évidence de manière claire et visible la fréquence cyclique et ses modulations, On constate que la deuxième harmonique ($2Fr_1=167 \text{ Hz}$) est

supérieure à la fréquence fondamentale Fr_1 , ce qui indique la présence d'un désalignement sécant sur le palier d'entrée de la turbine, comme le montre la figure 7 (b).

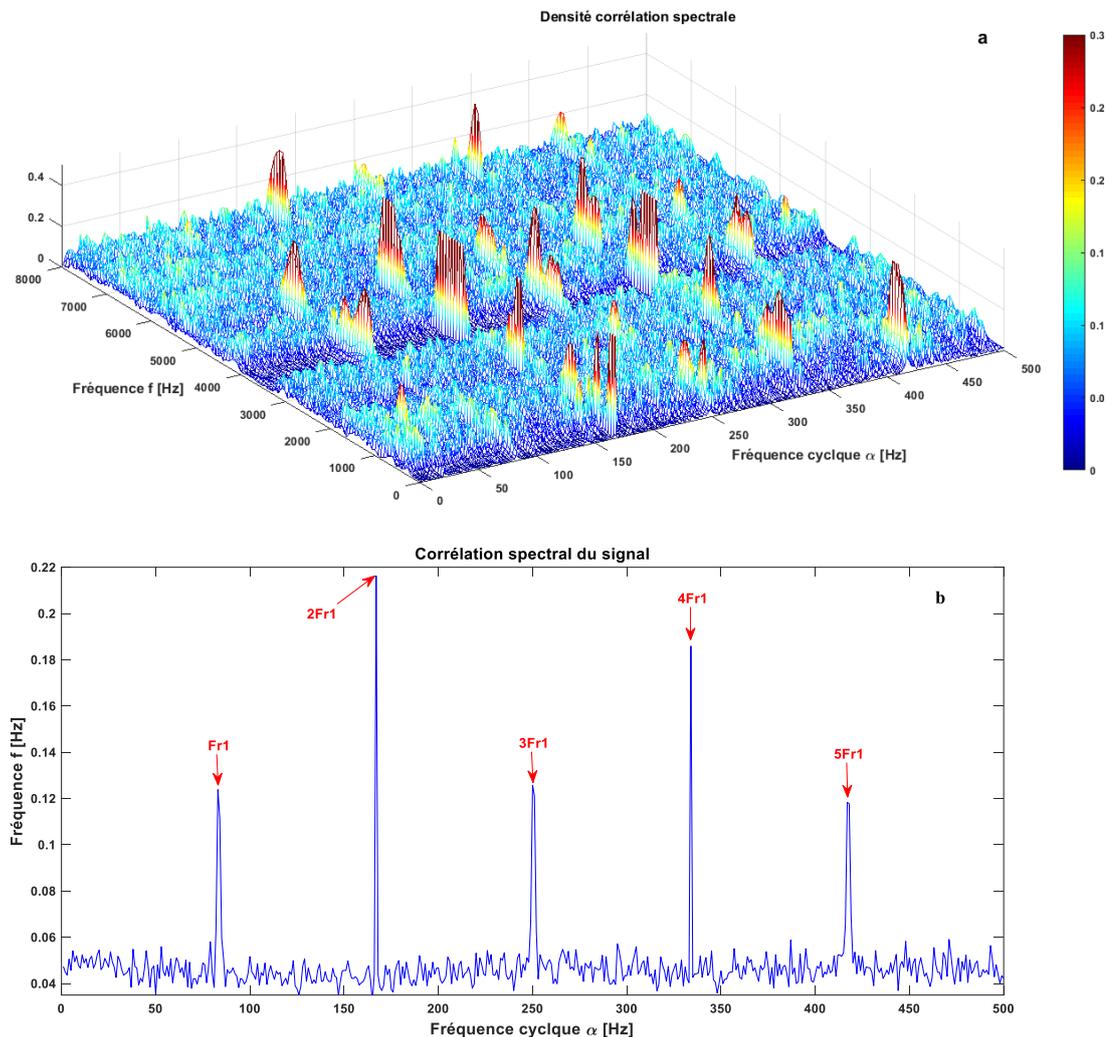


Figure 7. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID

III.3.4 Analyse du réducteur en haute fréquence

- Palier d'entrée du réducteur

La figure 8 présente L'application de la MID au signal d'accélération mesurée sur le palier 3 du réducteur dans la bande de fréquence $[0-25600 \text{ Hz}]$ et illustré dans la figure 8(a). On voit clairement l'apparition de la fréquence cyclique à $\alpha = 0.13 \cdot 10^{-2} \cdot f_s \approx 83.5 \text{ Hz}$ (avec $f_s = 65536 \text{ Hz}$) correspondant à la fréquence de rotation du pignon ($Fr_1 = 83.5 \text{ Hz}$).

L'utilisation de l'intégration de modulation d'intensité de distribution (IMID), figure 8(b) permet de mettre en évidence la fréquence cyclique fondamentale et ses multiples harmoniques de manière très claire. On constate que la deuxième harmonique ($2Fr_1 = 167 \text{ Hz}$) est supérieure à la fréquence fondamentale Fr_1 , ce qui indique la présence d'un défaut de désalignement sécant.

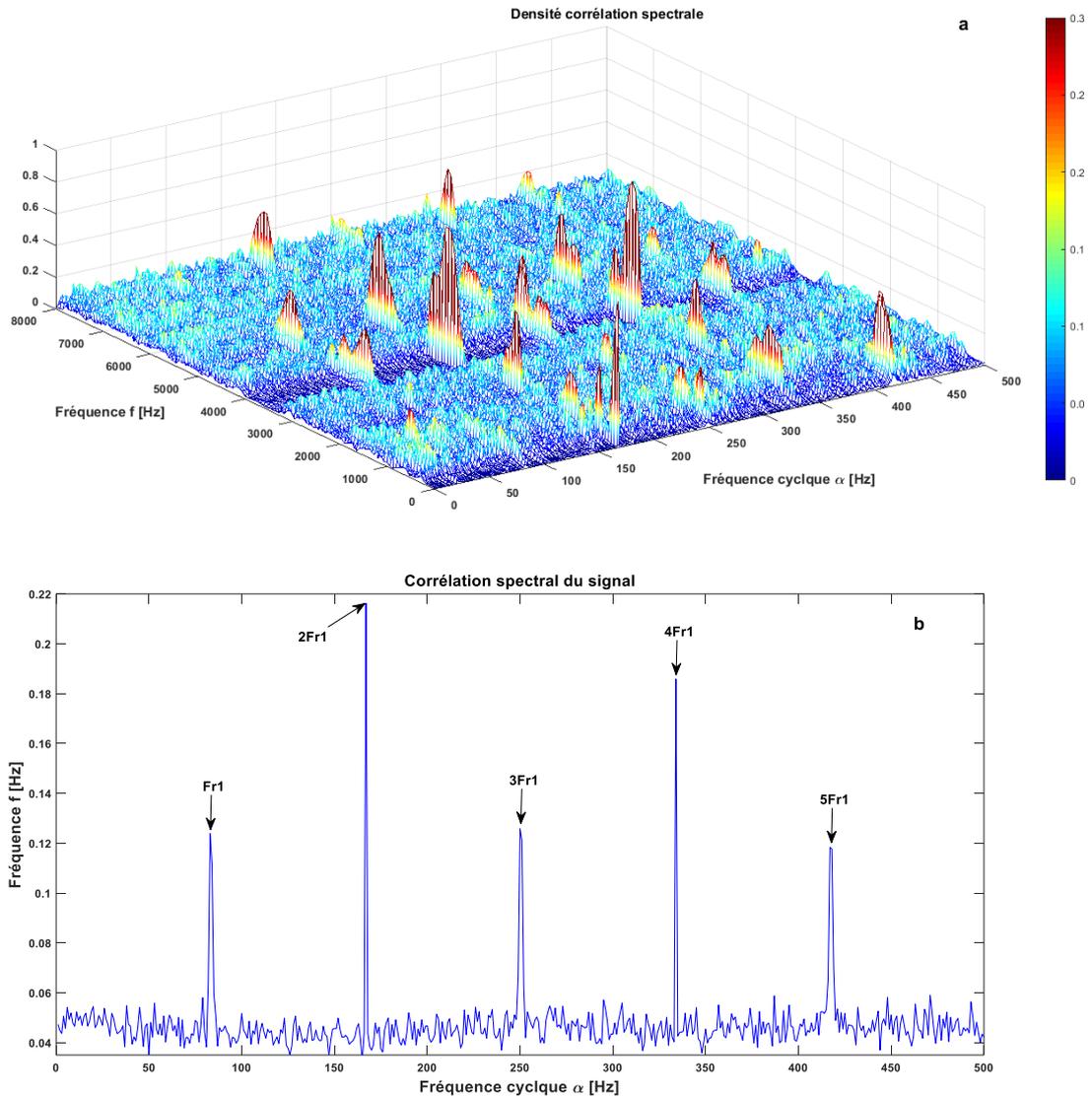


Figure 8. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID

- Palier de sortie du réducteur

L'application de l'analyse de modulation d'intensité de distribution (MID) au signal d'accélération mesuré sur le palier 6 dans la bande de fréquence [0-25600 Hz], figure 9(a), montre l'apparition de la fréquence cyclique à $\alpha = 0.016 \cdot 10^{-2} \cdot f_s \approx 10.48$ Hz (avec $f_s = 65536$ Hz), correspondant à $(0.7 \times Fr_2)$ pour le cas industriel, ce qui indique la présence d'un défaut de tourbillonnement d'huile dans le palier de sortie du réducteur.

L'application de l'IMID permet de mettre en évidence d'une manière claire et visible la fréquence cyclique et $(1.5, 2, 2.5, 3, 3.5 \cdot Fr_2)$, comme le montre la figure 9(b).

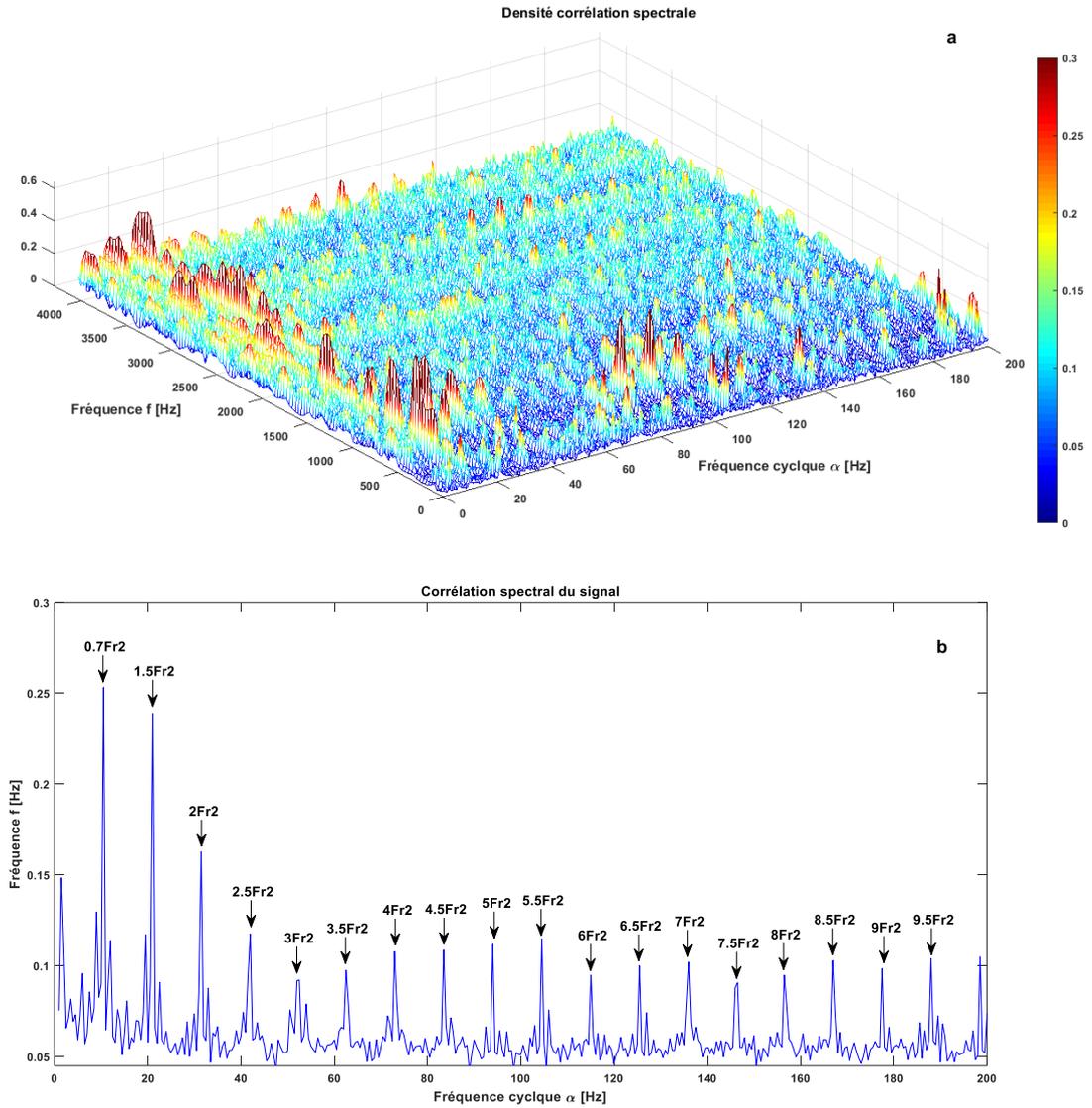


Figure 9. (a). Densité corrélation spectrale MID (b). Son intégration IMID

Remarque Importante

La figure 10 présente le spectre typologique correspondant du défaut de frottement d'arbre dans le rotor [35].

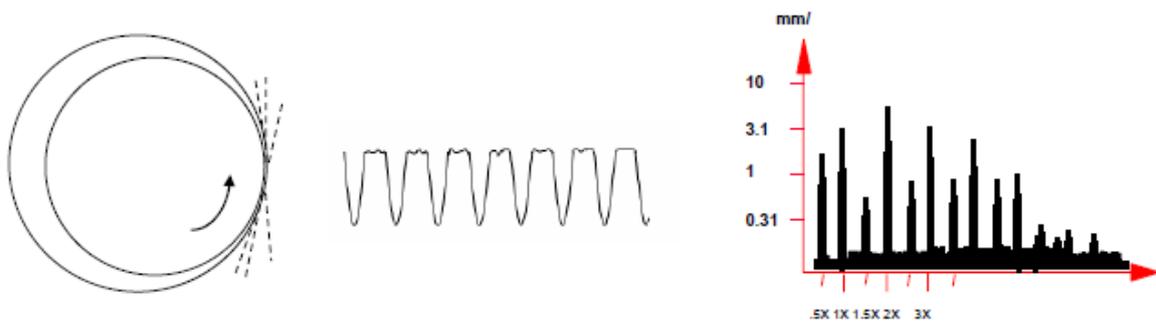


Figure 10. Spectre typologique [Brüel&KjærVibro]

III. 4 Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, nous explorons l'analyse cyclostationnaires basée sur le MID et l'IMID comme méthode avancée de diagnostic des machines tournantes, en particulier pour la surveillance du turboventilateur 101BJT. Contrairement aux méthodes classiques, cette approche permet de révéler clairement les modulations de fréquence caractéristiques de divers défauts mécaniques. L'application expérimentale a permis d'identifier avec précision des défauts tels que le tourbillonnement d'huile, le frottement d'arbre et le désalignement sécant dans les paliers de la turbine et du réducteur. Ces résultats confirment la pertinence de la cyclostationnarité pour le diagnostic avancé en maintenance conditionnelle.

Chapitre IV

*Diagnostic par
Analyse*

*Multi-Résolution en
Ondelettes*

IV. 1 Introduction

Dans le cadre du diagnostic vibratoire des machines tournantes industrielles, l'analyse multi-résolution par ondelettes (AMRO) s'est imposée comme une technique puissante et flexible pour extraire les composantes caractéristiques des signaux mesurés. Contrairement aux méthodes classiques à résolution fixe, l'AMRO permet une décomposition hiérarchique du signal en bandes fréquentielles distinctes, facilitant ainsi la détection des défauts localisés, des événements impulsionnels, ou encore des modulations liées à des phénomènes mécaniques complexes.

Ce chapitre présente l'application de la méthode AMRO à l'analyse des signaux vibratoires issus du train de turboventilateur 101BJT, utilisé dans l'unité industrielle FERTIAL. L'approche adoptée consiste à examiner séparément les spectres obtenus à basse et à haute fréquence pour chaque palier de la turbine et du réducteur. L'objectif est d'identifier les signatures vibratoires associées à différents types de défauts mécaniques, tels que le désalignement, le jeu de montage, l'usure d'engrenage ou le frottement anormal.

Les résultats obtenus confirment la pertinence de la méthode AMRO pour le diagnostic en milieu industriel, en permettant une localisation précise des défauts ainsi qu'une interprétation fiable des comportements vibratoires complexes.

IV. 2 Formulation mathématique

L'objectif de cette section est de présenter les fondements théoriques et mathématiques de l'analyse multi-résolution par ondelettes (Wavelet Multi-Resolution Analysis, WMRA).

Cette méthode sera employée pour extraire les composantes caractéristiques des signaux vibratoires issus du turboventilateur 101BJT, en vue de détecter les défauts mécaniques dans un environnement industriel. La compréhension du cadre mathématique de cette technique est essentielle pour évaluer sa pertinence dans le contexte du diagnostic vibratoire avancé.

L'AMRO est une méthode de traitement du signal particulièrement efficace, qui a connu une popularité croissante ces dernières décennies, notamment dans le domaine de la détection des défauts mécaniques. Cette méthode repose sur l'utilisation de la transformée en ondelettes, une technique mathématique permettant de représenter un signal temporel $S(t)$ à l'aide de fonctions dérivées par dilatation et translation d'une fonction de base appelée ondelette mère $\psi(t)$ [36].

La famille d'ondelettes est définie par la relation suivante :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (1)$$

a , b définissent respectivement les paramètres d'expansion et de translation.

La transformée en ondelettes continue (CWT) d'un signal $S(t)$ est définie à partir du conjugué ψ^* de l'ondelette mère ψ , selon l'équation suivante :

$$CWT(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * \psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (2)$$

En discrétisant les paramètres d'échelle a et de translation b , on obtient la transformée en ondelettes discrète (DWT)

$$DWT(m,n) = 2^{-\frac{m}{n}} \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * \psi^*(2^{-m}t - n) dt \quad (3)$$

La DWT repose sur une décomposition en cascade utilisant des filtres passe-bas et passe-haut, et produisant :

- Les coefficients d'approximation cA_j (basses fréquences).
- Les coefficients de détails cD_j (hautes fréquences).

$$\begin{aligned} A_{j-1} &= A_j + D_j \\ S &= A_j + \sum_{i \leq j}^n D_i \end{aligned} \quad (4)$$

L'AMRO s'appuie sur une décomposition hiérarchique du signal en approximations (basses fréquences) et détails (hautes fréquences), à l'aide de filtres passe-bas et passe-haut appliqués de manière récursive. Chaque niveau de décomposition extrait une bande fréquentielle donnée, permettant d'isoler des signatures vibratoires caractéristiques de défauts mécaniques (figure 1). Le nombre de niveaux, noté n , joue un rôle déterminant dans la capacité de l'analyse à cibler les bonnes fréquences.

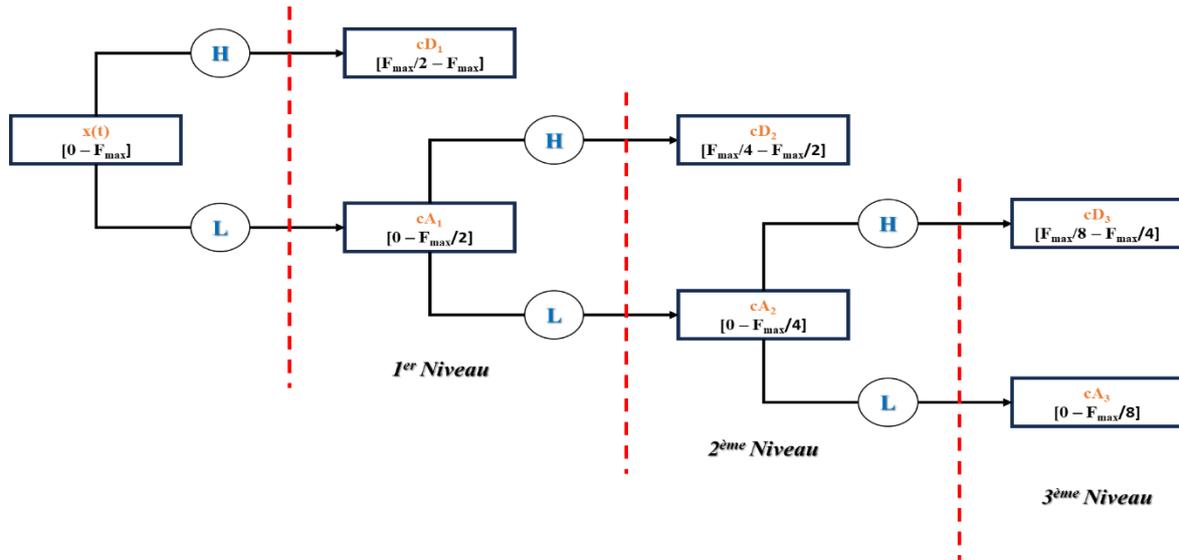


Figure 1. Schéma de décomposition par l'AMRO [37]

Pour améliorer la pertinence de l'analyse, une méthode optimisée a été proposée [38]. Elle repose sur le calcul d'un nombre optimal de niveaux de décomposition n , déterminé par la relation suivante :

$$n \leq 1.44 \log \left(\frac{F_{\max}(S)}{F_c} \right) \quad (5)$$

Où :

- F_{\max} est la fréquence maximale du signal $S(t)$,
- F_c est la fréquence caractéristique du défaut à détecter (par exemple, fréquence d'engrènement).

Cette approche permet de cibler efficacement les bandes fréquentielles contenant les informations pertinentes pour le diagnostic des défauts dans les systèmes rotatifs industriels.

IV. 3 Application de l'AMRO aux signaux mesurés du turboventilateur 101BJT

L'AMRO a été appliquée aux signaux vibratoires mesurés sur les différents paliers du turboventilateur 101BJT. Cette analyse permet d'identifier les composantes spectrales associées aux défauts mécaniques à partir des niveaux de décomposition correspondant aux fréquences caractéristiques.

IV.3.1 Analyse en basse fréquence de la turbine

Premièrement, pour le cas de la turbine dans la bande de basse fréquence. Une décomposition multi-résolution par ondelettes (AMRO) a été appliquée aux signaux vibratoires mesurés sur les paliers 1 et 2 dans la bande de basse fréquence.

Cette procédure a permis de séparer le signal brut en une suite de sous-signaux hiérarchiques, constitués des coefficients d'approximation et des coefficients de détails à chaque niveau n de décomposition (voir figure 2).

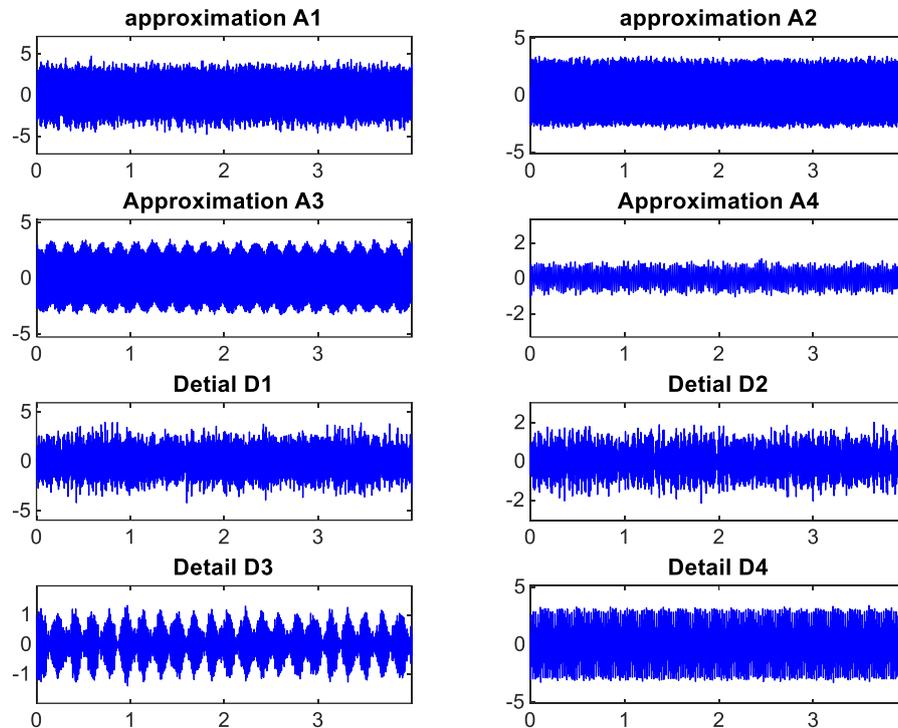


Figure 2. Exemple de décomposition d'un signal du palier 1 par l'AMRO

Le choix du **niveau optimal** a été guidé par l'observation des contenus fréquentiels et énergétiques de chaque composante, en particulier celle maximisant la kurtosis, indicatrice de la présence de chocs ou d'irrégularités. Après évaluation, le **niveau de détail ou d'approximation** le plus représentatif a été sélectionné pour l'analyse spectrale. Le **spectre d'enveloppe** associé à ce signal a ensuite été calculé afin de mettre en évidence les composantes modulées caractéristiques de défauts mécaniques.

L'analyse des résultats du palier 1 (figure 3.a) révèle la présence d'un pic de la fréquence de choc F_C et d'harmoniques asymétriques de la fréquence Fr_1 , avec $2 \times Fr_1$ est supérieure à Fr_1 , indiquant un désalignement modéré. Tandis que le Palier 2 (figure 3.b) montre le frottement de choc F_C sans désalignement apparent, les harmoniques du Fr_1 restant atténuées et symétriques avec une diminution d'amplitude par rapport au palier 1.

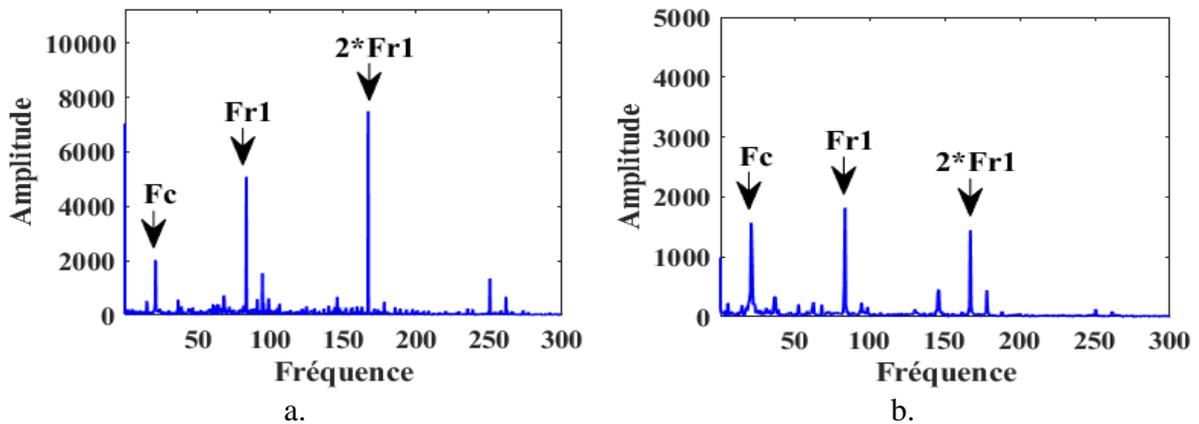


Figure 3. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en base fréquence dans :

a. Palier 1 et b. Palier 2

IV.3.2 Analyse en haute fréquence de la turbine

En revanche, l'analyse en haute fréquence des signaux vibratoires issus des paliers 1 et 2 de la turbine, traités par AMRO, a permis d'obtenir les spectres d'enveloppe représentés dans les figures 4 (a) et 4(b). Ces spectres révèlent une richesse harmonique marquée, caractérisée par la présence de la fréquence de rotation Fr_1 ainsi que de ses harmoniques ($2 \times Fr_1$, $3 \times Fr_1$, etc...). Ce comportement spectral est typique de la présence d'un jeu de montage, c'est-à-dire d'un léger défaut d'ajustement mécanique.

Cependant, une différence notable est observée entre les deux paliers : pour le palier 1, l'amplitude de la composante $2 \times Fr_1$ est supérieure à celle de Fr_1 , ce qui confirme le défaut de désalignement. Par contre, dans le palier 2, les harmoniques de Fr_1 sont présentes mais ne révèlent pas de désalignement dans cette zone.

Ainsi, les résultats confirment que si un jeu de montage affecte les deux paliers, le désalignement semble localisé exclusivement au niveau du palier 1, renforçant les observations obtenues en basse fréquence.

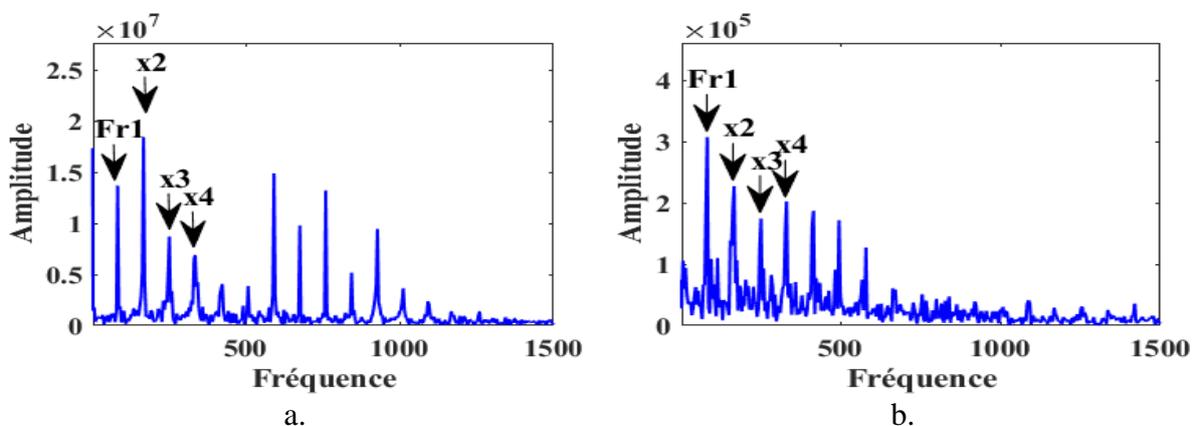


Figure 4. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en haute fréquence dans :

a. Palier 1 et b. Palier 2

IV.3.3 Analyse en basse fréquence du Réducteur

Passant maintenant à l'analyse en basse fréquence des signaux vibratoires mesurés au niveau des paliers du réducteur. Les spectres d'enveloppes obtenus pour les paliers d'arbre d'entrée (paliers 3 et 4), sont illustrés respectivement dans les figures 5(a) et 5(b). On y observe un pic marqué à la fréquence de choc F_C , indiquant la présence d'impacts mécaniques potentiels au niveau des engrenages ou des interfaces de montage. Aussi, la fréquence de rotation d'entrée Fr_1 et son harmonique $2 \times Fr_1$, confirmant un comportement dynamique influencé par la rotation de l'arbre primaire. Par ailleurs, un pic non identifié à 5.5 Hz est également détecté sur les deux spectres. L'absence d'informations complémentaires ne permet pas, à ce stade, de formuler une hypothèse fiable sur son origine et nécessite des investigations ultérieures.

Pour les paliers de l'arbre de sortie (paliers 5 et 6), représentés dans les figures 5(c) et 5(d), les spectres présentent des composantes vibratoires correspondant à la fréquence de rotation de sortie Fr_2 et ses harmoniques $2 \times Fr_2$ et $3 \times Fr_2$, traduisant le régime de fonctionnement de l'étage de sortie du réducteur. La fréquence d'entrée Fr_1 demeure présente, probablement en raison du transfert énergétique et vibratoire à travers l'engrenage. La coexistence des fréquences Fr_1 et Fr_2 reflète l'interaction mécanique entre les deux arbres, ce qui est attendu dans un système de transmission à engrenages.

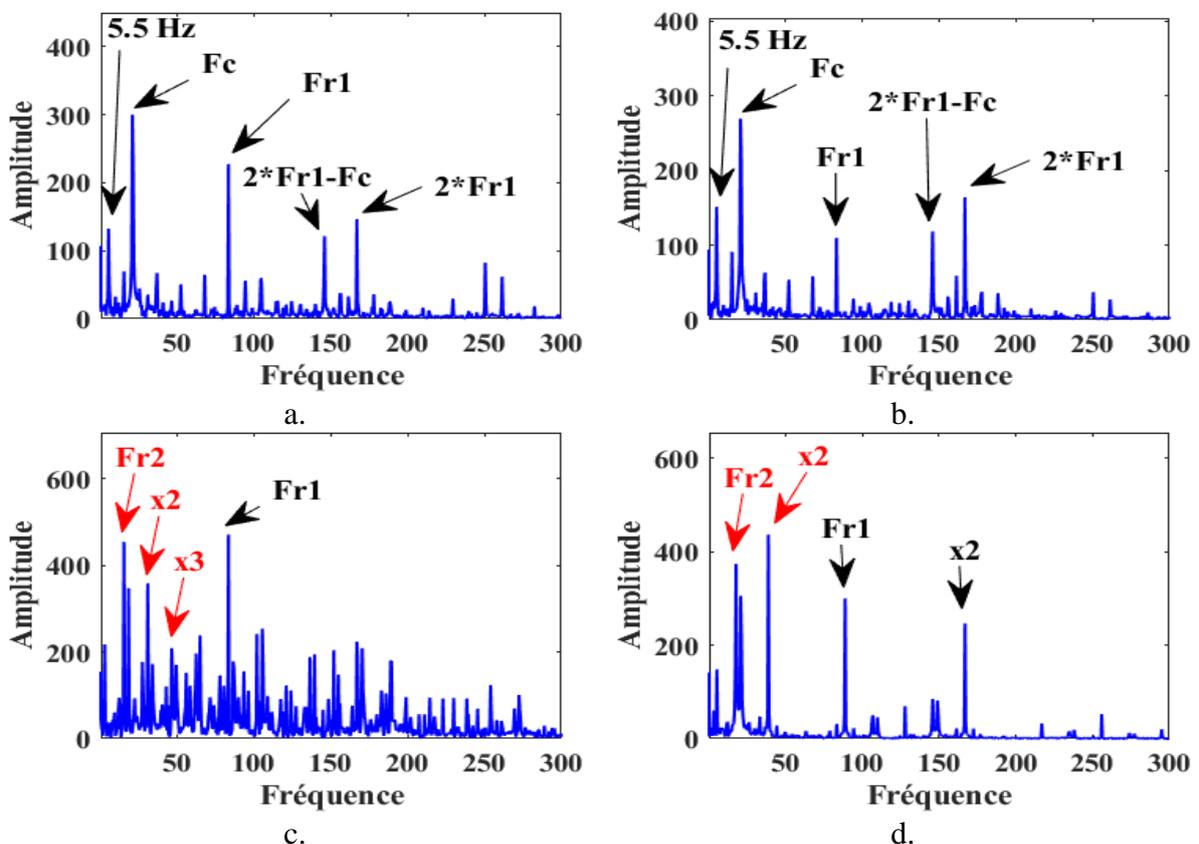


Figure 5. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en basse fréquence dans :

a. Palier 3, b. Palier 4, c. Palier 5 et d. Palier 6

IV.3.4 Analyse en haute fréquence du Réducteur

Les spectres d'enveloppes haute fréquence obtenus par la méthode AMRO pour les quatre paliers du réducteur sont présentés dans la figure 6 (a, b, c et d). L'analyse de ces spectres révèle une richesse harmonique marquée autour de la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée. Cette signature vibratoire est caractéristique d'un défaut d'engrènement, en particulier une usure sur les dents de la roue d'arbre d'entrée.

La répétition de cette signature sur l'ensemble des quatre paliers confirme que l'effet vibratoire est transmis à travers toute la structure du réducteur, ce qui renforce l'hypothèse d'un défaut mécanique interne, probablement situé sur la roue dentée d'entrée. Ces résultats sont cohérents avec les observations faites en basse fréquence, et apportent des éléments de preuve supplémentaires en faveur d'une usure progressive du système d'engrenage.

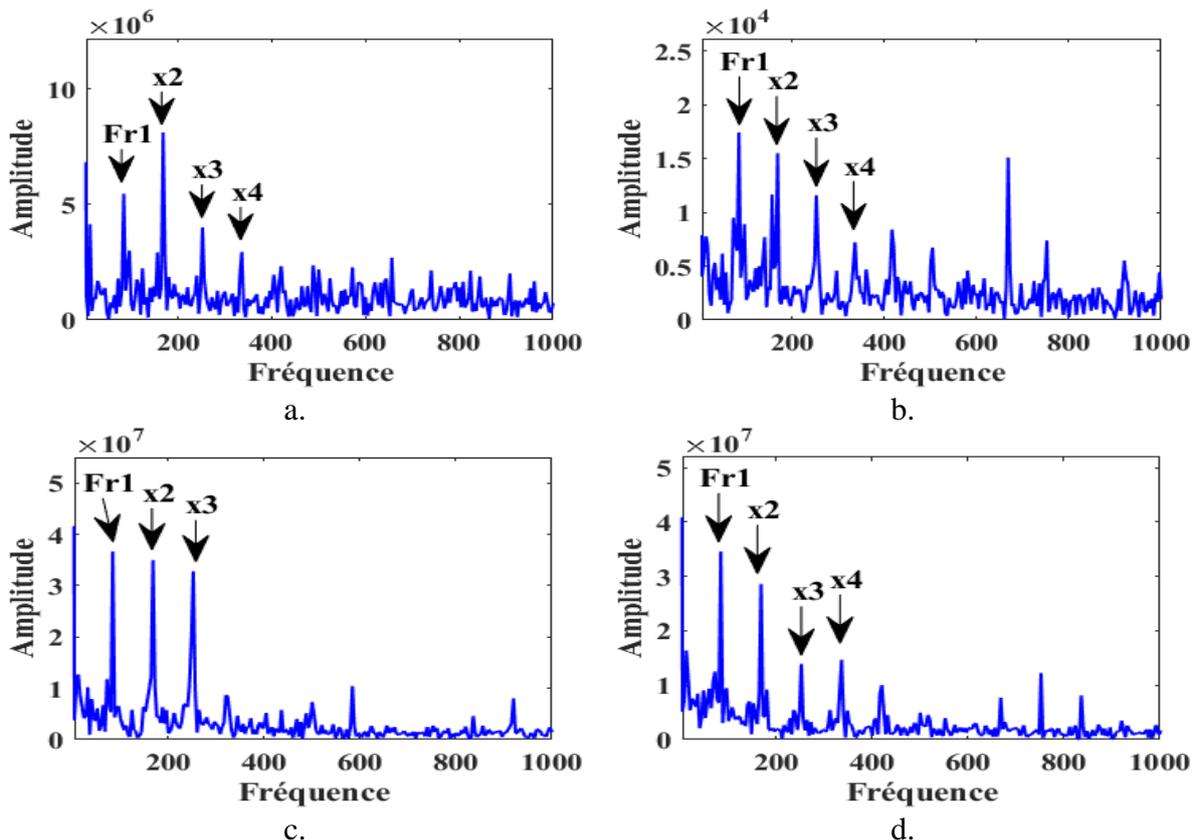


Figure 6. Analyse par l'AMRO des signaux mesurés en haute fréquence dans :

Palier 3, b. Palier 4, c. Palier 5 et d. Palier 6

IV. 4 Conclusions

L'application de l'analyse multi-résolution par ondelettes (AMRO) aux signaux vibratoires du turboventilateur 101BJT a permis de mettre en évidence plusieurs défauts mécaniques au sein du système. L'étude en basse fréquence a révélé des signes clairs de désalignement, de chocs

et de frottements localisés sur certains paliers de la turbine et du réducteur. L'analyse en haute fréquence a quant à elle permis d'identifier des signatures typiques d'usure au niveau des engrenages, en particulier sur la roue motrice de 47 dents, à travers l'observation répétée d'harmoniques de la fréquence de rotation.

La capacité de l'AMRO à localiser avec précision les zones défectueuses et à différencier les types de défauts démontre son efficacité dans un contexte industriel réel. Elle constitue une méthode de diagnostic non intrusive, complémentaire aux techniques classiques, et particulièrement adaptée aux systèmes complexes à dynamique variable.

Ces résultats fournissent une base solide pour l'élaboration de stratégies de maintenance conditionnelle plus ciblées et plus fiables. Des travaux futurs pourraient intégrer des approches hybrides (par exemple, VMD-AMRO ou AMRO couplée à des algorithmes d'intelligence artificielle) afin d'améliorer encore la sensibilité et l'automatisation du processus de diagnostic.

Conclusion générale

Ce mémoire de fin d'études apporte une contribution significative au domaine du diagnostic vibratoire appliqué aux machines tournantes, en particulier dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle. À travers l'analyse expérimentale d'un turboventilateur industriel de type 101BJT, installé dans l'unité d'ammoniac de l'entreprise FERTIAL à Annaba, plusieurs méthodes avancées de traitement du signal ont été mises en œuvre, évaluées et comparées dans des conditions réelles de fonctionnement.

L'étude a d'abord démontré que l'analyse spectrale demeure une méthode de base efficace pour la détection des défauts d'engrènement et des anomalies sur les aubes de la turbine, ainsi que pour l'identification de l'usure au niveau des dents des engrenages du réducteur. Toutefois, ses performances se sont avérées limitées pour la détection des défauts plus complexes et plus subtils, notamment ceux affectant les paliers lisses.

L'introduction de la cyclostationnarité, à travers les approches MID et IMID, a permis de surmonter ces limitations en révélant, de manière claire et localisée, les modulations fréquentielles caractéristiques de défauts tels que le tourbillonnement d'huile et l'usure interne des paliers. Cette méthode a démontré une capacité supérieure à isoler les composants cycliques liés aux phénomènes mécaniques non stationnaires.

Enfin, l'AMRO a permis de détecter à la fois des défauts de basse fréquence (tels que le désalignement, les chocs et le frottement) et des défauts de haute fréquence, notamment liés à l'usure des engrenages, consolidant ainsi le processus de diagnostic.

L'ensemble de ces résultats met en évidence la complémentarité des approches utilisées, et souligne l'importance de combiner plusieurs outils d'analyse pour améliorer la fiabilité du diagnostic et affiner la stratégie de maintenance conditionnelle. En pratique, l'intégration de ces techniques dans un cadre industriel permettrait d'anticiper les pannes, d'optimiser la disponibilité des équipements, et de réduire significativement les coûts d'entretien.

Néanmoins, certaines limites subsistent, notamment liées à la sensibilité des méthodes aux conditions de mesure et à la complexité de traitement des signaux dans des environnements bruyants. Ces constats ouvrent la voie à plusieurs perspectives, parmi lesquelles :

- L'amélioration de la robustesse des algorithmes face aux conditions industrielles sévères,
- Le développement d'algorithmes hybrides associant traitement du signal et intelligence artificielle pour une classification automatique des défauts,
- L'intégration en temps réel de ces méthodes dans des systèmes embarqués de surveillance intelligente,
- L'extension de l'étude à d'autres types de machines tournantes, dans divers environnements industriels, pour généraliser les résultats obtenus.

Ce travail constitue une base solide pour l'évolution vers des systèmes de maintenance prédictive plus intelligents, robustes et adaptés aux contraintes de l'industrie moderne. Il contribue à l'avancement des connaissances dans le domaine du diagnostic vibratoire et ouvre de nouvelles perspectives pour l'optimisation de la maintenance industrielle.

Références

- [1] E. Deloux, « Politiques de maintenance conditionnelle pour un système à dégradation continue soumis à un environnement stressant ». Diss. Université de Nantes, 2008.
- [2] S. Djaballah « Optimisation de la Maintenance Conditionnelle Des Systèmes Mécaniques par Analyse Vibratoire ». 2024.
- [3] T. Kebabsa. « Eude des aspects de défaillances et techniques de maintenance préventive conditionnelle appliquées aux turbomachines », thèse doctoral soutenue 2016, université Badji Mokhtar Annaba, Faculté des Sciences de l'Ingéniorat, https://biblio.univ-annaba.dz/?page_id=2452.
- [4] C. CHEBICHEB « Identification des défauts d'engrenages mixtes sur la base d'indicateurs scalaires et cyclostationnaire à vitesse variable », PFE soutenue 2023, école nationale supérieure de technologie et d'ingénierie - Annaba -.
- [5] Tout Savoir sur l'Analyse Vibratoire des Machines Tournantes: Un Outil Précieux pour la Maintenance Prédictive - ocp maintenance solution
- [6] Djebala, A., Ouelaa, N., & Hamzaoui, N. (2006). Optimization of wavelet multiresolution analysis of shock signals. Application to the signals generated by defective rolling bearings. *Mechanics & Industry*, 8(4), 379-389.
- [7] Yan Huang, Jianhui Lin, Zechao Liu, Wenyi Wu A modified scale-space guiding variational mode Decomposition for high-speed railway bearing fault diagnosis, State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031, China
- [8] E. Ebrahimi « Vibration analysis for fault diagnosis of rolling element bearings ».
- [9] Benchaabane C, Djebala A. Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires.
- [10] Rossetti D, Zhang Y, Squartini S, Collura S. Classification of Bearing Faults Through Time- Frequency Analysis and Image Processing.
- [11] Al-Sulti S, Samanta B, Al-Balushi KR, Al-Araimi SA. COMPARISON OF SIGNAL PROCESSING TECHNIQUES FOR FAULT DETECTION IN ROLLING ELEMENT BEARINGS.

- [12] Kebabsa T, Ouelaa N, Djebala A. Experimental vibratory analysis of a fan motor in industrial environment. *Int J Adv Manuf Technol.* oct 2018 ; 98(9-12):2439-47.
- [13] Younes R, Ouelaa N, Hamzaoui N. Optimisation d'indicateurs de défauts combinés d'engrenages et de roulements par la perception sonore. 2015.
- [14] Babouri MK, Ouelaa N, Kebabsa T, Djebala A. Diagnosis of mechanical defects using a hybrid method based on complete ensemble empirical mode decomposition with adaptive noise (CEEMDAN) and optimized wavelet multi-resolution analysis (OWMRA) : experimental study. *Int J Adv Manuf Technol.* févr 2021 ; 112(9-10) :2657-81.
- [15] Kebabsa T, Babouri MK, Djebala A, Ouelaa N. Case study : Condition-based maintenance using cyclostationary analysis and numerical modeling with innovative indicators. *Adv Mech Eng.* oct 2024 ; 16(10) :16878132241288399.
- [16] Bachar L, Klein R, Tur M, Bortman J. Fault diagnosis of gear transmissions via optic Fiber Bragg Grating strain sensors. *Mech Syst Signal Process.* avr 2022 ; 169 :108629.
- [17] Yang R, Zhang Z, Chen Y. Analysis of vibration signals for a ball bearing-rotor system with raceway local defects and rotor eccentricity. *Mech Mach Theory.* mars 2022 ; 169 :104594.
- [18] Poddar S, Chandravanshi ML. Ball Bearing Fault Detection Using Vibration Parameters. *Int J Eng Res.* 2013 ; 2(12).
- [19] KiranKumar MV, Lokesha M, Kumar S, Kumar A. Review on Condition Monitoring of Bearings using vibration analysis techniques. *IOP Conf Ser Mater Sci Eng.* juin 2018 ; 376:012110.
- [20] Tarek K, Abderrazek D, Khemissi BM, Cherif DM, Lilia C, Nouredine O. « Comparative study between cyclostationary analysis, EMD, and CEEMDAN for the vibratory diagnosis of rotating machines in industrial environment». *Int J Adv Manuf Technol.* août 2020;109(9-12):2747-75.
- [21] International standard ISO 10816 (1995) Vibrations mécaniques Evaluation des vibrations des machines par mesurage sur les parties non tournantes. Available on <https://www.iso.org>
- [22] A. Kumar, C. P. Gandhi, Y. Zhou, R. Kumar, et J. Xiang, «Latest developments in gear defect diagnosis and prognosis: review», *Measurement*, vol. 158, p. 107735, juill. 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.107735>.

- [23] Aherwar A, Khalid S, « Vibration analysis techniques for gearbox diagnostic: A review ». *Int J Adv Eng Technol.* 4 avr 2012;3:4-12.
- [24] C. Hu, Y. Wang, J. Yang, et S. Zhang, « Fault Detection in a Multistage Gearbox Based on a Hybrid Demodulation Method Using Modulation Intensity Distribution and Variational Mode Decomposition », *Applied Sciences*, vol. 8, no 5, p. 696, mai 2018, doi: 10.3390/app8050696.
- [25] S. Mohamed, H. Fenniri, G. Delaunay. Séparation aveugle de sources cyclostationnaires par utilisation des statistiques de second ordre, Fascicule n° 2 Prépublication n° 29. 2007.
- [26] C. Capdessus, M. Sidahmed, Applications. Analyse des vibrations d'un engrenage : Cepstre, corrélation, spectre, Traitement du signal, Volume 8 (1992), 365-372.
- [27] D. Galar, L. Pilar, B. Luis. Application of dynamic benchmarking of rotating machinery for e-maintenance. Lulea University of Technology, Journal springer link, 246–262, Lulea, Sweden 2011.
- [28] C. Capdessus, M. Sid Ahmed and J.L. Lacoume. Cyclostationary processes: application in gear faults early diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 14 (2000), 371-385.
- [29] A. C. Cormick and A. K. Nandi. Cyclostationarity in rotating machine vibrations, *Mechanical systems and signal processing.* 12 (1998), 225-242.
- [30] F. Bonnardot, J. Antoni, R.B. Randall, M. El Badaoui. Enhancement of second order cyclostationary signals, in: *Proceedings of the ICASSP'04*, Montreal, Canada, May 17–21, 2004.
- [31] A.Belsak, J. Flaker, Detecting cracks in the tooth root of gears, *Engineering Failure Analysis* 14 (2007) 1466-1475.
- [32] J. Urbane, T. Barszcz, J. Antoni. Integrated modulation intensity distribution as a practical tool for condition monitoring. *Journal of Applied Acoustics* 77 (2014), 184–194.
- [33] J. Antoni. Blind separation of vibration components: Principale and démonstration, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) 1166–1180.

- [34] R. Boustany, J. Antoni. Blind extraction of a cyclostationary signal using reduced-rank cyclic regression—a unifying approach, *J. Mechanical Systems and Signal Processing* 22 520–541. 2008.
- [35] Brüel & Kjær vibro. Analyse des vibrations maintenance conditionnelle des machines tournantes. Brüel & Kjær vibro copyright 0906 v.1-B 2005 site www.bkvibro.com.
- [36]. DJEBALA A. Application de la Transformée par Ondelettes à l’Etude et l’Analyse Vibratoire des Systèmes Mécaniques. 2008;
- [37]. BOUHALAIS ML, DJEBALA A, OUELAA N, BABOURI MK. CEEMDAN and OWMRA as a Hybrid Method for Rolling Bearing Fault Diagnosis Under Variable Speed. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 2018;
- [38]. DJEBALA A, OUELAA N, HAMZAOUI N. Optimisation de l’Analyse Multirésolution en Ondelettes des Signaux de Choc. Application aux Signaux Engendrés par des Roulements Défectueux. *Mécanique & Industries* 2007;