

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

## Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème :

### **Diagnostic des défauts de machines tournantes par analyse vibratoire « Surveillance et diagnostic des défauts de roulements par analyse spectrale »**

**Mr. Safi Eddine OUNOUGHI**

Sous la direction de Mr. Saïd RECHAK, Professeur

Mr. Djamel SAIDI, MC-B

Mr. Ali AMMICHE, MA-A

Présenté et soutenu le **18/10/2020**

#### **Composition du Jury :**

|              |                     |            |     |
|--------------|---------------------|------------|-----|
| Président    | Mr. Brahim GUERGUEB | MA-A       | ENP |
| Encadreur    | Mr. Saïd RECHAK     | Professeur | ENP |
| Co-encadreur | Mr. Djamel SAIDI    | MC-B       | ENP |
| Co-encadreur | Mr. Ali AMMICHE     | MA-A       | ENP |
| Examineur    | Mr. Hamid SEDJAL    | MA-A       | ENP |

**ENP 2020**



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

## Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème :

### **Diagnostic des défauts de machines tournantes par analyse vibratoire « Surveillance et diagnostic des défauts de roulements par analyse spectrale »**

**Mr. Safi Eddine OUNOUGHI**

Sous la direction de Mr. Saïd RECHAK, Professeur

Mr. Djamel SAIDI, MC-B

Mr. Ali AMMICHE, MA-A

Présenté et soutenu le **18/10/2020**

#### **Composition du Jury :**

|              |                     |            |     |
|--------------|---------------------|------------|-----|
| Président    | Mr. Brahim GUERGUEB | MA-A       | ENP |
| Promoteur    | Mr. Saïd RECHAK     | Professeur | ENP |
| Co-promoteur | Mr. Djamel SAIDI    | MC-B       | ENP |
| Co-promoteur | Mr. Ali AMMICHE     | MA-A       | ENP |
| Examineur    | Mr. Hamid SEDJAL    | MA-A       | ENP |

**ENP 2020**

## ملخص

تحليل الاهتزاز هو التقنية الأكثر استخدامًا في الصيانة القائمة على الحالة، لرصد وتشخيص الآلات الدوارة. وهو يقوم على مقاربات طيفية مثل تحويل فورييه السريع. الآلات الدوارة قيد التشغيل تولد اهتزازات، والقيم المقاسة لهذه الاهتزازات تعطي إشارات اهتزازية يمكن تحليلها لإعطاء تحذير في حالة عطل. كان الهدف من هذا المشروع تشخيص آلات شركة الإسمنت ولكن في بسبب الظروف الصحية "كوفيد 19" تراجعنا إلى قاعدة البيانات الدولية الخاصة بـ جامعة كيس ويسترن ريزيرف، لمراقبة وتشخيص أعطال المحامل من قاعدة البيانات.

## الكلمات الدالة

الاهتزازات، التحليل الطيفي، الصيانة، التشخيص، المراقبة، الآلات الدوارة، الأعطال، الإشارة، الترددات، المحامل، الطيف.

## ABSTRACT

Vibration analysis is the most widely used technique in condition-based maintenance, for monitoring and diagnosing rotating machines. It is based on spectral approaches such as the fast Fourier transform. The rotating machines in operation generate vibrations, and the measured values of these vibrations give vibratory signals which can be analyzed to give a warning in case of failure. As part of this project, we set ourselves in the specifications to diagnose the machines of a cement company but in view of the COVID-19 sanitary conditions we fell back on the international database of the Case Western Reserve University, to monitor and diagnose bearing faults from database.

## Key Words

Vibrations, spectral analysis, maintenance, diagnosis, monitoring, rotating machines, faults, Signal, frequencies, measurement, spectrum, bearings.

## Résumé

L'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée dans la maintenance conditionnelle, pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes. Elle est basée sur des approches spectrales telles que la transformée de Fourier rapide. Les machines tournantes en fonctionnement engendrent des vibrations, et les valeurs mesurées de ces vibrations donnent des signaux vibratoires qui peuvent être analysés pour donner un avertissement en cas de panne. Dans le cadre de ce projet, on s'est fixé dans le cahier de charge le diagnostiquer des machines d'une entreprise de cimenterie mais au vu des conditions sanitaires COVID-19 on s'est rabattu sur les banque de données international de l'université Case Western Reserve, pour faire la surveillance et le diagnostic des défauts de roulements à partir de base de données.

## Mots clés

Vibrations, analyse spectrale, maintenance, diagnostic, surveillance, machines tournantes, défauts, Signal, fréquences, mesure, spectre, roulement.

## Remerciements :

Je ne peux pas commencer ce travail sans penser à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à mon projet.

Au terme de ce travail, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mon encadreur Monsieur **Saïd RECHAK** pour son suivi, et pour son énorme soutien qu'il n'a cessé de me prodiguer tout au long de la période du projet.

Je tiens aussi à remercier chaleureusement mes Co-encadreurs, Monsieur **Djamel SAIDI** et Monsieur **Ali AMMICHE**.

Je remercie le membre de jury qui a examiné ce modeste travail, Monsieur **Brahim GUERGUEB** et Monsieur. **Hamid SEDJAL**

## **Dédicace :**

Je tiens à dédier chaleureusement ce modeste projet à ceux qui m'ont toujours soutenu, pas uniquement pendant ce projet mais le long de tout mon cursus universitaire.

### **« Mes chers parents »**

Un énorme merci à mes parents pour m'avoir toujours aidé et encouragé le long de mon cursus.

Et pour vos multiples soutiens et votre affection quotidienne.

Merci d'être présent en toutes circonstances.

**Un grand Merci**

A toute ma famille

A tous mes amis

A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

# Table des matières

## Liste des figures

## Liste des tableaux

## Nomenclatures

## Liste des abréviations

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Introduction générale.....</b>                                    | <b>14</b> |
| <b>CHAPITRE 1 : Principaux défauts des machines tournantes. ....</b> | <b>17</b> |
| 1.0. Introduction .....  | 18        |
| 1.1. Balourd .....   | 18        |
| 1.2. Désalignement .....   | 19        |
| 1.3. Défaut de denture d'engrenage .....                             | 20        |
| 1.3.1. Spectre d'un engrenage.....                                   | 21        |
| 1.3.2. Spectre de détérioration d'une denture .....                  | 22        |
| 1.4. Défaut de roulement .....                                       | 22        |
| 1.4.1. Durée de vie nominale des roulements .....                    | 22        |
| 1.4.2. Les aspects de détériorations des roulements .....            | 22        |
| 1.4.3. Processus de dégradation d'un roulement .....                 | 23        |
| 1.4.4. Fréquences caractéristiques .....                             | 24        |
| 1.4.5. Signatures vibratoires des défauts d'écaillage .....          | 25        |
| 1.4.6. Rupture de cage .....   | 26        |
| 1.4.7. Défaut de billes .....  | 26        |
| 4. Conclusion.....   | 27        |
| <b>CHAPITRE 2 : Les outils de surveillance .....</b>                 | <b>28</b> |
| 2.0. Introduction .....  | 29        |
| 2.1. Déplacement crête-crête .....                                   | 29        |
| 2.2. Vitesse efficace .....  | 29        |
| 2.3. Accélération efficace .....                                     | 29        |
| 2.4. Facteur de crête FC.....  | 30        |
| 2.5. Facteur K .....   | 31        |
| 2.6. Valeur efficace RMS (Root Mean Square) .....                    | 32        |
| 2.7. Valeur crête Vc .....   | 33        |
| 2.8. Kurtosis .....  | 34        |
| 2.9. Conclusion.....   | 34        |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>CHAPITRE 3 : Les outils de diagnostic .....</b>  | <b>35</b> |
| 3.0. Introduction .....   | 36        |
| 3.1. Spectre RC – FFT .....   | 36        |
| 3.2. Le zoom .....  | 38        |
| 3.3. Le transformé de Fourier à court terme - STFT .....  | 39        |
| 3.4. Cepstre .....  | 40        |
| 3.5. Analyse d'enveloppe .....  | 41        |
| 3.6. Conclusion.....  | 42        |
| <b>CHAPITRE 4 : Développement des outils de diagnostic sous environnement MATLAB ....</b>   | <b>43</b> |
| 4.0. Introduction .....   | 44        |
| 4.1. Développement de la méthode FFT et RMS sous MATLAB .....   | 44        |
| 4.1.1. Présentation du MATLAB .....   | 44        |
| 4.1.2. Principales fonctionnalités du MATLAB .....  | 44        |
| 4.1.3. Définition et syntaxe de fft .....   | 44        |
| 4.1.4. Programme pour le calcul de la FFT et le RMS .....   | 45        |
| 4.2. Validation par des applications .....  | 46        |
| 4.2.1. Application 1 - Cas d'une semi-remorque .....  | 46        |
| 4.2.2. Application 2 - Cas d'un siège d'avion .....   | 47        |
| 4.2.3. Application 3 - Cas d'un avion pendant le décollage .....  | 49        |
| 4.2.4. Interprétation .....   | 50        |
| 4.3. Conclusion.....  | 50        |
| <b>CHAPITRE 5 : Application des outils de diagnostic aux défauts de roulements : Cas du banc d'essai de l'Université Case Western Reserve .....</b> | <b>51</b> |
| 5.0. Introduction .....   | 52        |
| 5.1. Présentation du banc d'essais .....  | 52        |
| 5.2. Les paramètres des mesures .....   | 53        |
| 5.3. Paramètres caractéristiques géométriques des roulements utilisés .....   | 53        |
| 5.4. Surveillance des défauts de roulement par les indicateurs statistiques (RMS et Kurtosis) .....   | 55        |
| 5.4.1. Cas de roulements sains .....  | 55        |
| 5.4.1.1. Interprétation.....  | 56        |
| 5.4.2. Cas défaut bague intérieur .....   | 57        |
| 5.4.2.1. Influence de la charge .....   | 57        |
| 5.4.2.1.1. Comparatif des valeurs des indicateurs vibratoires (RMS et Kurtosis) ..  | 78        |
| 5.4.2.1.2. Interprétation.....  | 60        |

|   |           |
|---|-----------|
| 5.4.2.2. Influence du diamètre du défaut .....            | 60        |
| 5.4.2.2.1. Interprétation.....                            | 61        |
| 5.5. Diagnostic des défauts par la méthode spectrale..... | 62        |
| 5.5.1. Cas de roulements sains .....                      | 62        |
| 5.5.1.1. Interprétation.....                              | 65        |
| 5.5.2 Cas défaut bague intérieur .....                    | 65        |
| 5.5.2.1. Influence de la charge .....                     | 65        |
| 5.5.2.1.1. Interprétation.....                            | 67        |
| 5.5.2.2. Influence du diamètre du défaut .....            | 67        |
| 5.5.2.2.1. Interprétation.....                            | 68        |
| 5.6. Conclusion.....                                      | 68        |
| <b>Conclusion générale .....</b>                          | <b>69</b> |
| <b>Références bibliographiques .....</b>                  | <b>71</b> |
| <b>Annexes .....</b>                                      | <b>75</b> |

## Liste des figures

|  |    |
|--|----|
| <b>Figure 1. 1</b> : Balourd statique [17]. .....  | 18 |
| <b>Figure 1. 2</b> : Balourd dynamique [17]. .....   | 20 |
| <b>Figure 1. 3</b> : Spectre typologique d'un balourd [17]. .....  | 19 |
| <b>Figure 1. 4</b> : Désalignements d'arbre [17]. .....  | 19 |
| <b>Figure 1. 5</b> : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [17]. .....  | 20 |
| <b>Figure 1. 6</b> : Image vibratoire d'un défaut d'alignement axial [17]. .....   | 20 |
| <b>Figure 1. 7</b> : Spectre théorique d'un engrenage sain [17]. .....   | 21 |
| <b>Figure 1. 8</b> : Mise en évidence d'un défaut de denture d'engrenage [2]. .....  | 21 |
| <b>Figure 1. 9</b> : Spectre théorique d'un engrenage présentant un défaut d'excentricité [17]. .....  | 22 |
| <b>Figure 1. 10</b> : Paramètres géométriques des roulements [18]. .....   | 25 |
| <b>Figure 1. 11</b> : Spectre théorique d'un écaillage affectant la bille [17]. .....  | 25 |
| <b>Figure 1. 12</b> : Mise en évidence d'un défaut de roulement [2]. .....   | 26 |
| <b>Figure 2. 1</b> : Évolution du facteur de crête FC en fonction du temps [2]. .....  | 30 |
| <b>Figure 2. 2</b> : Variation du facteur K en fonction du temps [2]. .....  | 31 |
| <b>Figure 3. 1</b> : Exemple de spectre à résolution constante. Le spectre est représenté sur une bande de fréquence de 500Hz grâce à 400 points, donc avec une résolution de 1,25Hz [2]. .. | 37 |
| <b>Figure 3. 2</b> : Déclenchement d'alarme intempestive sur un spectre RC [2]. .....  | 38 |
| <b>Figure 3. 3</b> : Principe du zoom [18]. .....  | 39 |
| <b>Figure 3. 4</b> : Utilisation d'un Cepstre pour la surveillance d'un engrenage [2]. .....   | 40 |
| <b>Figure 3. 5</b> : Principe de l'analyse d'enveloppe [12]. .....   | 41 |
| <b>Figure 4. 1</b> : Extrait de la Base de données - Semi-remorque. ....   | 46 |
| <b>Figure 4. 2</b> : Le signal temporel - Semi-remorque .....  | 46 |
| <b>Figure 4. 3</b> : La transformée de Fourier du signal - Semi-remorque.....  | 47 |
| <b>Figure 4. 4</b> : Les valeurs RMS du signal en fonction du temps - Semi-remorque .....  | 47 |
| <b>Figure 4. 5</b> : Extrait de la Base de données - Siège d'avion.....  | 48 |
| <b>Figure 4. 6</b> : Le signal temporel - Siège d'avion .....  | 48 |
| <b>Figure 4. 7</b> : La transformée de Fourier du signal - Siège d'avion .....   | 48 |
| <b>Figure 4. 8</b> : Les valeurs RMS du signal en fonction du temps - Siège d'avion.....   | 49 |
| <b>Figure 4. 9</b> : Extrait de la Base de données - Avion pendant le décollage.....   | 49 |
| <b>Figure 4. 10</b> : Le signal temporel - Avion pendant le décollage .....  | 49 |
| <b>Figure 4. 11</b> : La transformée de Fourier du signal - Avion pendant le décollage.....  | 50 |
| <b>Figure 4. 12</b> : Les valeurs RMS du signal en fonction du temps - Avion pendant le décollage .....  | 50 |
| <b>Figure 5. 1</b> : Banc d'essai de roulement de « Bearing Data Center » .....  | 52 |

|  |    |
|--|----|
| <b>Figure 5. 2 :</b> La valeur du RMS en fonction des charges – Cas de roulements sains .....                        | 56 |
| <b>Figure 5. 3 :</b> La valeur du KURTOSIS en fonction des charges – Cas de roulements sains ..                      | 56 |
| <b>Figure 5. 4 :</b> Variation de l'indicateur RMS en fonction de la charge – Cas défaut bague intérieure.....       | 58 |
| <b>Figure 5. 5 :</b> Variation de l'indicateur KURTOSIS en fonction de la charge – Cas défaut bague intérieure ..... | 58 |
| <b>Figure 5. 6 :</b> Comparaison des valeurs de l'indicateur RMS en fonction de la charge .....                      | 59 |
| <b>Figure 5. 7 :</b> Comparaison des valeurs de l'indicateur Kurtosis en fonction de la charge .....                 | 59 |
| <b>Figure 5. 8 :</b> Variation de l'indicateur RMS en fonction du diamètre de défaut.....                            | 61 |
| <b>Figure 5. 9 :</b> Variation de l'indicateur KURTOSIS en fonction du diamètre de défaut.....                       | 61 |
| <b>Figure 5. 10 :</b> Signale de roulements sains.....   | 62 |
| <b>Figure 5. 11 :</b> Spectre dans le cas de roulements sains : 0 HP .....   | 63 |
| <b>Figure 5. 12 :</b> Spectre dans le cas de roulements sains : 1 HP .....   | 64 |
| <b>Figure 5. 13 :</b> Spectre dans le cas de roulements sains : 2 HP .....   | 64 |
| <b>Figure 5. 14 :</b> Spectre dans le cas de roulements sains : 3 HP .....   | 64 |
| <b>Figure 5. 15 :</b> Cepstre dans le cas de roulements sains : 0 HP .....   | 65 |
| <b>Figure 5. 16 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 0 HP.....  | 66 |
| <b>Figure 5. 17 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 1 HP.....  | 66 |
| <b>Figure 5. 18 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 2 HP.....  | 66 |
| <b>Figure 5. 19 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 3 HP.....  | 66 |
| <b>Figure 5. 20 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 1HP - 007 inch.....   | 67 |
| <b>Figure 5. 21 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 1HP - 014 inch.....   | 68 |
| <b>Figure 5. 22 :</b> Spectre défaut bague intérieur : 1HP - 021 inch.....   | 68 |

## Liste des tableaux

|   |    |
|---|----|
| <b>Tableau 2. 1 :</b> Bande de fréquences par indicateur de mesure vibratoire [2].....  | 30 |
| <b>Tableau 2. 2 :</b> Bande de fréquences par indicateur de mesure vibratoire spécifique aux roulements [2]. .....  | 31 |
| <b>Tableau 2. 3 :</b> Seuils du RMS - Cas d'un roulement [12].....  | 33 |
| <b>Tableau 2. 4 :</b> Seuils du Kurtosis - Cas d'un roulement [12].....   | 34 |
| <b>Tableau 3. 1 :</b> Les outils de diagnostic [2]. .....   | 42 |
| <b>Tableau 5. 1 :</b> Caractéristiques géométriques du roulement 6203-2RS JEM SKF.....  | 53 |
| <b>Tableau 5. 2 :</b> Les fréquences de rotation du roulement .....   | 54 |
| <b>Tableau 5. 3 :</b> Les fréquences des éléments du roulement .....  | 54 |
| <b>Tableau 5. 4 :</b> Base de données « Cas de roulements sains » .....   | 55 |
| <b>Tableau 5. 5 :</b> Les valeurs des indicateurs vibratoires en fonction de la charge « Cas de roulements sains » .....                                  | 55 |
| <b>Tableau 5. 6 :</b> Fichiers de données 48K Drive End Bearing Fault Data .....  | 57 |
| <b>Tableau 5. 7 :</b> Les valeurs des indicateurs vibratoires en fonction de la charge « Cas défaut de bague intérieure » .....                           | 57 |
| <b>Tableau 5. 8 :</b> Comparatif des valeurs des indicateurs vibratoires : RMS et KURTOSIS en fonction de la charge .....                                 | 59 |
| <b>Tableau 5. 9 :</b> Comparaison des valeurs du RMS avec les seuils - Influence de la charge dans le cas d'un défaut de bague intérieure 0.007 inch..... | 60 |
| <b>Tableau 5. 10 :</b> Influence du diamètre de défaut sur les indicateur vibratoire « Cas défaut de bague intérieure » .....                             | 60 |
| <b>Tableau 5. 11 :</b> Comparaison des valeurs RMS avec les seuils - Influence du diamètre du défaut, cas 1 HP.....                                       | 62 |
| <b>Tableau 5. 12 :</b> Fichiers de données – Cas de roulements sains .....  | 63 |
| <b>Tableau 5. 13 :</b> Fréquences caractéristiques théoriques du défaut de la bague intérieure .....  | 65 |
| <b>Tableau 5. 14 :</b> Fréquences caractéristiques théoriques et expérimental du défaut de la bague intérieure.....                                       | 67 |

## Nomenclatures

$A_c$  : L'amplitude crête.

$A_{cc}$  : L'amplitude crête à crête.

$A_{eff}$  : L'amplitude efficace.

$T$  : Durée d'analyse du signal.

$x(t)$  : Amplitude instantanée.

$\omega$  : Vitesse angulaire ou pulsation du mouvement.

$\varphi$  : Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

$D_{cc}$  : Déplacement crête-crête ( $\mu\text{m}$ ).

$N$  : Vitesse de rotation (tr/min).

$V_{eff}$  : Valeur efficace de la vitesse.

$A_{eff}$  : Accélération efficace.

$g$  : Accélération due à la pesanteur ( $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ )

$FC$  : Facteur de crête.

$N_f$  : Le nombre de lignes fréquentielles d'analyse.

$B$  : La largeur de la bande d'analyse  $[0 - f_{\max}]$ .

$\Delta f$  : La résolution d'analyse.

$p$  : Le facteur de zoom.

$\tau$  : Fréquence qui a la dimension d'un temps.

$f_r$  : La fréquence de rotation.

$f_c$  : Fréquence de la courroie.

$f_e$  : La fréquence d'engrènement

$f_{aubes}$  : La fréquence de passage des aubes.

$f_g$  : La fréquence de glissement du moteur.

$f_a$  : Fréquence du courant d'alimentation

$f_{enc}$  : La fréquence d'encoche

$N_{champ}$  : Vitesse du champ tournant du moteur.

$n_{enc}$  : Nombre d'encoches du moteur surveillé.

$Z$  : Nombre de dents de l'engrenage.

$L_{10}$  : Durée de vie nominale atteinte par 90% des roulements essayés dans les mêmes conditions (norme I.S.O. 281).

$C$  : Charge dynamique de base.

$P$  : Charge dynamique équivalente.

$\beta$  : Angle de contact du roulement.

## Liste des abréviations

VIS : Vital, Important, Secondaire.

NG : Niveau global.

FFT : Fast Fourier Transform (La transformation de Fourier rapide).

TFD : La transformée de Fourier discrète.

RC : Résolution constante.

PBC : Pourcentage de bande constant.

BF : Basse fréquence.

MF : Moyenne fréquence.

HF : Haute fréquence.

TF : Transformée de Fourier.

BPFO : Ball Pass Frequency Outer Race (Fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague externe).

BPFI : Ball Pass Frequency Inner Race (Fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague interne).

BSF : Ball Spin Frequency (Fréquence de passage de bille sur la bague interne ou externe).

FTF : Fundamental 1 Train Frequency (Fréquence de passage d'un défaut de cage).

STFT : Short-Time Fourier Transform (la transformée de Fourier à court termes).

# **Introduction générale**

Dans le cadre de ce projet, on s'est fixé dans le cahier de charge le diagnostiquer des machines d'une entreprise de cimenterie mais au vu des conditions sanitaires COVID-19 on s'est rabattu sur les banques de données international de l'université Case Western Reserve. Dans la banque de données, on a pris différentes configurations, à savoir : roulements sains, défaut bague intérieur, influence de la charge, influence du diamètre du défaut.

Un bon nombre de travaux relatifs à la maintenance des machines tournantes par analyse vibratoire ont été effectués au département de génie mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique. On cite à ce titre :

[5] : Ce travail consiste à un suivi sur site d'une cimenterie avec des relevés expérimentaux et analyse vibratoire, pour établir une stratégie de maintenance conditionnelle prédictive. Les machines tournantes en question sont des broyeurs et des ventilateurs de la société des ciments Algérois de Raïs Hamidou.

[14] : Il a traité les vibrations d'un banc d'essai qui a servi de modèle réduit d'une machine tournante inspiré d'un modèle universel (rotor de Jeffcot), sur lequel il a monté une chaîne de mesure pour l'acquisition du signal vibratoire.

[19] : Ce travail consiste à un suivi sur site, l'état vibratoire d'un groupe turboalternateur d'une unité de production d'électricité pour établir une stratégie de maintenance préventive conditionnelle de cette dernière.

[20] : Ce projet est une contribution au suivi vibratoire et à la maintenance d'un réducteur à engrenages (un banc d'essais d'engrenage). Il a étudié l'effet de certains défauts à partir de l'étude statistique des signaux vibratoires dans différents domaines (temporel, fréquentiel et cepstrales).

[6] : Dans cette étude, d'abord, il a fait le diagnostic des défauts dans les paliers à roulements par la méthode d'analyse vibratoire dans le domaine temporel et fréquentiel à l'aide d'un banc d'essai conçu et réalisé. Ensuite Par suite, il a fait la présentation d'un nouveau plan pour détecter des défauts localisés des roulements, basé sur un nouveau genre de décomposition de temps – fréquence, la transformée des ondelettes (Wavelet Transform : WT).

[7] : Il a proposé un cadre structurel pour la surveillance et la détection des défauts des machines tournantes. Il a examiné en premier les caractéristiques vibratoires d'un système rotor – paliers. Dans la seconde partie, les possibilités de détection et de diagnostic par les techniques les plus utilisées sont discutées et comparées sur la base des résultats expérimentaux.

[15] : Ce travail est une contribution au suivi vibratoire et à la maintenance d'une boîte de transmission par engrenages. Il consiste à étudier l'effet de certains défauts à partir de l'étude statistique des signaux vibratoires dans différents domaines (temporel, fréquentiel, ondelettes et cepstrales). A cet effet, un banc d'essais d'engrenages a été conçu pour simuler le fonctionnement d'un réducteur industriel.

[8] : Ce travail constitue une contribution à la résolution du problème d'estimation des signaux et de séparation aveugle des sources vibratoires bruitées en vue du diagnostic des machines ou d'installations industrielles complexes.

[12] : Il a proposé une contribution de système expert d'aide à la prise de décision dans la maintenance conditionnelle pour l'identification et la localisation des défauts ainsi que la prédiction de la durée de vie résiduelle des éléments mécaniques.

D'abord, la maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie des machines. Il existe différentes méthodes pour la surveillance de ces machines, comme l'analyse d'huile, l'analyse de température et l'analyse vibratoire...etc.

L'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable de la machine. Elle permet de diagnostiquer les possibles défauts d'une machine tournante, et de permettre de mettre des actions de maintenance.

Les machines tournantes en fonctionnement engendrent des vibrations. La surveillance de ces vibrations révèle la connaissance des machines, les conditions et le taux de changement. Les valeurs mesurées donnent des signaux vibratoires très compliqués. Ces signaux peuvent être analysés pour donner un avertissement en cas de panne. La plupart des défauts rencontrés dans la machine tournante donne lieu à une vibration distincte.

Le but de mon travail est de maîtriser les techniques d'analyse vibratoire, et appliquer cette méthode pour le diagnostic des défauts de la machines tournante, afin d'optimiser la maintenance préventive, et connaître l'évolution de ces défauts pour planifier une intervention de changement des organes défectueux avant que la machine tombe en panne.

Le premier chapitre contient une présentation des principaux défauts des machines tournante, et la signature vibratoire de chaque défaut pour pouvoir le distinguer dans la pratique.

Dans le deuxième chapitre, on montre l'évolution des anomalies dans les machines tournante, par présenter les outils de surveillance, tel que le facteur crête FC, RMS, Acc, Kurtosis,...etc.

Le troisième chapitre est consacré pour l'étude des vibrations des machines tournante, par présenter les outils utilisés pour le diagnostic des anomalies dans machines tournante tel que le FFT, STFT, analyse d'enveloppe...etc.

Le quatrième chapitre contient le développement de la méthode FFT, et de l'indicateur RMS sous environnement de MATLAB, et des applications pour valider le programme.

Dans le cinquième chapitre, on va étudier des signaux de vibration fournis par « the Case Western Reserve University-Bearing Data Center »; base de données des essais de roulements à billes normaux ou défectueux, recueillis sur un banc d'essai très simple, composé d'un moteur, un accouplement et une génératrice. De simples défauts sous forme de points « de différents diamètres et profondeurs » ont été créés sur les différents organes composants les roulements d'essais.

Nous procédons alors au diagnostic des défauts de roulement par l'analyse vibratoire. La première étape consiste à la surveillance de la machine par le calcul des indicateurs statistiques RMS et

KURTOSIS. Ce qui permet au technicien de donner un jugement sur l'état du composant mécanique : le roulement dans ce cas. La deuxième étape consiste à diagnostiquer l'état de la machines par les méthodes fréquentielles afin de connaître la gravité et éventuellement la durée de vie résiduelle du composant mécanique. Dans ce projet, on s'est limité à la méthode FFT. L'influence des deux paramètres à savoir la charge appliquée et le diamètre du défaut est prise en considération. Pour une valorisation des résultats, les résultats des roulements avec défauts sont comparés à ceux des roulements sains.

## **Chapitre 1 :**

### **Principaux défauts des machines tournantes**

## 1.0. Introduction

Une machine tournante n'est enfaite qu'un jeu de mécanismes mobiles entre eux, et d'organes combinés dans le but d'effectuer une tâche précise, transformer une énergie, transmettre un mouvement...

Une panne dans une machine tournante n'est que la résultante d'une avarie ou d'une suite d'avaries sur l'un ou plusieurs de ses organes. Les défauts les plus courants pouvant se manifester dans les machines tournantes sont : le balourd, désalignement, fissuration et jeu, courroies, engrenages, roulements, cavitation, et les défauts électriques. Dans ce qui suit on présente les fréquences caractéristiques de ces défauts et on mettra l'accent sur les défauts de roulements.

### 1.1. Balourd :

Le balourd est un défaut qui se rencontre en présence du déséquilibre de l'arbre d'une machine tournante, causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante. Il existe plusieurs types de balourd : balourd statique, balourd de couple, balourd dynamique et balourd thermique.

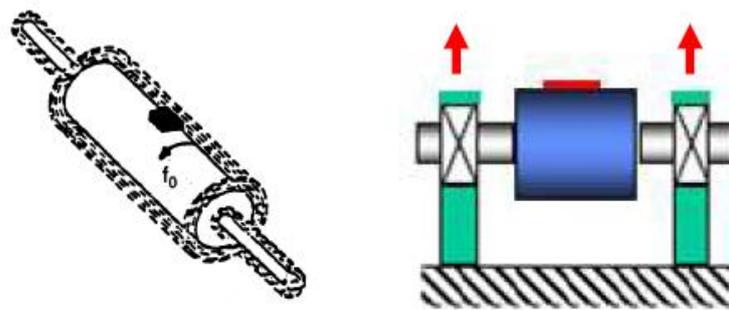


Figure 1. 1 : Balourd statique [17]

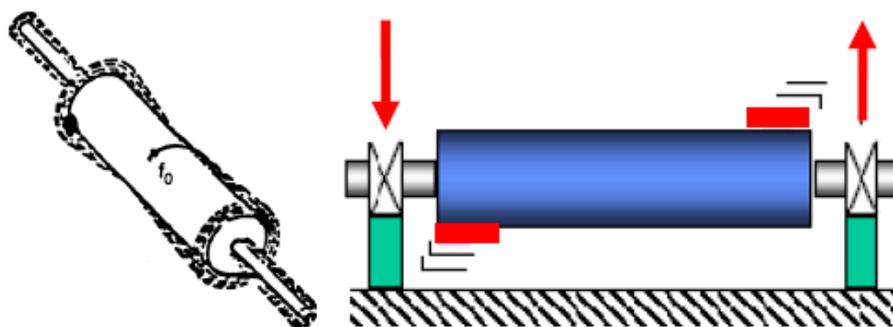


Figure 1. 2 : Balourd dynamique [17]

La force engendrée par le balourd est fonction de la masse, et du rayon du cercle sur lequel le rotor tourne. Elle est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation.

Le balourd se manifeste par une nette augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale (fréquence de rotation,  $f_r$ ) [2] :

$$f_r = \frac{N}{60} \quad (1.1)$$

$N$  : vitesse de rotation (tr/min).

$f_r$  : La fréquence de rotation.

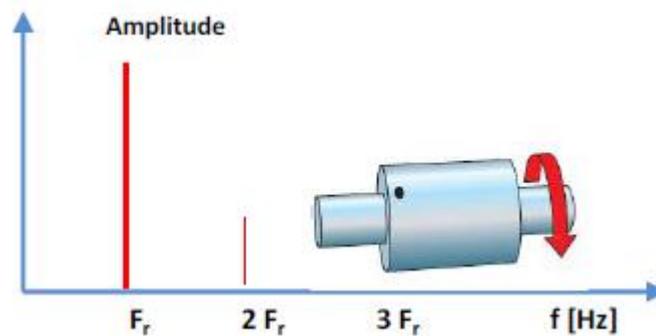


Figure 1. 3 : Spectre typologique d'un balourd [17]

### 1.2. Désalignement :

Dans ce cas l'arbre moteur et l'arbre récepteur ne sont pas parfaitement alignés. L'objectif de l'alignement de deux machines est de faire en sorte que les axes des deux lignes d'arbres soient parallèle est confondue. Le choix d'un type d'accouplement dépend d'abord des défauts d'alignement pouvant exister entre les deux arbres : désalignements radial, axial, angulaire et écart en torsion.

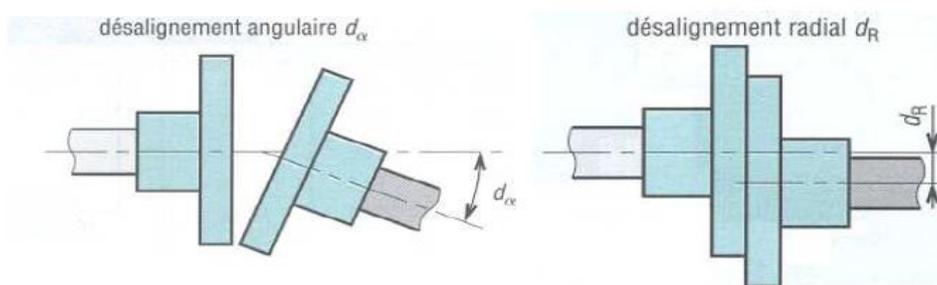


Figure 1. 4 : Désalignements d'arbre [17]

Il se manifeste par une augmentation des proches harmoniques de la fréquence de rotation  $f_r$ . Le plus souvent l'harmonique de rang 2 tend à s'élever au-delà de la fréquence fondamentale. Parfois le phénomène se transmet aux 3ème et 4ème harmoniques. [2]

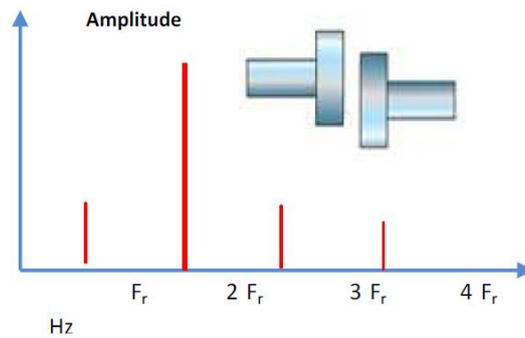


Figure 1.5 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [17]

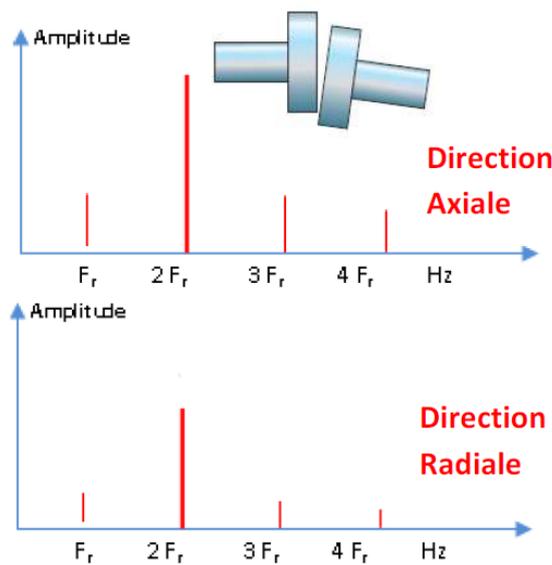


Figure 1.6 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement axial [17]

### 1.3. Défaut de denture d'engrenage :

Un engrenage est composé d'une roue et d'un pignon possédant un certain nombre de dents  $Z$ , tournant à des vitesses différentes. L'arbre sur lequel est monté un pignon ou une roue tourne à une fréquence  $f_r$ , donc la fréquence caractéristique de l'engrènement sera [2] :

$$f_e = Z \cdot f_r \quad (1.2)$$

Avec  $f_r$  : La fréquence de rotation.

Si l'arbre N°1 tourne à la fréquence de rotation  $f_1$ , alors :

$$f_{e1} = Z_1 \cdot f_1 \quad (1.3)$$

Si l'arbre N°2 tourne à la fréquence de rotation  $f_2$ , alors :

$$f_{e2} = Z_2 \cdot f_2 \quad (1.4)$$

Alors, on peut déduire la relation :

$$f_{e2} = Z_2 \cdot \frac{Z_1 \cdot f_1}{Z_2} = Z_1 \cdot f_1 = f_{e1} \quad (1.5)$$

Donc, il y a une seule fréquence d'engrènement pour un engrenage.

$$f_{e1} = f_{e2} = f_e \quad (1.6)$$

### 1.3.1. Spectre d'un engrenage :

Si aucun défauts ne vient perturber le fonctionnement d'un engrenage, le spectre vibratoire est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques.

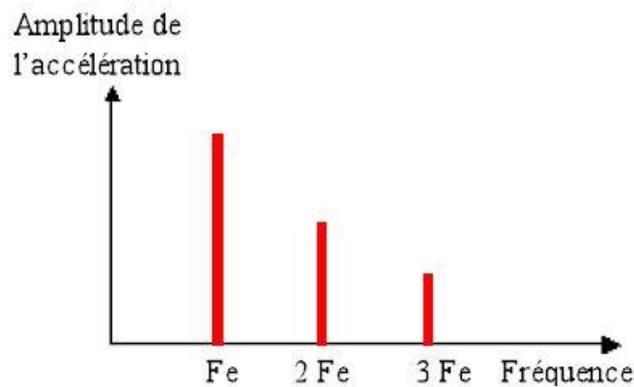


Figure 1.7 : Spectre théorique d'un engrenage sain [17]

Il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation  $f_r$ . Cela se traduira, sur le spectre, par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement  $f_e$  et de pas  $f_r$ . Ce peigne n'est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement  $f_e$ . [2]

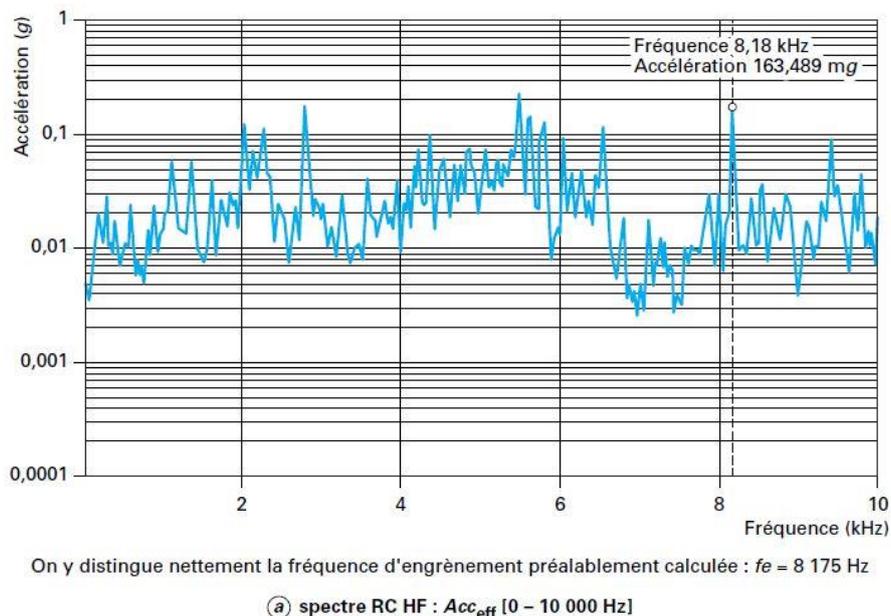


Figure 1.8 : Mise en évidence d'un défaut de denture d'engrenage [2]

### 1.3.2. Spectre de détérioration d'une denture :

Si l'une des roues possède une dent détériorée, il se produit un choc périodique à la fréquence de rotation de la roue considérée. [2]

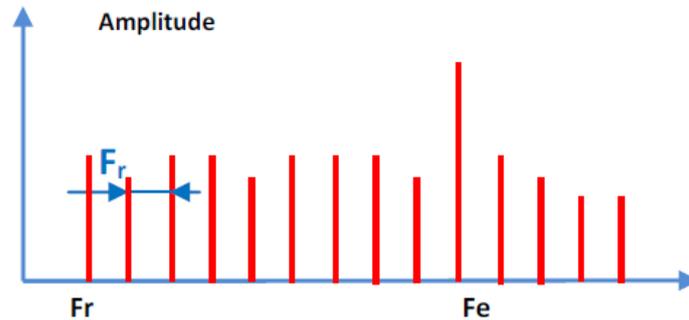


Figure 1. 9 : Spectre théorique d'un engrenage présentant un défaut d'excentricité [17]

## 1.4. Défaut de roulement :

### 1.4.1. Durée de vie nominale des roulements :

La durée de vie théorique des roulements est donnée par l'expression suivante :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad (\text{Millions de tours}) \quad (1.7)$$

$n = 3$  : Pour les roulements à billes.

$n = \frac{10}{3}$  : Pour les roulements à rouleaux.

$C$  : Charge dynamique de base.

$P$  : Charge dynamique équivalente.

La durée de vie d'un roulement sera fortement réduite en fonction des efforts dynamique auxquels il sera soumis. C'est pour cette raison qu'il est important de corriger les problèmes tels que le délignage, le balourd, le serrage, ... etc. qui conduisent à une augmentation très forte des efforts dynamique.

### 1.4.2. Les aspects de détériorations des roulements

Les aspects de ces détériorations se manifestant dans la plupart des cas par un arrachement de matière plus ou moins important, sont décrits comme suit :

- **Usure généralisée** : Apparaissant sur des corps roulants, des pistes et des cages (teinte grise), due à l'intrusion d'une particule abrasive.
- **Détérioration des cages** : Se manifestant sous plusieurs formes : déformation, usure ou rupture des cages.

- **Corrosion de contact** : Se manifestant avec des taches d'oxydation sur l'alésage, le diamètre extérieur et les faces d'appui du roulement
- **Coloration** : Due à une oxydation localisée ou généralisée elle se manifeste avec une coloration des chemins de roulement et des corps roulants.
- **Écaillage** : Se caractérise par des traces de fissuration et d'arrachement de fragments de matière.
- **Coups, Fissures, Cassures** : Se manifestant avec des traces visibles d'outils, et des ruptures des bagues.
- **Grippage** : En plus de l'arrachement de matière, des traces brunes dues à l'échauffement, des déformations de corps roulants, et des micros fusions peuvent apparaître.
- **Cratères et cannelures** : Les premiers sont caractérisés par des piqûres à bords nets liées en chapelet et sont propres aux roulements à billes, quant aux cannelures propres aux roulements à rouleaux, sont caractérisées par une succession de plages étroites parallèles.

### a. Manifestation : [2]

Ce défaut se traduit par une augmentation du niveau des fréquences supérieures à 1000 Hz :

- L'ensemble des fréquences supérieures à 1 kHz augmente sur un PBC ou un spectre RC HF.
- Le facteur K augmente.
- Le facteur de crête FC diminue.
- Le niveau global  $A_{\text{ceff}}$  [1000 - 10 000 Hz] augmente.

### b. Origine : [2]

Peut-être :

- Un écaillage de la piste interne (sur l'arbre) ;
- Un écaillage sur la piste externe (sur l'alésage) ;
- Un défaut localisé sur un élément roulant (bille ou rouleau).

Dans tous les cas, il s'agit d'un choc périodique de faible énergie qui excite la structure de la machine. Cette structure répond dans une gamme de fréquences qui lui est propre.

### 1.4.3. Processus de dégradation d'un roulement :

Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond aléatoires. Ce bruit de fond crée un spectre plat. La plupart des usures de roulements débutent par une fêlure que se transforme en craquelure. La craquelure va produire des impacts énergétiques en haute fréquence.

Au fur et à mesure que l'usure progresse :

- Les défauts tendent à se lisser.
- Il y a moins d'impacts.
- Le bruit de fond de bonne piste devient modulé.
- Dès que le défaut est significatif, les billes vont éroder la cage interne en sautant.

#### 1.4.4. Fréquences caractéristiques :

Pour chaque type de roulement, et en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

$$\text{Défaut bague externe (BPFO)} = \frac{n}{2} f_r \left( 1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right) \quad (1.8)$$

$$\text{Défaut bague interne (BPFI)} = \frac{n}{2} f_r \left( 1 + \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right) \quad (1.9)$$

$$\text{Défaut bille (BSF)} = f_r \frac{D_m}{2D_b} \left( 1 - \left( \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right)^2 \right) \quad (1.10)$$

$$\text{Défaut cage (FTF)} = \frac{1}{2} f_r \left( 1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right) \quad (1.11)$$

**D<sub>m</sub>** : Diamètre moyen (primitif).

**D<sub>b</sub>** : Diamètre de bille.

**n** : Nombre de billes ou de rouleaux.

**f<sub>r</sub>** : Fréquence de rotation.

**β** : Angle de contact.

**BPFO** : Ball Pass Frequency Outer Race = Fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague externe.

**BPFI** : Ball Pass Frequency Inner Race = Fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague interne.

**BSF** : Ball Spin Frequency = Fréquence de passage de bille sur la bague interne ou externe.

**FTF** : Fundamental 1 Train Frequency = Fréquence de passage d'un défaut de cage.

#### Remarque :

FTF dépend du montage des roulements. Si la bague externe est fixe et que la bague interne tourne, la formule de FTF est celle vue précédemment. Si la bague interne est fixe et la bague externe tourne, la fréquence de rotation de la cage est donnée par l'expression :

$$FTF = \frac{1}{2} f_r \left( 1 + \frac{DB}{DR} \cos \beta \right) \quad (1.12)$$

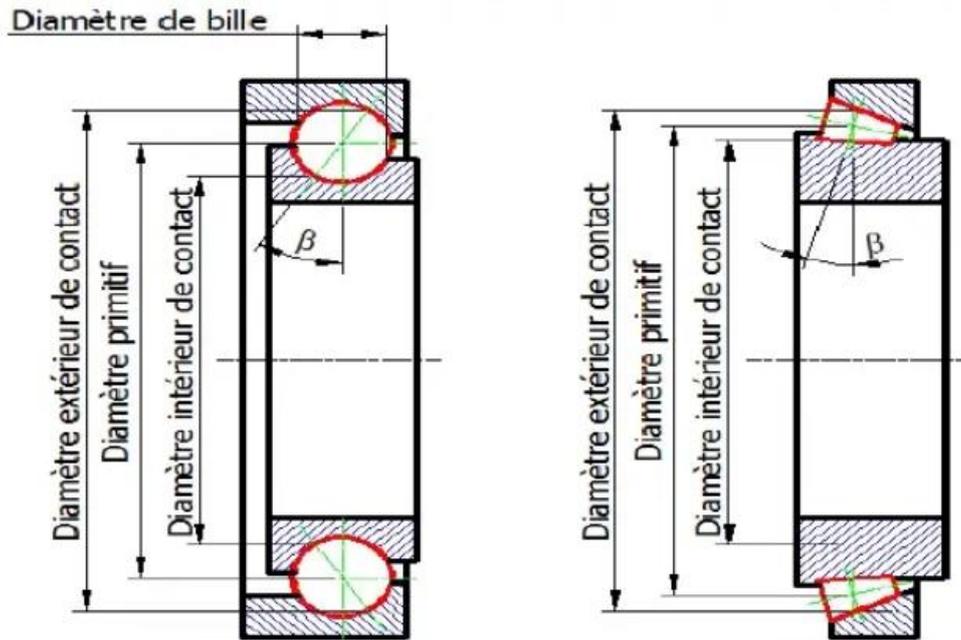


Figure 1.10 : Paramètres géométriques des roulements [18]

#### 1.4.5. Signatures vibratoires des défauts d'écaillage :

Les défauts de type écaillage vont être modulés en amplitude par la vitesse de rotation. Cela se traduira sur le spectre par un pic à la fréquence du défaut :

( $f_{défaut} = BPF1$  ou  $BPFO$  ou  $BSF$ ) et des bandes latérales à la fréquence de rotation de l'arbre.

De plus, les défauts d'écaillage se traduisent par des chocs. Le spectre va donc faire apparaître un peigne de raie à la fréquence du défaut ( $f_{défaut} = BPF1$  ou  $BPFO$  ou  $BSF$ ).

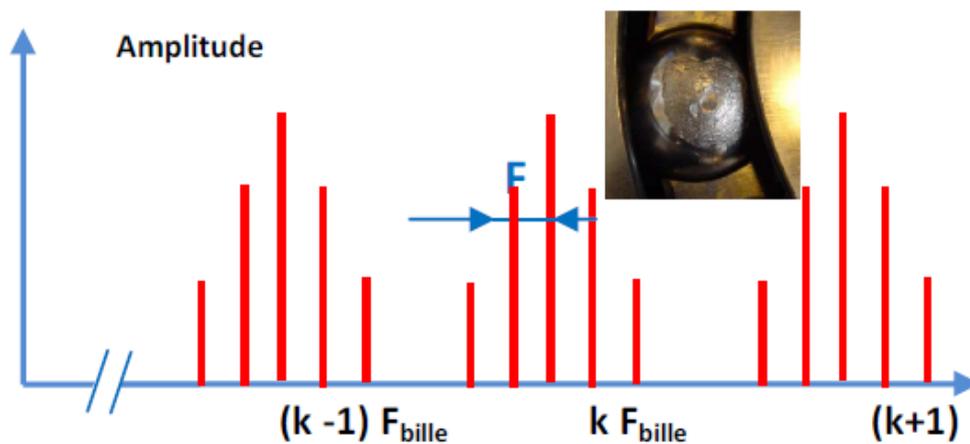


Figure 1.11 : Spectre théorique d'un écaillage affectant la bille [17]

### 1.4.6. Rupture de cage :

Lorsque la cage d'un roulement se casse, les billes ne sont plus maintenues à une distance égale les unes des autres et elles vont se regrouper. Cela entraîne une excentricité de l'arbre et un balourd tournant à la vitesse de rotation de la cage.

Ce type de défaut apparait donc sur le spectre par une raie unique à la fréquence de la cage FTF. En général, FTF est égale à  $0,4 \times$  la vitesse de rotation. En réalité, une rupture de cage est très difficilement détectable car un roulement dont la cage est rompue se détériore très rapidement.

### 1.4.7. Défaut de billes :

Un défaut de billes génère une image typique dans le spectre. Il y aura plusieurs groupes de pics qui apparaissent composés d'un pic central et de modulations autour de ce pic central. Dans la grande majorité des cas, ce pic central correspond au défaut de billes et la modulation correspond au défaut de cage. La fréquence à laquelle les billes tournent autour de leur propre axe dans la cage est BSF.

#### Exemple : (mise en évidence d'un défaut de roulement) [2]

Le roulement surveillé présente toutes les caractéristiques d'un écaillage ou d'une fissuration sur la piste externe. Le défaut va rapidement contaminer les billes et, par suite, la piste interne.

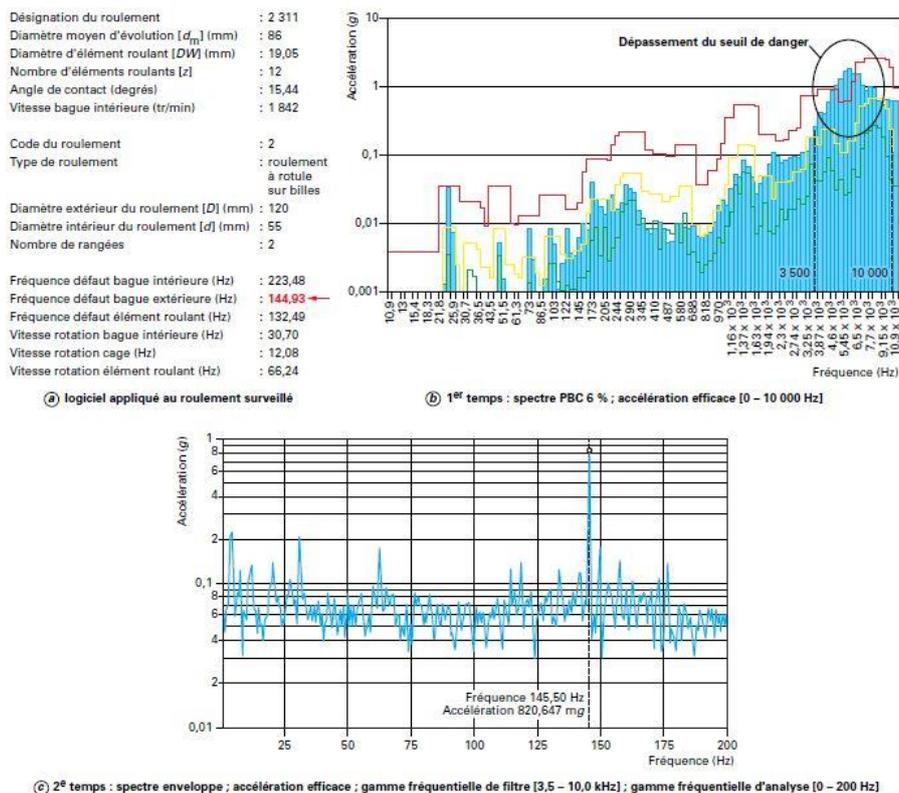


Figure 1. 12 : Mise en évidence d'un défaut de roulement [2]

### **1.5. Conclusion :**

L'augmentation des vibrations des machines tournante permet de détecter la présence d'un ou de plusieurs défauts, chaque défauts présente un spectre des vibrations. Donc l'analyse de ces signaux vibratoires permet d'identifier la cause de ces défauts. On peut alors déduire le délai avant que l'état de la machine devienne critique, et on peut aussi suivre l'évolution de ces défauts.

## **Chapitre 2 :**

### **Les outils de surveillance**

## 2.0. Introduction :

Dans ce chapitre les outils de surveillances utilisés dans la surveillance des machines tournantes sont définis. Ces paramètres statistiques : RMS, KURTOSIS, Facteur crête,... indiquent un niveau de seuil de dégradation des machines tournantes ce qui permet au technicien de planifier une intervention de maintenance. Mais souvent ne donnent pas de façon précise la durée de vie restantes des organes mécanique sur les lesquels on doit intervenir.

### 2.1. Déplacement crête-crête entre 10 et 1 000 Hz (BF) [2] :

$$D_{cc}[10 - 1000 \text{ Hz}] \text{ (en } \mu\text{m)}$$

Cet indicateur est recommandé par l'API (American Petroleum Institute). Le niveau acceptable est donné par la formule suivante [2] :

$$D_{ccmax} = 25,4 \sqrt{\frac{12\ 000}{N}} \quad (2.1)$$

$D_{cc}$  : Déplacement crête-crête ( $\mu\text{m}$ )

$N$  : Vitesse de rotation ( $\text{tr}/\text{min}$ )

### 2.2. Vitesse efficace entre 10 et 1 000 Hz (BF) [2] :

$$V_{eff}[10 - 1000 \text{ Hz}] \text{ (en } \text{mm}/\text{s)}$$

Cet indicateur augmente d'une façon anormale dans le cas des phénomènes « basses fréquences », un balourd, un défaut de lignage, des desserrages ou des fissures. On peut prendre comme référence la norme ISO 10816.

### 2.3. Accélération efficace entre 1 et 10 kHz [2] :

$$Acc_{eff}[1\ 000 - 10\ 000 \text{ Hz}] \text{ (en } g \text{ ou } mg)$$

$g$  : Accélération due à la pesanteur ( $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ )

Pour cet indicateur, l'accélération augmente d'une façon anormale dans le cas des phénomènes « hautes fréquences », les défauts de roulement, de denture...

Tableau 2. 1 : Bande de fréquences par indicateur de mesure vibratoire [2]

| Indicateur                      | Bande de fréquences de mesure | Phénomènes surveillés       | Observation             |
|---------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-------------------------|
| Déplacement crête à crête (Dcc) | [10 – 1000 Hz]                | Basses fréquences           | Norme API (Pétrochimie) |
| Vitesse (Veff)                  | [10 – 1000 Hz]                | Basses et hautes fréquences | Norme Iso 10 816        |
| Accélération (Aeff)             | [1000–30000 Hz]               | Hautes fréquences           | Indicateur général      |

**2.4. Facteur de crête entre 1 et 10 kHz (Indicateur spécifiques aux roulements) [2] :**

$FC [1\ 000 - 10\ 000\ Hz]$  (sans unité)

$$FC = \frac{Acc_{crete}}{Acc_{eff}} \tag{2.2}$$

C'est un indicateur stable, le problème c'est qu'il indique les mêmes valeurs dans deux zones différentes, l'état neuf et la dernière zone de fin de vie, comme montre la figure suivante :

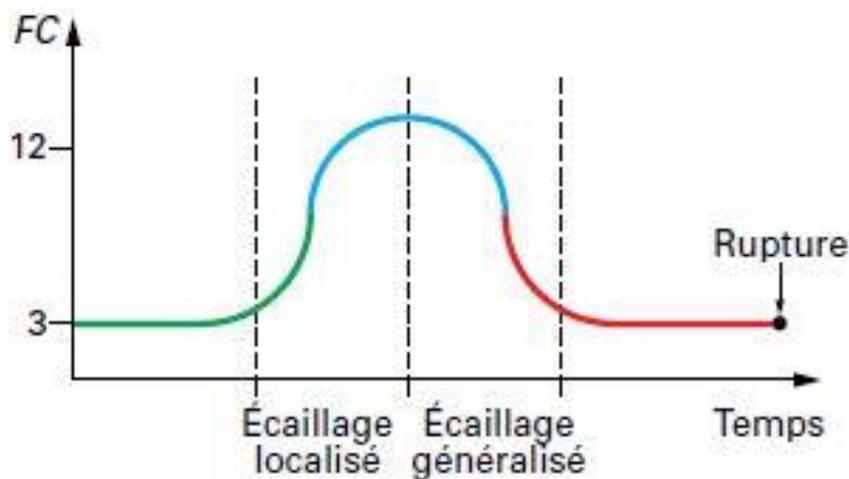


Figure 2. 1 : Évolution du facteur de crête FC en fonction du temps [2]

Si FC augmente alors la situation n'est pas alarmante, et si FC diminue alors le roulement est en fin de vie.

**2.5. Facteur K entre 1 et 10 kHz (Indicateur spécifiques aux roulements) [2] :**

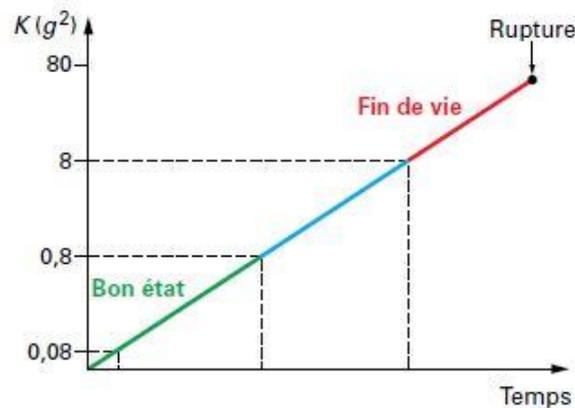
$$K [1\ 000 - 10\ 000\ Hz] \text{ (en } g^2 \text{ ou } mg^2)$$

$$K = Acc_{crete} \cdot Acc_{eff} \tag{2.2}$$

Avec :

$$1\ g^2 = 100\ (m \cdot s^{-2})^2$$

C'est un indicateur instable, les valeurs indiquées sont directement l'état du ou des roulements, comme montre la figure suivante :



**Figure 2. 2 :** Variation du facteur K en fonction du temps [2]

Si  $K < 0,8\ g^2$  alors le roulement est en bon état, et si  $K > 8\ g^2$  le roulement est dégradé.

**Tableau 2. 2 :** Bande de fréquences par indicateur de mesure vibratoire spécifique aux roulements [2]

| Indicateur            | Bande de fréquences de mesure | Phénomènes surveillés | Observation                            |
|-----------------------|-------------------------------|-----------------------|--|
| Facteur de crête (FC) | [1 000 – 10 000 Hz]           | Roulements            | Stabilité, analyse « spot » impossible |
| Facteur (K)           | [1 000 – 10 000 Hz]           | Roulements            | Instabilité, analyse « spot »          |

## 2.6. Valeur efficace RMS (Root Mean Square) :

La valeur efficace, donnée par l'expression suivante :

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_N^2}{N}} \quad (2.3)$$

$x_i$  : Le signal temporel mesuré.

$N$  : Le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Cet indicateur permet de contrôler rapidement l'état de la machine et d'indiquer si les conditions de fonctionnement ont évoluées de manière inquiétante depuis la dernière mesure. Ce critère n'évolue pas de manière significative au cours de la 1ère phase de dégradation, il ne commence à croître que pendant la 2ème phase de dégradation. Ceci est un point faible pour la maintenance conditionnelle et rend la détection précoce impossible. De plus le signal vibratoire recueilli par le capteur contient toujours des bruits non seulement de la machine mais aussi de l'environnement, ce qui peut entraîner une mauvaise interprétation de la valeur RMS, surtout dans un espace industriel où les machines ne sont pas isolées, sans toutefois oublier l'effet de masque.

La présence d'un défaut peut être détectée si un indicateur dépasse un seuil prédéterminé. Les seuils sont définis généralement d'une façon expérimentale.

Le niveau de l'accélération efficace en décibels en utilisant la relation (2.4), définit les seuils d'alerte et de danger (Tableau 2.3). [11]

RMS (dB) = 6 dB et le seuil de danger : RMS (dB) = 20 dB.

$$RMS(dB) = 20 \log_{10} \left( \frac{RMS}{RMS_{réf}} \right) \quad (2.4)$$

$RMS_{réf}$  : La valeur efficace de l'accélération de référence (ou de la première mesure ou de celle d'un roulement neuf).

**Tableau 2.3** : Seuils du RMS - Cas d'un roulement [11]

| Niveau           | $RMS/RMS_{réf}$ | RMS(dB) |
|------------------|-----------------|---------|
|                  | 100.00          | 40      |
| <b>Danger</b>    | 10.00           | 20      |
|                  | 3.16            | 10      |
|                  | 2.51            | 8       |
| <b>Alerte</b>    | 2.00            | 6       |
|                  | 1.41            | 3       |
|                  | 1.12            | 1       |
| <b>Référence</b> | 1.00            | 0       |

### 2.7. Valeur crête $V_c$ :

La valeur crête, donnée par :

$$V_c = 20 \log \left( \frac{Am}{\sigma_x} \right) \quad (2.5)$$

C'est un indicateur qui caractérise l'amplitude maximale des chocs. Il se manifeste dès l'apparition de la première écaillage et donne une information très précoce de la prédiction. Malheureusement, c'est un mauvais indicateur une fois que la dégradation s'accroît. Il faut remarquer aussi, que ces deux indicateurs (RMS,  $V_c$ ) dépendent de la vitesse de rotation, des charges de la machine et des dimensions des roulements. Ceci est un inconvénient pour la surveillance des roulements (seuil de la surveillance).

Pour pallier à cela, des méthodes équivalentes ont été introduites, telles que :

- le facteur de crête :

$$FC = \frac{V_c}{V_{RMS}} \quad (2.6)$$

- le facteur de défaut :

$$FD = a \cdot FC + b \cdot V_{RMS} \quad (2.7)$$

Malheureusement, il est impossible de déterminer si le roulement est en début ou en fin de dégradation, au moins pendant les premières mesures. Un autre indicateur permettant de caractériser le caractère impulsif d'un signal vibratoire, en particulier pour les roulements, fondé sur l'examen de la distribution d'amplitude d'un signal vibratoire, est le Kurtosis.

### 2.8. Kurtosis :

Le Kurtosis, donnée par :

$$Ku = \frac{1}{N} \sum_1^N \frac{(x_i - \bar{x})^4}{\sigma_x^4} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_1^N (x_i - \bar{x})^4}{\left[ \frac{1}{N} \sum_1^N (x_i - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (2.8)$$

$x_i$  : Le signal temporel mesuré

$N$  : Le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

$\sigma_x$  : L'écart type

$M_4$  : Le moment statistique d'ordre 4.

$M_2$  : Le moment statistique d'ordre 2.

C'est un indicateur adimensionnel permettant de caractériser le degré d'aplatissement d'une distribution d'un signal vibratoire. Il a l'avantage d'être indépendant des variations des vitesses de rotation et des charges de la machine.

En effet, le signal vibratoire d'un roulement en bon état génère un signal de distribution gaussienne avec un Kurtosis voisin de 3 compris entre (2.8 – 3.2).

Par contre, la détection d'un défaut précoce produit un signal transitoire et périodique avec une allure de distribution modifiée avec un Kurtosis plus grand.

Pour quantifier ce changement de distribution, le Kurtosis est le facteur le plus sensible. [12]

**Tableau 2. 4** : Seuils du Kurtosis : Cas d'un roulement [12]

| Kurtosis  | Etat     |
|-----------|----------|
| 2.8 à 3.2 | Bon      |
| 3.2 à 4   | Moyen    |
| > 4       | Critique |

### 2.9. Conclusion :

Dans ce chapitre, on a donné un aperçu général sur les techniques de surveillance des machines tournantes, en citant les différents indicateurs vibratoires, afin d'identifier la capacité de chacun à détecter un type de défaut concerné. Dans le chapitre de l'application on va utiliser les deux indicateurs vibratoires : RMS et KURTOSIS, car ils sont plus pratiques et donnent des bonnes résultats.

## **Chapitre 3 :**

### **Les outils de diagnostic**

### 3.0. Introduction :

Les outils de diagnostic permettent de savoir la cause de défauts des machines tournantes, après la surveillance et l'apparition d'une augmentation dans le signal vibratoire par rapport à la référence. Le diagnostic se fait par des outils mathématiques relativement élaborés. L'analyse du signal est basée sur des approches spectrales telles que la transformée de Fourier rapide. Ces techniques de diagnostic sont puissantes pour diagnostiquer une variété de problèmes liés aux vibrations dans les machines tournantes.

### 3.1. Spectre RC – FFT :

La transformation de Fourier rapide FFT (Fast Fourier Transform) est un algorithme utilisé pour réduire le nombre de multiplications pour calculer la transformée de Fourier discrète (TFD). L'algorithme le plus utilisé est celui de Cooley – Tukey, tel que le nombre de multiplication complexes est :

$$\left(\frac{N}{2}\right) \log(N) \quad (3.1)$$

En utilisant les appareils numériques, on peut mesurer les spectres d'amplitude. Ce spectre est une représentation de l'amplitude vibratoire en accélération sur un axe linéaire des fréquences, en décomposant le spectre en un certain nombre de ligne selon la qualité du collecteur de mesure. L'analyse spectrale est utilisée pour identifier la fréquence et l'amplitude des sinus d'un signal quelconque  $s(t)$ , qui est une combinaison des réponses des composantes constituant le système. Le spectre d'un signal analogique est obtenu avec sa transformée de Fourier du signal temporel, on obtient un spectrogramme :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) e^{-2\pi f t} dt \quad (3.2)$$

La transformée de Fourier discrète (TFD) est utilisée pour traiter ce signal analogique, et on obtient le spectre d'un signal échantillonné :

$$S(k) = \sum s(j) \omega_N^{(j-1)(k-1)} \quad \text{avec} \quad \omega_N = e^{(-2\pi i)/N} \quad (3.3)$$

Pour les collecteurs actuels, sa résolution est généralement de 800 lignes. Le spectre obtenu sera donc une courbe passant par 800 points régulièrement espacés en fréquence. [2]

Avec  $\Delta f$  la largeur du spectre, alors le pas qui est le plus petit écart mesurable sur le spectre si la résolution du collecteur est de 800 lignes soit :

$$Pas = \frac{\Delta f}{800} \quad (3.4)$$

La définition de l'image sera d'autant meilleure que la bande de fréquences analysée sera étroite. On distingue [2] :

- **Les spectres BF** (basses fréquences) [0 - 200 Hz] :

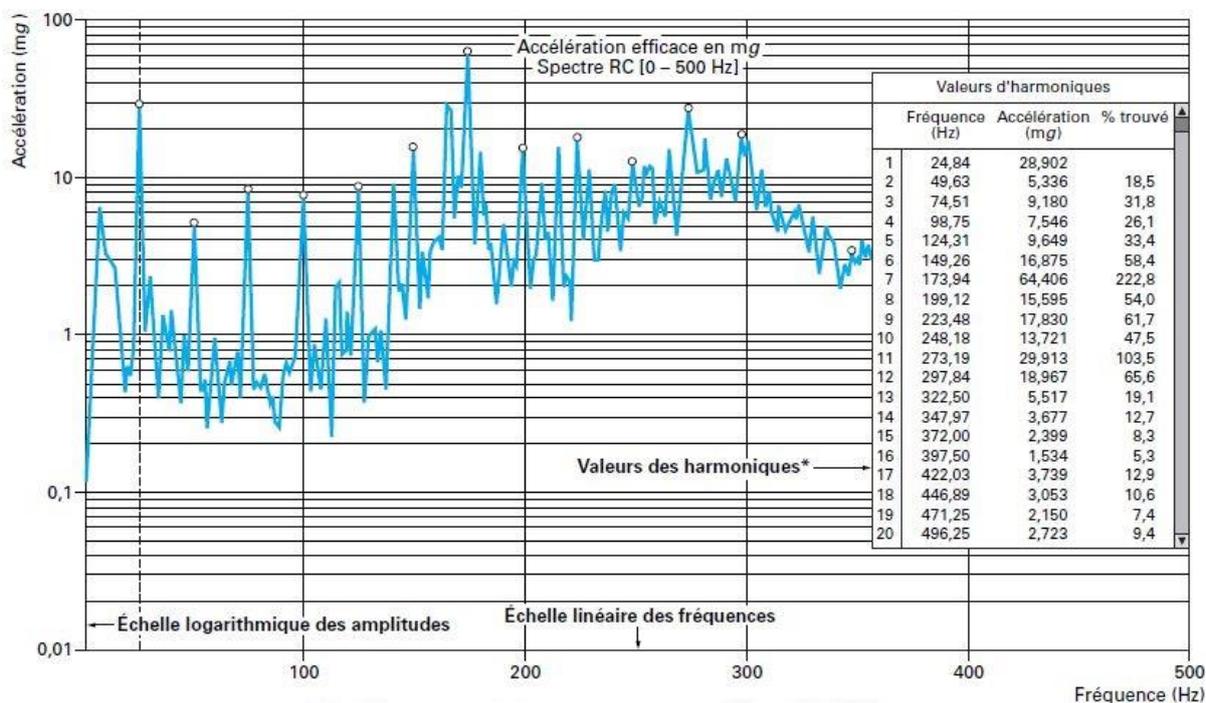
La résolution spectrale dans ce cas est de  $200/800 = 0,25$  Hz. Ce spectre est un outil très puissant pour les défauts de grande énergie (basses fréquences), il est utilisé pour le diagnostic de précision sur les images dont le pas est souvent inférieur à 0,5 Hz, par exemple le balourd, les défauts de denture, le défaut d'alignement, les jeux excessifs...etc.

- **Les spectres MF** (moyennes fréquences) [0 - 2000 Hz] :

La résolution spectrale dans ce cas est de  $2000/800 = 2,5$  Hz.

- **Les spectres HF** (hautes fréquences) [0 - 20 000 Hz] :

La résolution spectrale dans ce cas est de  $20\ 000/800 = 25$  Hz. Il est utilisé pour la surveillance de l'évolution du niveau vibratoire de la machine tournante, on peut détecter un défaut de roulement, d'engrènement...etc.



**Figure 3. 1** : Exemple de spectre à résolution constante. Le spectre est représenté sur une bande de fréquence de 500Hz grâce à 400 points, donc avec une résolution de 1,25Hz [2]

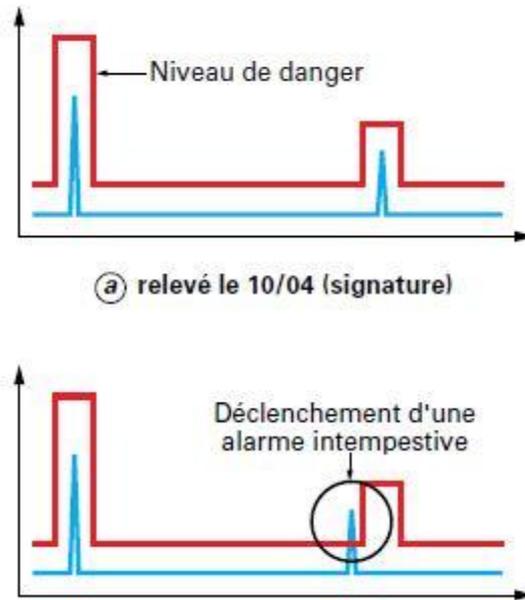


Figure 3.2 : Déclenchement d’alarme intempestive sur un spectre RC [2]

### 3.2. Le zoom :

Le zoom est utilisé pour une fréquence particulière, donc la résolution d’analyse sera plus grande. Il permet de détecter les défauts de niveau d’énergie beaucoup plus faible, par exemple les défauts de denture d’engrenages.

La résolution d’analyse est présentée par la relation (3.5) : [18]

$$\Delta f = \frac{B}{NLS} \quad (3.5)$$

$B$  : La largeur de la bande d’analyse  $[0 - f_{max}]$ .

$NLS$  : Le nombre de lignes fréquentielles d’analyse.

Cette résolution est insuffisante pour séparer deux composantes de fréquences voisines. Donc pour obtenir une meilleure résolution on peut réduire la bande d’analyse d’un facteur «  $p$  », appelé facteur de « zoom » et de centrer la bande autour d’une fréquence choisie (figure 3.1).

Donc la résolution d’analyse sera :

$$\Delta f_l = \frac{B}{p \cdot NLS} \quad (3.6)$$

$p$  : Le facteur de zoom, (de forme  $2^n$ , selon les analyseurs).

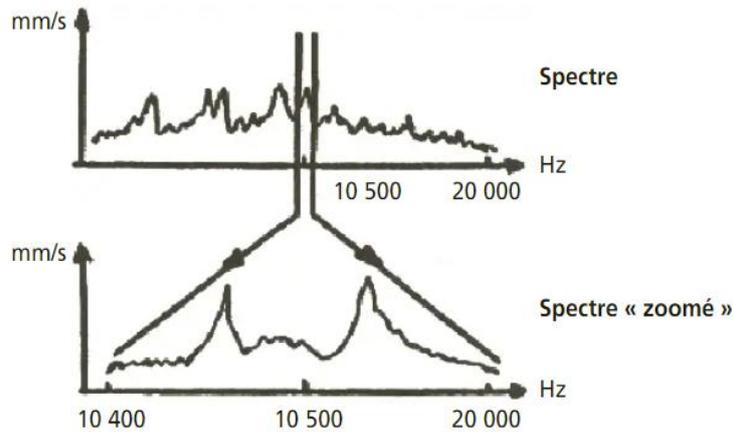


Figure 3. 3 : Principe du zoom [18]

### 3.3. Le transformé de Fourier à court terme - STFT [20] :

L'analyse des signaux par la transformée de Fourier classique, ne permet pas d'établir les fréquences particulières ou locales apparaissent dans le spectre, puisque elle donne une représentation globale des signaux, d'une part et d'autre, la transformée de Fourier classique n'est pas valable pour les signaux non-stationnaire. Pour cela en 1946 Gabor a introduit une extension de la transformée de Fourier classique qui est « la transformée de Fourier fenêtrée » ou (Short-Time Fourier Transform), qui consiste à multiplier le signal ou la fonction à analyser  $S(t)$  par une fonction  $w(t)$  qui porte le nom Fenêtre. L'idée de la transformée de Fourier à court terme « STFT » est de diviser un signal temporelle en intervalles à court terme, et de supposer que, dans chaque segment ou intervalle, le signal est stationnaire. Après en calculant pour chaque portion du signal ou chaque intervalle sa transformée de Fourier grâce à la translation ou le glissement de la fenêtre  $w(t)$ , un tel signal  $S_w(t)$ , divisé en segments, appelé «signal fenêtré ». Mathématiquement donnée par :

$$S_w(t) = S(t) * w(t - \varepsilon) \quad (3.7)$$

Sa transformée de Fourier à courte terme donnée par :

$$STFT(f, \varepsilon) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_w(t) e^{-j2\pi ft} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * w(t - \varepsilon) e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.8)$$

**STFT(f, ε)** : Fonction de la fréquence et la position de fenêtre.

**ε** : La position de fenêtre .

Dans les applications de la technologie, la transformée de Fourier à court terme s'appelle un «spectrogramme». Pour chaque position de fenêtre différente les spectres peuvent être obtenus, tout le nombre de ces spectres est une fonction représentant une distribution de temps-fréquence. L'inconvénient d'une telle représentation réside dans le fait que la largeur de la fenêtre glissante est constante et toutes les fréquences sont analysées avec la même résolution.

### 3.4. Cepstre :

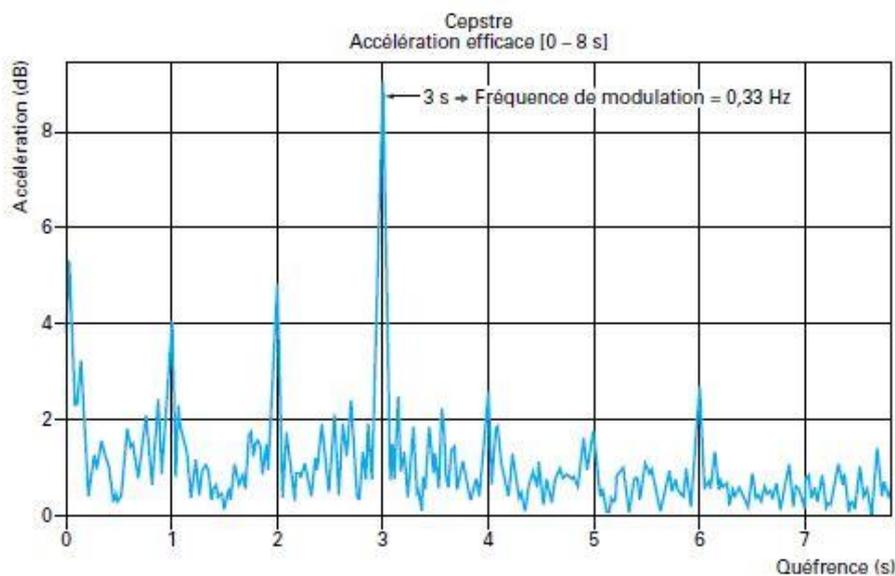
Le Cepstre est la transformée de Fourier inverse appliquée au logarithme de la transformée de Fourier du signal, donc c'est la transformée de Fourier du spectre, et le résultat est une courbe en fonction du temps.

Il est utilisé pour le diagnostic des défauts qui donnent des images spectrales complexes comme les phénomènes de chocs périodiques (desserrages, défauts de dentures, écaillage de roulements) et les phénomènes modulation en fréquence ou en amplitude.

Le Cepstre associe à une famille de raies harmoniques ou un ensemble de bandes latérales une raie unique dans sa représentation graphique. Il permet de séparer et d'identifier sur une seule image toutes les fréquences de modulation (fréquences de rotation des arbres d'entrée, intermédiaire et de sortie dans un réducteur).

$$C(\tau) = F^{-1}[\log(S^2(f))] = F^{-1}[2\log(S(f))] \quad (3.9)$$

La variable  $\tau$  est une fréquence, donc elle a la dimension d'un temps. Une petite fréquence représente des espacements grands entre les fluctuations dans le spectre et une haute fréquence des espacements petits.



**Figure 3. 4 :** Utilisation d'un Cepstre pour la surveillance d'un engrenage [2]

### 3.5. Analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe est utilisée pour la détection des défauts de faible énergie, qui se manifestent dans les hautes fréquences.

L'enveloppe est l'amplitude temporelle de l'harmonique, cette technique est appelée aussi démodulation d'amplitude.

Cette technique est utilisée beaucoup plus pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes dont les signaux sont typiquement non stationnaires.

Dans la technique de l'analyse d'enveloppe, il existe deux gammes de fréquences différentes [2] :

- **La gamme HF [1 - 10 kHz] :**

Elle est excitée par les défauts sur laquelle réagit la structure. C'est la gamme dont les valeurs croissent en forme de « cloche » ou de « bosses de chameau » sur un spectre PBC ou RC HF.

- **La gamme de fréquences des défauts « excitateurs » possibles :**

Ils sont les défauts des roulements. L'élément défectueux peut être la piste interne (sur l'arbre), la piste externe (sur l'alésage), une bille ou un rouleau. Il existe des logiciels permettent de déterminer, en fonction du type de roulement et de la vitesse de rotation de l'arbre, toutes les fréquences des défauts possibles dans un roulement.

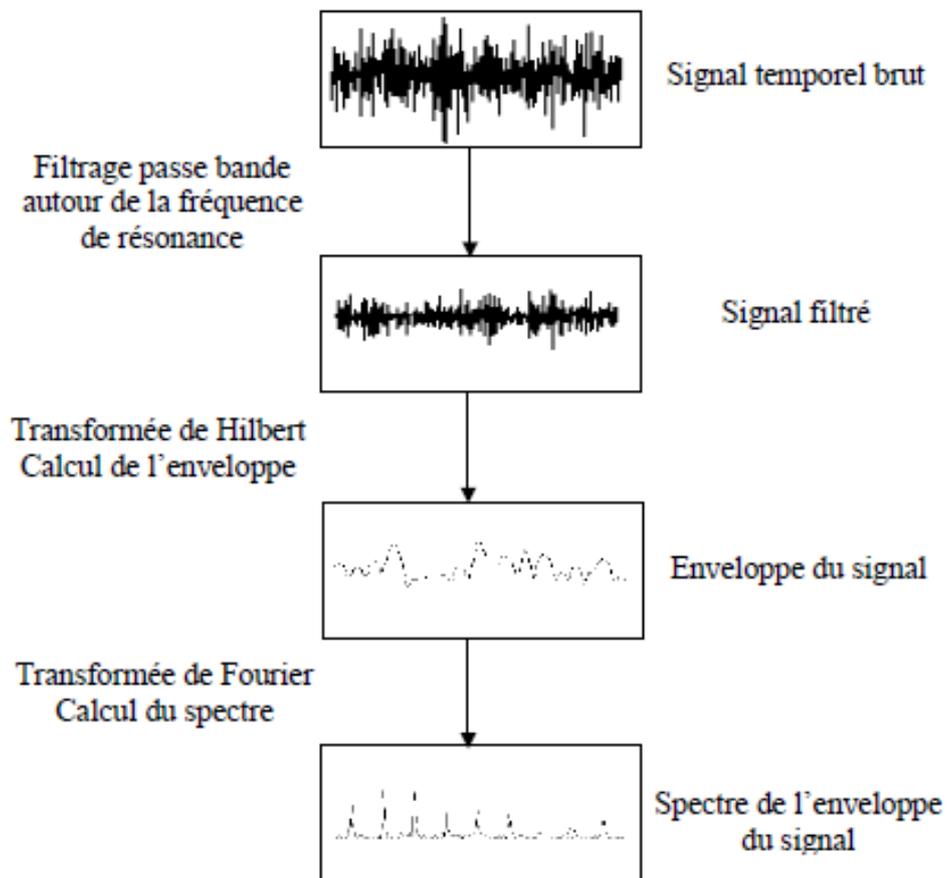


Figure 3. 5 : Principe de l'analyse d'enveloppe [12]

Le tableau suivant résume les outils de diagnostic énumérés dans ce chapitre avec les phénomènes surveillés et leurs observations :

**Tableau 3. 1** : Les outils de diagnostic [2]

| <b>Outil</b>             | <b>Phénomènes surveillés</b> | <b>Observations</b>  |
|--------------------------|------------------------------|--|
| <b>FFT</b>               | Indicateur général           | Nombreuses applications en fonction de la bande de fréquences choisie        |
| <b>Zoom</b>              | Indicateur général           | Haute résolution possible, précision du diagnostic                           |
| <b>Cepstre</b>           | Engrènements                 | Précision du diagnostic  |
| <b>Spectre enveloppe</b> | Roulements                   | Précision du diagnostic mais paramétrage délicat (deux gammes de fréquences) |

### **3.6. Conclusion :**

Ces outils de diagnostic nous permettent de trouver l'origine des défauts sur la machine, mais les signaux vibratoires sont insuffisants pour faire un diagnostic complet. Il faut connaître aussi la cinématique de la machine, ainsi que les caractéristiques et les modes de dégradation de ses composants, pour réaliser un diagnostic correct.

Dans la suite de travail, on va utiliser l'outil de FFT pour le diagnostic des défauts de roulement, parce que cet outil est plus pratique et il est utilisé par la plupart des ingénieurs.

## **Chapitre 4 :**

# **Développement des outils de diagnostic sous environnement MATLAB**

## 4.0. Introduction :

Dans ce chapitre, on présente le développement de la méthode FFT sous environnement MATLAB, ainsi que la programmation de l'indicateur vibratoire RMS. Ces outils seront utilisés dans des applications industrielles et seront présentés au chapitre 5. On a choisi de travailler avec le logiciel MATLAB, parce que tous les ingénieurs l'utilisent, et aussi les fichiers de la base de données sont en format « .MAT ».

## 4.1. Développement de la méthode FFT et RMS sous MATLAB :

### 4.1.1. Présentation du MATLAB :

MATLAB est un environnement puissant, complet et facile à utiliser destiné au calcul scientifique. Il apporte aux ingénieurs, chercheurs et à tout scientifique un système interactif intégrant calcul numérique et visualisation. C'est un environnement performant, ouvert et programmable qui permet de remarquables gains de productivité et de créativité.

### 4.1.2. Principales fonctionnalités du MATLAB :

MATLAB permet le travail interactif soit en mode commande, soit en mode programmation ; tout en ayant toujours la possibilité de faire des visualisations graphiques. Considéré comme un des meilleurs langages de programmations (C ou Fortran), MATLAB possède les particularités suivantes par rapport à ces langages :

- La programmation facile,
- La continuité parmi les valeurs entières, réelles et complexes,
- La gamme étendue des nombres et leurs précisions,
- La bibliothèque mathématique très compréhensive,
- L'outil graphique qui inclut les fonctions d'interface graphique et les utilitaires,
- La possibilité de liaison avec les autres langages classiques de programmations (C ou Fortran).

### 4.1.3. Définition des syntaxes de fft :

La syntaxe  $Y = \text{fft}(X)$  calcule la transformée de Fourier discrète (**DFT**) de  $X$  en utilisant un algorithme de transformée de Fourier rapide (**FFT**).

- Si  $X$  est un vecteur,  $\text{fft}(X)$  retourne la transformée de Fourier du vecteur.
- Si  $X$  est une matrice,  $\text{fft}(X)$  traite les colonnes de  $X$  comme vecteurs et retourne la transformée de Fourier de chaque colonne.

- (Si X est un tableau multidimensionnel, `fft(X)` traite les valeurs le long de la première dimension dont la taille n'est pas égale à un comme vecteurs et retourne la transformée de Fourier de chaque vecteur).

#### 4.1.4. Programme pour le calcul de la FFT et le RMS :

```
function []=funFFT(x,Fe)

%Temps d'échantionnage
Te=1/Fe;
N=length(x); %largeur
t=0:Te:(N-1)*Te; %Temps

%Le signal :
figure(1);
plot(t,x); %Tracer le signal
xlabel('Temps (s)');
ylabel('Amplitude (g)');
title('Signal temporel');
grid on;

%Le spectre FFT :
f=(0:N/2-1)*Fe/N; %Vecteur des fréquences
FUR=fft(x,N); %Calcul de la FFT
FUR=FUR(1:floor(N/2)); %FFT et symétrique
FUR=FUR/N; %Normalisation de la FFT
FUR(2:end-1) = 2*FUR(2:end-1); %Reporter l'énergie
absFUR=abs(FUR); %la grandeur de FFT
figure(2);
plot(f,absFUR); %Tracer le spectre
xlabel('Fréquence (Hz)');
ylabel('Amplitude (g)');
title('FFT');
grid on;

%l'indicateur vibratoire RMS :
E = floor(N/Fe); % Nombre d'étapes
tRMS = zeros(E,1); % Axe de temps
xRMS = zeros(E,1); % Les valeurs du RMS
for i=1:E
    range = ((i-1)*Fe+1):(i*Fe);
    tRMS(i) = mean(t(range));
    xRMS(i) = sqrt(mean(x(range).^2));
end
figure(3)
plot(tRMS,xRMS) %Tracer RMS en fonction du temps
xlabel('Temps (s)');
ylabel('Valeur du RMS');
title('RMS');
grid on;
end
```

## 4.2. Validation par des applications :

Dans ces applications, on a quelques données prises sur un châssis d'une semi-remorque pendant le transport, sur un siège des passagers pendant le vol, et à l'extérieur d'un avion pendant le décollage. Ces données ont été générées avec un capteur « enDAQ » par l'entreprise ENDAQ.COM.

Les amplitudes du signale d'origine sont donnés sous format « .MAT », donc on va utiliser le logiciel sous environnement **MATLAB**. A partir d'un signal temporel, on calcul les valeurs **RMS** et on trace le spectre **FFT**, pour enfin valider le programme.

### 4.2.1. Application 1 - Cas d'une semi-remorque :

Le signal temporel est obtenu à partir de capteur placé sur le châssis pendant le transport.

La fréquence d'échantillonnage est :

$$F_e = 5\ 000\ \text{Hz}$$

Un extrait du fichier de données est présenté sur la figure suivante :

| ADC              |            |            |            |            |            |            |     |
|------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----|
| 4x2775731 double |            |            |            |            |            |            |     |
|                  | 1          | 2          | 3          | 4          | 5          | 6          |     |
| 1                | 6.1064e+03 | 6.1064e+03 | 6.1064e+03 | 6.1064e+03 | 6.1064e+03 | 6.1064e+03 | 6.1 |
| 2                | 0.0455     | 0.0805     | 0.0735     | 0.0735     | 0.0630     | 0.0700     |     |
| 3                | -0.0055    | 0.0202     | 0.0166     | 0.0166     | 0.0202     | 0.0092     |     |
| 4                | 0.1321     | 0.1454     | 0.1388     | 0.1454     | 0.1388     | 0.1388     |     |
| 5                |            |            |            |            |            |            |     |

Figure 4. 1 : Extrait de la Base de données - Semi-remorque.

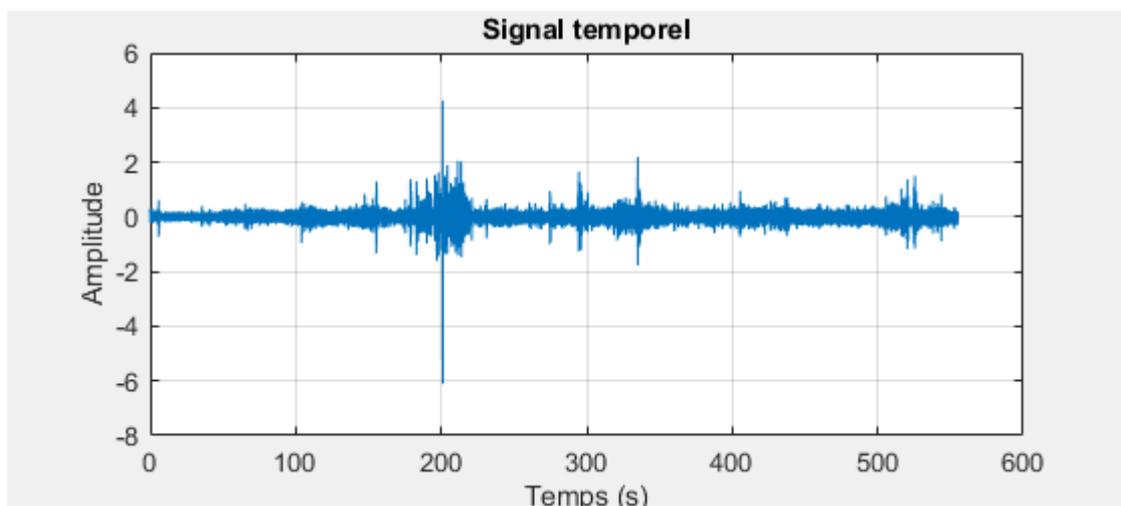
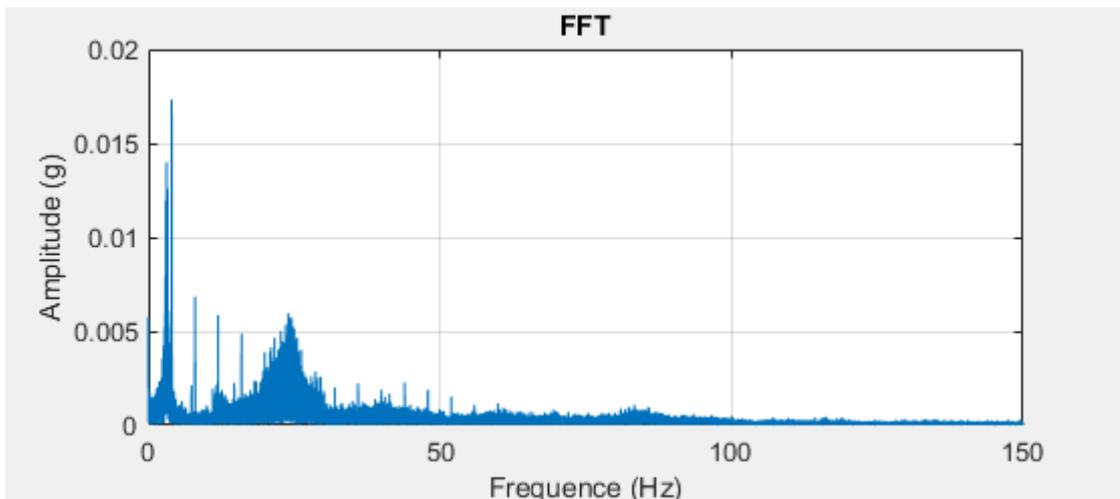
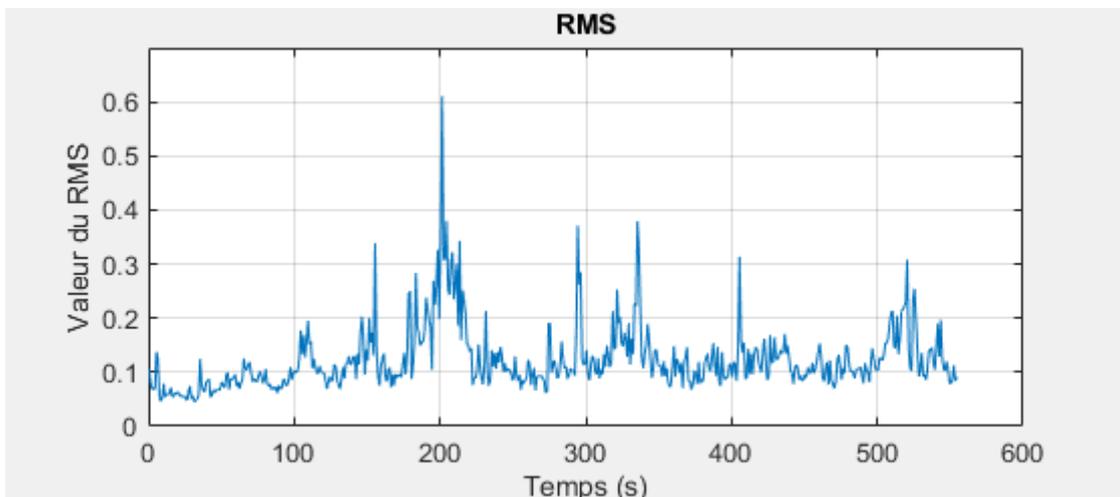


Figure 4. 2 : Le signal temporel - Semi-remorque.

Ensuite, on trace le spectre FFT et les valeurs RMS en fonction du temps :



**Figure 4. 3 :** La transformée de Fourier du signal - Semi-remorque.



**Figure 4. 4 :** Les valeurs RMS du signal en fonction du temps - Semi-remorque.

La moyenne du RMS de ce signal est : **RMS = 0.1366**

#### 4.2.2. Application 2 - Cas d'un siège d'avion :

Les relevées vibratoires sont réalisées au niveau du siège des passagers pendant le vol.

La fréquence d'échantillonnage est :

$$f_e = 2\,000 \text{ Hz}$$

Un extrait du fichier de données est présenté sur la figure suivante :

| ADC             |            |            |            |            |            |            |     |
|-----------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----|
| 4x412148 double |            |            |            |            |            |            |     |
|                 | 1          | 2          | 3          | 4          | 5          | 6          |     |
| 1               | 1.0745e+03 | 1.0745e+03 | 1.0745e+03 | 1.0745e+03 | 1.0745e+03 | 1.0745e+03 | 1.0 |
| 2               | 0.0391     | 0.0586     | 0.0391     | -0.0065    | 0.0033     | -0.0195    |     |
| 3               | 0.0051     | -0.0223    | 0.0017     | 0.0017     | 0.0566     | 0.0051     |     |
| 4               | -0.1691    | -0.2454    | -0.2089    | 0.0398     | 0.1426     | 0.1625     |     |
| 5               |            |            |            |            |            |            |     |

Figure 4.5 : Extrait de la Base de données - Siège d’avion.

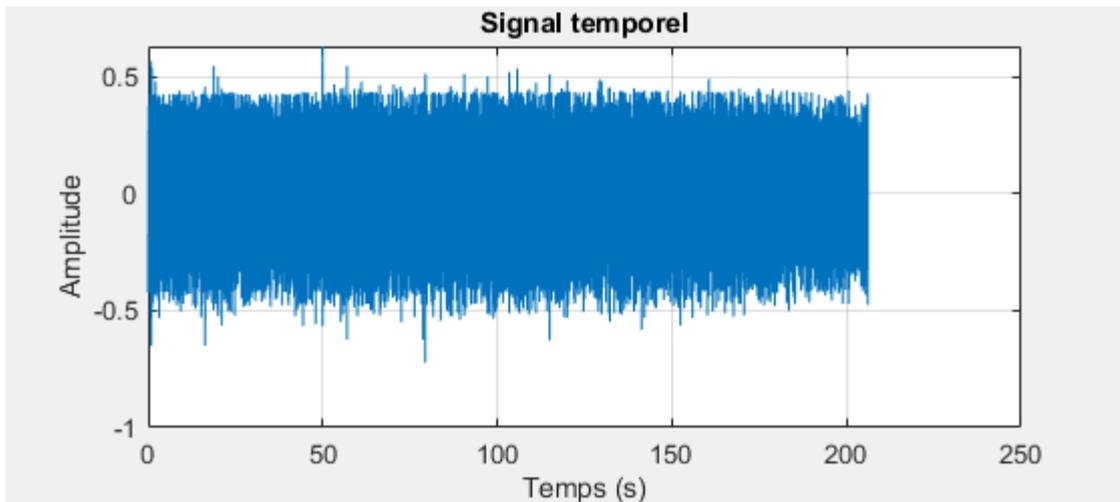


Figure 4.6 : Le signal temporel - Siège d’avion.

Ensuite, on trace le spectre FFT et les valeurs RMS en fonction du temps :

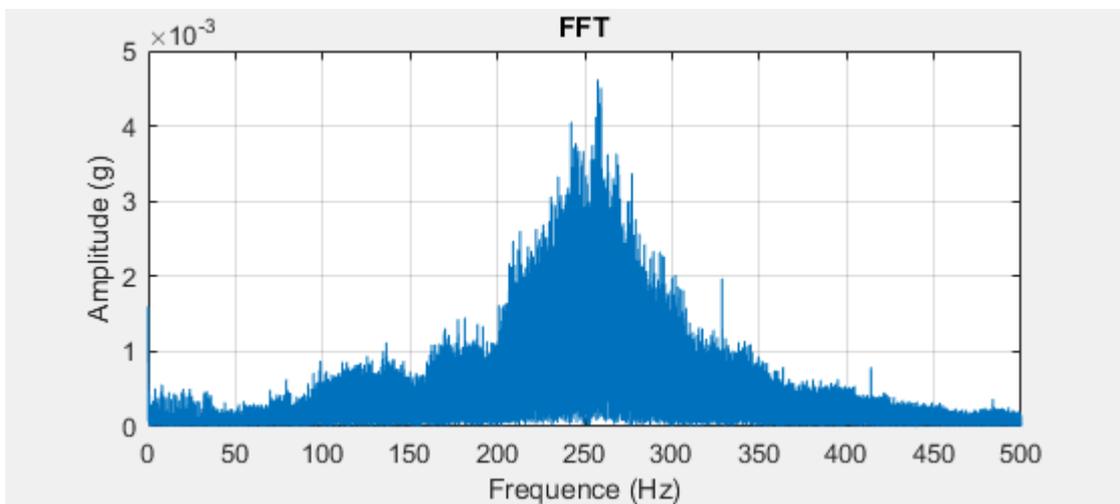
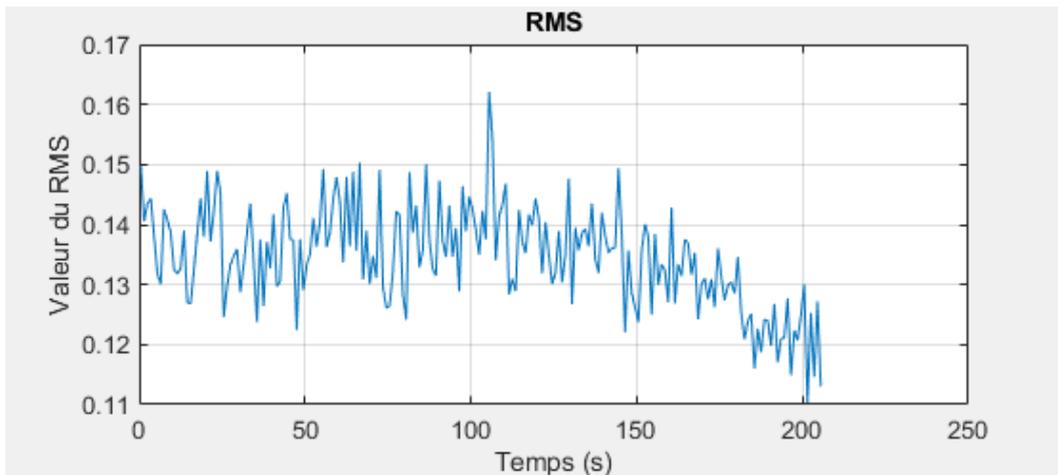


Figure 4.7 : La transformée de Fourier du signal - Siège d’avion.



**Figure 4. 8 :** Les valeurs RMS du signal en fonction du temps - Siège d’avion.

La moyenne du RMS de ce signal est : **RMS = 0.1349**

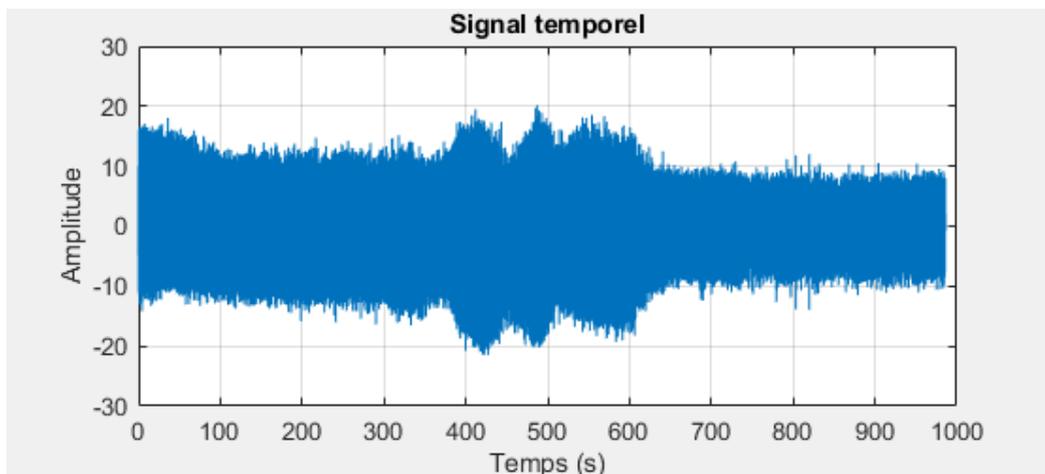
### 4.2.3. Application 3 - Cas d’un avion pendant le décollage :

Dans ce cas, on a les vibrations à l’extérieur d’un avion pendant le décollage. Il est passé de 23 000 pieds à 40 000 pieds.

$$F_e = 2\,500\text{ Hz}$$

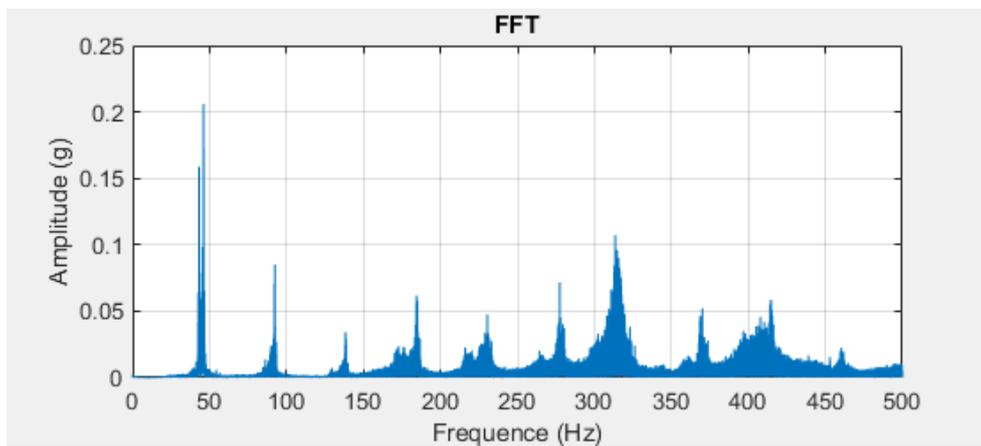
| ADC              |            |         |         |         |         |         |
|------------------|------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 4x2465341 double |            |         |         |         |         |         |
|                  | 1          | 2       | 3       | 4       | 5       | 6       |
| 1                | 7.6200e-04 | 0.0012  | 0.0016  | 0.0020  | 0.0024  | 0.0028  |
| 2                | -3.7600    | -1.8475 | -1.6272 | -2.9406 | -3.3772 | -1.2953 |
| 3                | 10.0674    | 6.0852  | 2.7579  | 0.4585  | -1.1445 | -2.4614 |
| 4                | -8.6009    | -4.3838 | 1.2969  | 5.6590  | 7.8028  | 8.7525  |
| 5                |            |         |         |         |         |         |

**Figure 4. 9 :** Extrait de la Base de données - Avion pendant e décollage.

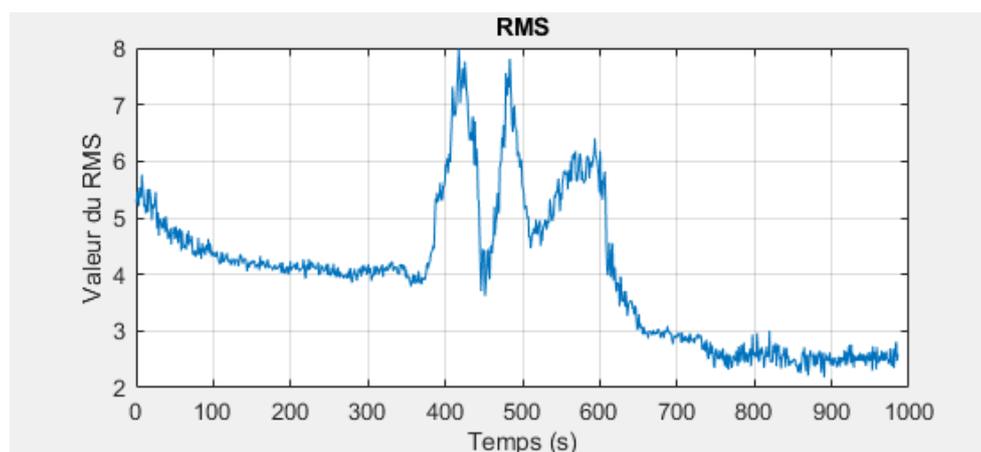


**Figure 4. 10 :** Le signal temporel - Avion pendant e décollage.

Ensuite, on trace le spectre FFT et les valeurs RMS en fonction du temps :



**Figure 4.11** : La transformée de Fourier du signal - Avion pendant e décollage.



**Figure 4.12** : Les valeurs RMS du signal en fonction du temps - Avion pendant le décollage.

La moyenne du RMS de ce signal est :  $\text{RMS} = 4.2214$

#### 4.2.4. Interprétation :

On arrive à calculer les valeurs RMS qui nous indiquent la gravité de l'état de la machine, et on analyse le signal qui montre les amplitudes des fréquences caractéristiques. Il est aussi observé que pour le cas des signaux excessivement bruités la FFT ne permet pas un bon diagnostic. Ceci renforce que l'algorithme répond bien et que l'allure de nos résultats sont conforme à ceux de la littérature.

#### 4.3. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté le logiciel sous environnement MATLAB, développé à des fins de diagnostic de défauts. A partir de cet outil, un suivi de surveillance et de diagnostic des composants mécaniques peut être accompli à partir du calcul du paramètre statistique RMS et par le traitement du signal recueilli de la machine par la FFT. En fin de ce chapitre, des applications sont entreprises pour valider cet algorithme.

## **Chapitre 5 :**

**Application des outils de diagnostic aux défauts de  
roulements : Cas du banc d'essai de l'Université  
Case Western Reserve**

## 5.0. Introduction :

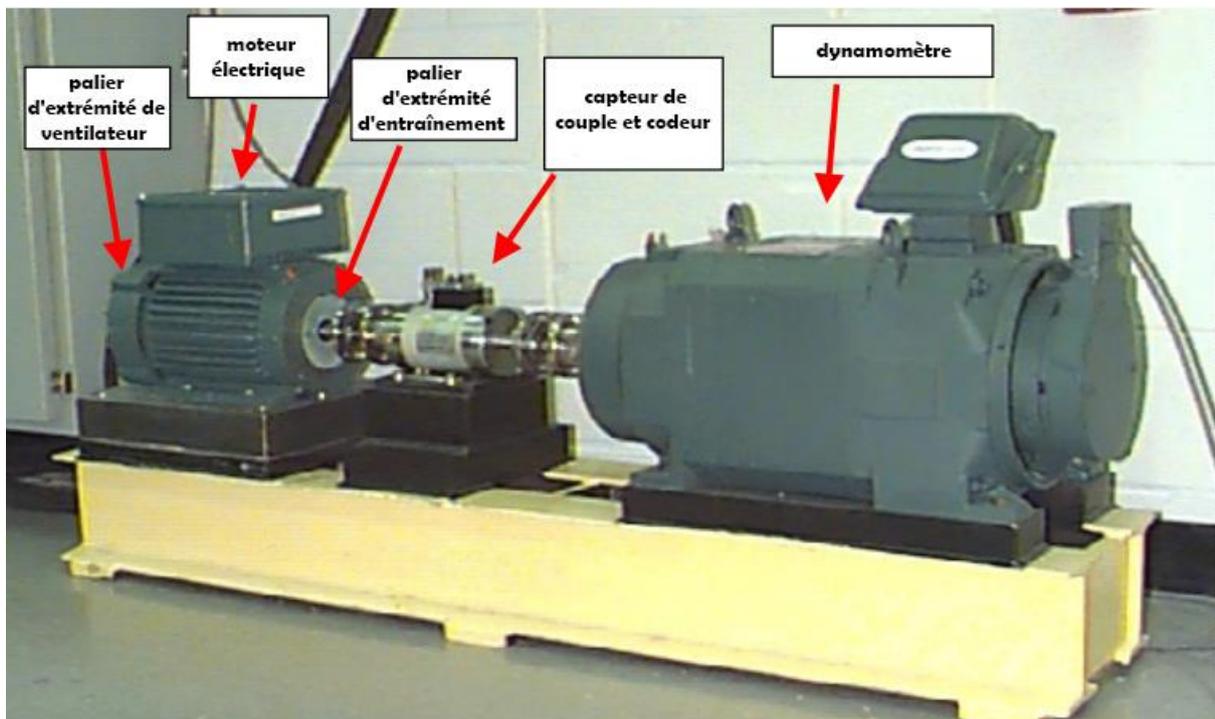
Les signaux de vibration que nous proposons d'étudier ont été fournis par "the Case Western Reserve University-Bearing Data Center"; base de données des essais de roulements à billes normaux ou défectueux, recueillis sur un banc d'essai très simple, composé d'un moteur, un accouplement et une génératrice. De simples défauts sous forme de points «de différent diamètres et profondeurs» ont été créés sur les différents organes composants les roulements d'essais.

## 5.1. Présentation du banc d'essais :

C'est une base de données Américaine permettant d'accéder à des signaux de roulements sains et endommagés sous différentes configurations (différentes tailles du défaut, différents couples, différents types de défaut, ...etc.). Comme représenté sur la figure suivante, le banc d'essai se compose principalement d'un moteur (à gauche), d'un accouplement « transducteur/encodeur » (au centre), d'un dynamomètre (à droite) et des circuits de commande (non montrés). Les signaux ont été enregistrés à l'aide d'accéléromètres fixés à la cage du moteur par aimant.

Les capteurs ont été placés à la position 12 heures « verticale », des deux côtés accouplement et ventilateur de la cage du moteur.

Les signaux de vibration ont été recueillis à l'aide d'un enregistreur DAT 16 canaux.



**Figure 5. 1 :** Banc d'essai de roulement de « Bearing Data Center »

### 5.2. Les paramètres des mesures :

Les couples résistant sont respectivement 0, 1, 2, 3 Hp ce qui donne des vitesses respectives de 1797, 1772, 1750, 1730 tr/min.

La fréquence d'échantillonnage est  $f_e = 48$  KHz.

Les tailles des défauts de roulements sont : 0.007 inch (0,1778 mm), 0.014 inch (0,3556 mm), et 0.021 inch (0,5334 mm).

Les roulements que nous avons considérés dans notre travail sont les roulements du côté accouplement de type SKF 6205-2RS JEM. Les fréquences caractéristiques sont :

- Fréquence de la bague intérieure :  $f_{PFI} = 5,4146 \times f_r$ .
- Fréquence de la bague extérieure :  $f_{PFO} = 3,5854 \times f_r$ .
- Fréquence de la bille :  $f_B = 2,3584 \times f_r$ .
- Fréquence de la cage :  $f_C = 0,3984 \times f_r$ .

### 5.3. Paramètres caractéristiques géométriques des roulements utilisés :

Type de roulement : 6205-2RS JEM SKF, roulement à billes à gorge profonde.

Tableau 5. 1 : Caractéristiques géométriques du roulement 6203-2RS JEM SKF

| Diamètre intérieur : d (mm) | Diamètre extérieur : D (mm) | Épaisseur : B (mm) | Diamètre de bille : Db (mm) | Diamètre moyen : Dm (mm) | Nombre de billes : n | Angle de contact (°) |
|-----------------------------|-----------------------------|--------------------|-----------------------------|--------------------------|----------------------|----------------------|
| 25                          | 52                          | 15                 | 7,825                       | 38,5                     | 9                    | 0                    |

On a les relations des fréquences des défauts du roulement, et les fréquences des impacts  $f(Hz)$  :

$$\text{Défaut bague externe (BPFO)} = \frac{n}{2} f_r \left( 1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right) \quad (5.1)$$

$$\text{Défaut bague interne (BPFI)} = \frac{n}{2} f_r \left( 1 + \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right) \quad (5.2)$$

$$\text{Défaut bille (BSF)} = f_r \frac{D_m}{2D_b} \left( 1 - \left( \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right)^2 \right) \quad (5.3)$$

$$\text{Défaut cage (FTF)} = \frac{1}{2} f_r \left( 1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \beta \right) \quad (5.4)$$

Donc on peut calculer les fréquences caractéristiques. Les résultats obtenus sont :

$$\text{Défaut bague interne (BPFI)} = \frac{9}{2} \left( 1 + \frac{7,825}{38,5} \right) f_r = 5,4146 f_r$$

$$\text{Défaut bague externe (BPFO)} = \frac{9}{2} \left( 1 - \frac{7,825}{38,5} \right) f_r = 3,5854 f_r$$

$$\text{Défaut bille (BSF)} = \frac{38,5}{2 \times 7,825} \left( 1 - \left( \frac{7,825}{38,5} \right)^2 \right) f_r = 2,3584 f_r$$

$$\text{Défaut cage (FTF)} = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{7,825}{38,5} \right) f_r = 0,3984 f_r$$

Ensuite, on calcul les fréquences de rotation par la relation suivante :

$$f_r = \frac{N}{60} \tag{5.5}$$

*N* : La vitesse de rotation en tr/min.

Les fréquences de rotation sont présentées sur le tableau (5.2) :

**Tableau 5. 2** : Les fréquences de rotation du roulement

| Puissance (HP) | Vitesse de rotation [tr/min] | fréquence de rotation [Hz] |
|----------------|------------------------------|----------------------------|
| 0              | 1797                         | 29,95                      |
| 1              | 1772                         | 29,53                      |
| 2              | 1750                         | 29,17                      |
| 3              | 1730                         | 28,83                      |

On calcul les fréquences des éléments du roulement. Les résultats sont présentés sur le tableau (5.3) :

**Tableau 5. 3** : Les fréquences des éléments du roulement

|             | 29,95 Hz<br>-<br>0 Hp | 29,53 Hz<br>-<br>1 Hp | 29,17 Hz<br>-<br>2 HP | 28,83 Hz<br>-<br>3 Hp |
|-------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| <b>FPFI</b> | 162,18 Hz             | 159,89 Hz             | 157,94 Hz             | 156,10 Hz             |
| <b>FPFO</b> | 107,38 Hz             | 105,88 Hz             | 104,59 Hz             | 103,37 Hz             |
| <b>BSF</b>  | 70,63 Hz              | 69,64 Hz              | 68,79 Hz              | 67,99 Hz              |
| <b>FTF</b>  | 11,93 Hz              | 11,76 Hz              | 11,62 Hz              | 11,49 Hz              |

### 5.4. Surveillance des défauts de roulement par les indicateurs statistiques (RMS et Kurtosis) :

Dans cette section nous présentons la surveillance des défauts de roulement des machines tournantes par les indicateurs statistiques, notamment le RMS et le KURTOSIS.

#### 5.4.1. Cas de roulements sains :

On calcul pour chaque charge les valeurs des indicateur RMS et Kurtosis utilisant le logiciel MATLAB, on aura les résultats suivants :

**Tableau 5. 4** : Base de donnés « Cas de roulements sains »

| La charge et la vitesse de rotation | N° du fichier |
|-------------------------------------|---------------|
| 0 HP - 1797 tr/min                  | 97            |
| 1 HP - 1772 tr/min                  | 98            |
| 2 HP - 1750 tr/min                  | 99            |
| 3 HP - 1730 tr/min                  | 100           |

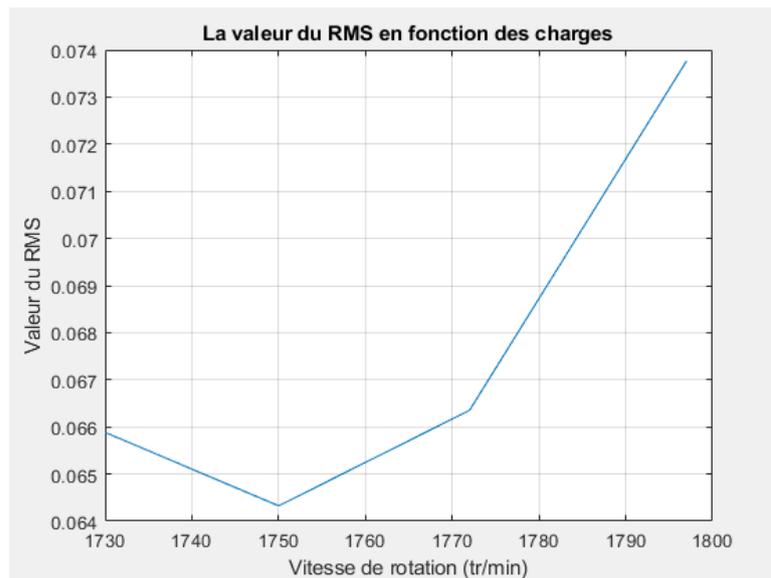
**Tableau 5. 5** : Les valeurs des indicateurs vibratoires en fonction de la charge « Cas de roulements sains »

| Les indicateurs vibratoires | 0 HP<br>-<br>0 kW | 1 HP<br>-<br>0,7457 kW | 2 HP<br>-<br>1,4914 kW | 3 HP<br>-<br>2,2371 kW |
|-----------------------------|-------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| <b>RMS (Référence)</b>      | 0.0738            | 0.0664                 | 0.0643                 | 0.0659                 |
| <b>Kurtosis (Référence)</b> | 2.7642            | 2.9306                 | 2.9251                 | 2.9572                 |

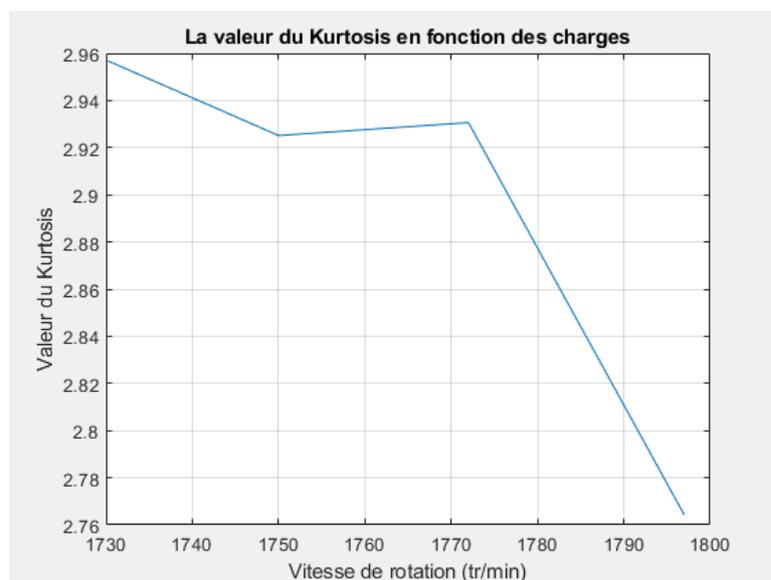
Le signal vibratoire d'un roulement en bon état génère un signal de distribution gaussienne avec un KURTOSIS voisin de 3 compris entre (2.2 – 3.3), et un RMS entre (0 – 1.0) [Chapitre 3].

Ensuite, on trace les valeurs des indicateurs vibratoires RMS et KURTOSIS en fonction de la charge, en utilisant le logiciel sous environnement MATLAB.

Les résultats obtenus sont présentés sur les deux graphes suivants :



**Figure 5. 2 :** La valeur du RMS en fonction des charges – Cas de roulements sains.



**Figure 5. 3 :** La valeur du KURTOSIS en fonction des charges – Cas de roulements sains.

#### 5.4.1.1. Interprétation :

On remarque que l'indicateur RMS augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation (diminution de la charge).

Par contre l'indicateur KURTOSIS diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation et il est voisin de la valeur 3, donc les valeurs sont dans l'intervalle d'un roulement en bon état.

Les valeurs du KURTOSIS sont entre l'intervalle [2.8 – 3.2] et les valeurs du RMS sont entre l'intervalle [0 – 1.0], ce qui justifie que les résultats qu'on a obtenus sont corrects.

### 5.4.2. Cas défaut bague intérieur :

**Relevés du défaut de roulement :** 48K Drive End Bearing Fault Data.

Pour faciliter le travail, on présente d’abord les fichiers de données pour le cas de la bague intérieur dans un tableau :

**Tableau 5. 6 :** Fichiers de données 48K Drive End Bearing Fault Data

| Diamètre du défaut de la bague intérieure  | Vitesse de rotation [tr/min] | N° du fichier de relevés vibratoires |
|--|------------------------------|--------------------------------------|
| <b>0.007 inch</b><br>=<br><b>0,1778 mm</b> | 1797 - 0 HP                  | 109DE                                |
|  | 1772 - 1 HP                  | 110DE                                |
|  | 1750 - 2 HP                  | 111DE                                |
|  | 1730 - 3 HP                  | 112DE                                |
| <b>0.014 inch</b><br>=<br><b>0,3556 mm</b> | 1797 - 0 HP                  | 174DE                                |
|  | 1772 - 1 HP                  | 175DE                                |
|  | 1750 - 2 HP                  | 176DE                                |
|  | 1730 - 3 HP                  | 177DE                                |
| <b>0.021 inch</b><br>=<br><b>0,5334 mm</b> | 1797 - 0 HP                  | 213DE                                |
|  | 1772 - 1 HP                  | 214DE                                |
|  | 1750 - 2 HP                  | 215DE                                |
|  | 1730 - 3 HP                  | 217DE                                |

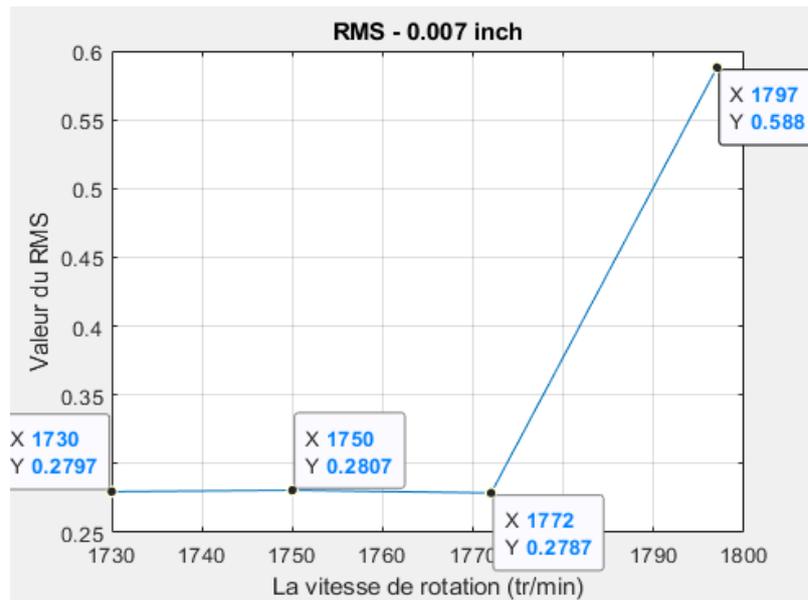
#### 5.4.2.1. Influence de la charge :

On prend un diamètre de défauts de 0.007 inch, et des vitesses de rotation 1797, 1772, 1750, 1730. Donc les fichiers sont respectivement 109, 110, 111 et 112. Utilisant le logiciel sous environnement MATLAB, on calcul les indicateur vibratoire du signal :

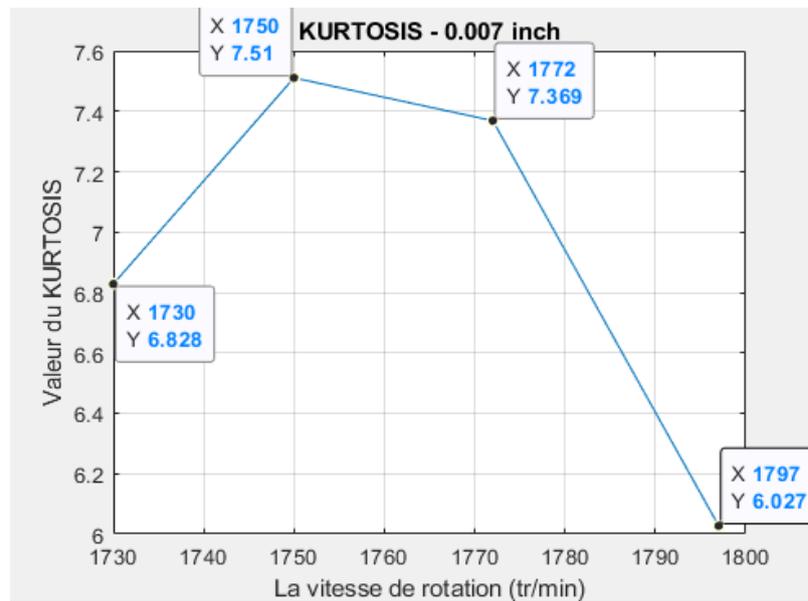
**Tableau 5. 7 :** Les valeurs des indicateurs vibratoires en fonction de la charge « Cas défaut de bague intérieure »

|                 | <b>0 HP</b><br>N° 109 | <b>1 HP</b><br>N° 110 | <b>2 HP</b><br>N° 111 | <b>3 HP</b><br>N° 112 |
|-----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| <b>RMS</b>      | 0.5880                | 0.2787                | 0.2807                | 0.2797                |
| <b>KURTOSIS</b> | 6.0272                | 7.3687                | 7.5105                | 6.8278                |

Les résultats obtenus sont présentés sur les graphes suivants :



**Figure 5. 4 :** Variation de l'indicateur RMS en fonction de la charge – Cas défaut bague intérieure.



**Figure 5. 5 :** Variation de l'indicateur KURTOSIS en fonction de la charge – Cas défaut bague intérieure.

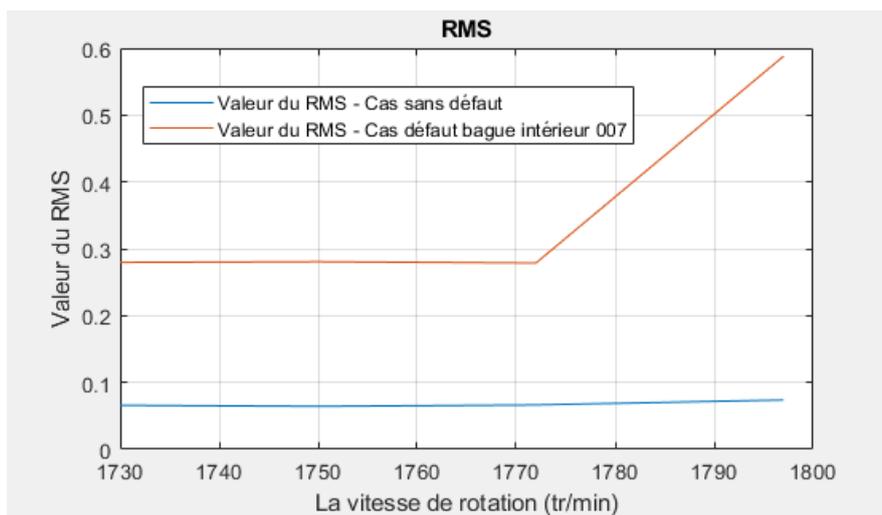
#### 5.4.2.1.1. Comparatif des valeurs des indicateurs vibratoires (RMS et Kurtosis) :

Le tableau suivant récapitule les résultats des paramètres statistiques RMS et KURTOSIS trouvés pour le cas de roulements sains et pour le cas de roulements avec défauts :

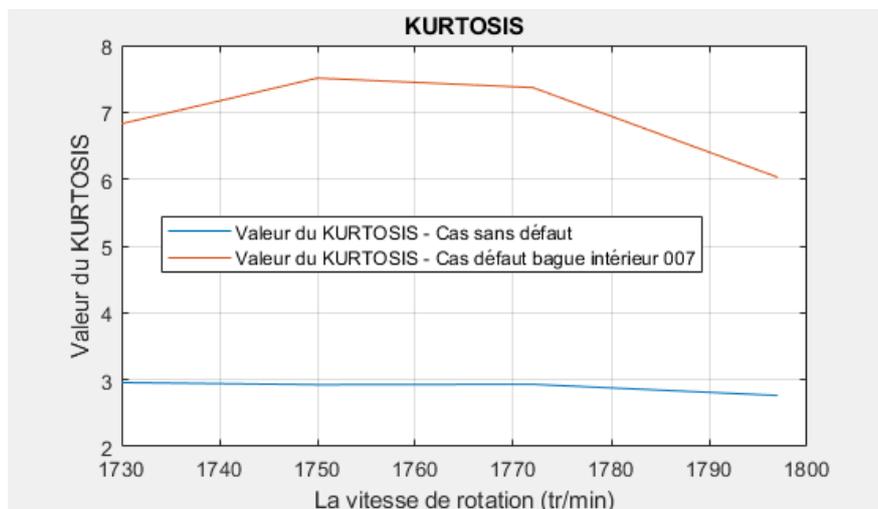
**Tableau 5. 8** : Comparatif des valeurs des indicateurs vibratoires : RMS et KURTOSIS en fonction de la charge.

| Les indicateurs                | 1797 tr/min<br>-<br>0 HP | 1772 tr/min<br>-<br>1 HP | 1750 tr/min<br>-<br>2 HP | 1730 tr/min<br>-<br>3 HP |
|--------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| <b>RMS – Sans défaut</b>       | 0.0738                   | 0.0664                   | 0.0643                   | 0.0659                   |
| <b>RMS – Défaut 0,007</b>      | 0.5880                   | 0.2787                   | 0.2807                   | 0.2797                   |
| <b>KURTOSIS – Sans défaut</b>  | 2.7642                   | 2.9306                   | 2.9251                   | 2.9572                   |
| <b>KURTOSIS – Défaut 0,007</b> | 6.0272                   | 7.3687                   | 7.5105                   | 6.8278                   |

On présente les valeurs sur les graphes suivant pour bien voir la comparaison des valeurs :



**Figure 5. 6** : Comparaison des valeurs de l'indicateur RMS en fonction de la charge.



**Figure 5. 7** : Comparaison des valeurs de l'indicateur Kurtosis en fonction de la charge.

On remarque aussi une augmentation significative des indicateurs vibratoires dans le cas de défaut par rapport au cas sans défaut.

### 5.4.2.1.2. Interprétation :

On remarque qu'il y a un changement dans les valeurs des indicateurs en changeant la charge appliquée sur les roulements.

Pour l'indicateur KURTOSIS, on remarque que les valeurs ont dépassé la valeur 4 (tableau 2.4), donc on est dans le cas d'une gravité critique.

Pour les valeurs de l'indicateur RMS, on calcule le rapport  $RMS/RMS_{réf}$  et le **RMS(dB)** :

**Tableau 5. 9** : Comparaison des valeurs du RMS avec les seuils - Influence de la charge dans le cas d'un défaut de bague intérieure 0.007 inch.

| Vitesse de rotation | <i>RMS</i> | <i>RMS<sub>réf</sub></i> | $\frac{RMS}{RMS_{réf}}$ | RMS(dB)       | interprétation |
|---------------------|------------|--------------------------|-------------------------|---------------|----------------|
| <b>1797 tr/min</b>  | 0.5880     | 0.0738                   | <b>7.967</b>            | <b>18.026</b> | <b>Danger</b>  |
| <b>1772 tr/min</b>  | 0.2787     | 0.0664                   | <b>4.197</b>            | <b>12.459</b> | <b>Danger</b>  |
| <b>1750 tr/min</b>  | 0.2807     | 0.0643                   | <b>4.365</b>            | <b>12.80</b>  | <b>Danger</b>  |
| <b>1730 tr/min</b>  | 0.2797     | 0.0659                   | <b>4.244</b>            | <b>12.556</b> | <b>Danger</b>  |

Selon le tableau des seuils, on remarque que les valeurs RMS (dB) sont dans l'intervalle du Danger [10 – 20], donc c'est une indication d'une ou de plusieurs anomalies sur ce roulement.

### 5.4.2.2. Influence du diamètre de défaut :

On prend une charge de 1 HP (1779 tr/min), et une fréquence de 48 kHz. Donc les fichiers sont respectivement : 110, 175 et 214. On aura les résultats sur les graphes suivants :

**Tableau 5. 10** : Influence du diamètre de défaut sur les indicateur vibratoire « Cas défaut de bague intérieure »

|                 | <b>0.007 inch (N° 112)</b> | <b>0.014 inch (N° 177)</b> | <b>0.021 inch (N° 217)</b> |
|-----------------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|
| <b>RMS</b>      | 0.2787                     | 0.2615                     | 0.6085                     |
| <b>KURTOSIS</b> | 7.3687                     | 19.3065                    | 3.9373                     |

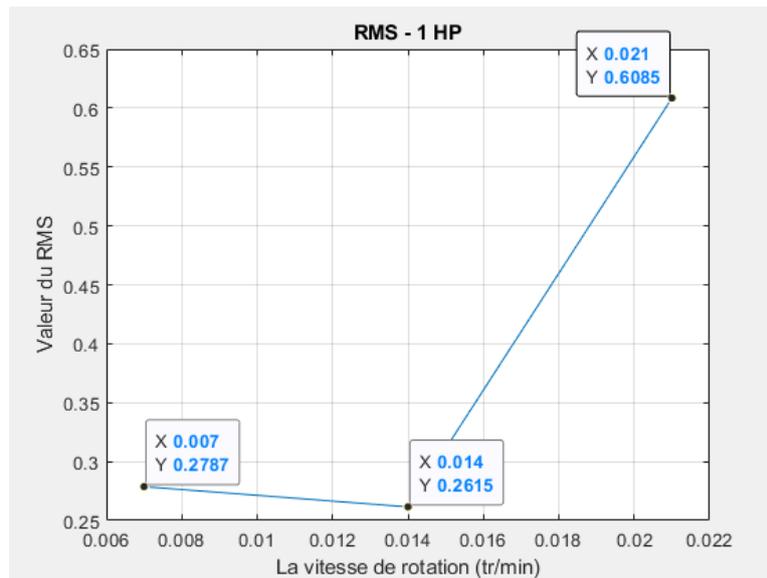


Figure 5. 8 : Variation de l'indicateur RMS en fonction du diamètre de défaut.

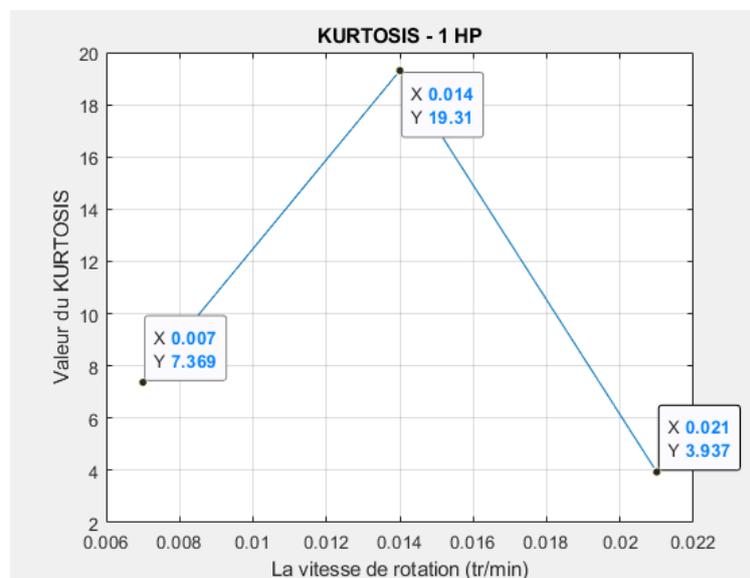


Figure 5. 9 : Variation de l'indicateur KURTOSIS en fonction du diamètre de défaut.

#### 5.4.2.2.1. Interprétation :

Il y a un changement dans les valeurs des indicateurs en changeant le diamètre de défaut.

On remarque qu'il y a un changement dans les valeurs des indicateurs en changeant la charge appliquée sur les roulements.

Les valeurs du KURTOSIS 7.369 et 19.31 ont dépassé la valeur 4 (**tableau 2.4**), donc on est dans le cas d'une gravité critique. Et la dernière valeur 3.937 est dans l'intervalle de gravité moyenne mais presque égale à 4.

Pour la fiabilité du RMS, on calcule le rapport  $RMS/RMS_{réf}$  et le **RMS(dB)**.

Les résultats sont présentés sur le tableau (5.11) :

**Tableau 5. 11** : Comparaison des valeurs RMS avec les seuils - Influence du diamètre du défaut, cas 1 HP.

| Diamètre du défaut | $RMS$  | $RMS_{réf}$ | $\frac{RMS}{RMS_{réf}}$ | RMS(dB)       | interprétation |
|--------------------|--------|-------------|-------------------------|---------------|----------------|
| <b>0.007 inch</b>  | 0.2787 | 0.0664      | <b>4.197</b>            | <b>12.459</b> | <b>Danger</b>  |
| <b>0.014 inch</b>  | 0.2615 | 0.0664      | <b>3.938</b>            | <b>11.906</b> | <b>Danger</b>  |
| <b>0.021 inch</b>  | 0.6085 | 0.0664      | <b>9.164</b>            | <b>19.242</b> | <b>Danger</b>  |

On remarque que les valeurs RMS (dB) sont dans l'intervalle du Danger [10 – 20], donc il existe une ou plusieurs anomalies.

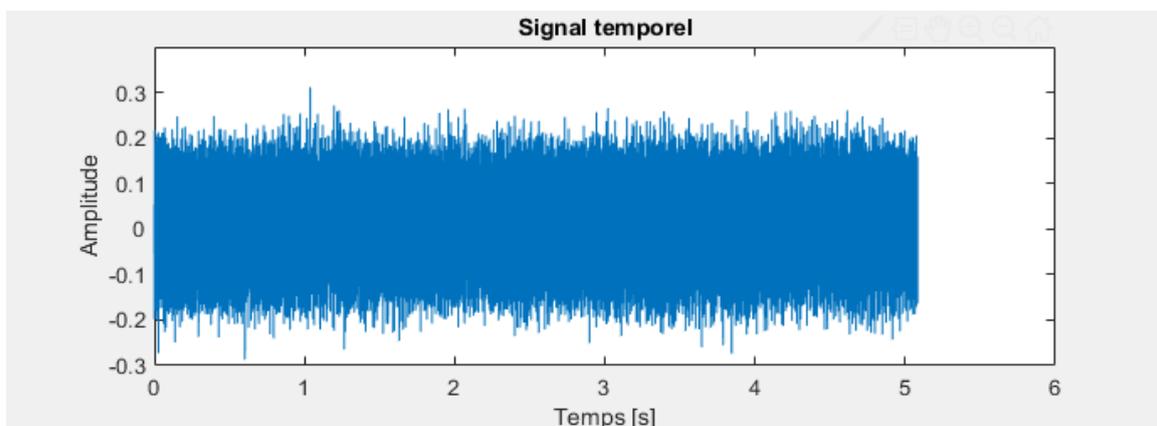
Les valeurs calculées des indicateurs montrent que l'indicateur RMS est le plus stable. On conclue que c'est l'indicateur le plus significatif. Ce qui est conforme avec la littérature.

### 5.5. Diagnostic des défauts par la méthode spectrale :

Les valeurs des indicateurs vibratoires trouvés précédemment nous indiquent qu'il existe une ou des plusieurs anomalies. Dans cette partie, nous allons faire le diagnostic des défauts de la bague intérieure les différentes méthodes de la FFT, puis on va étudier l'influence de la charge appliquée et le diamètre du défaut sur les signaux vibratoires.

#### 5.5.1. Cas de roulements sains :

On présente sur la figure suivante le signal mesuré sur le palier du moteur coté entraînement dans le cas de roulements sains. On constate que le signal ne permet de détecter aucune information claire sur ce dispositif.

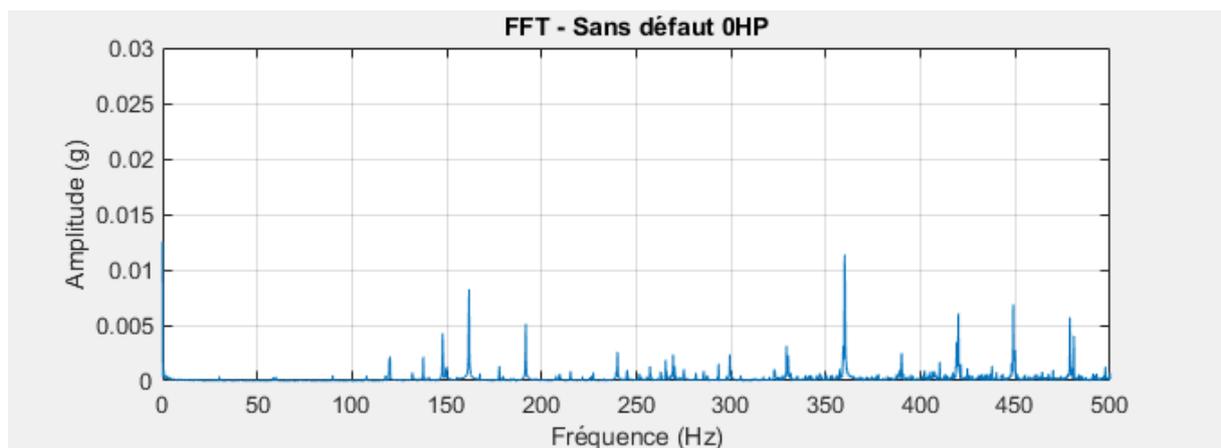


**Figure 5. 10** : Signale de roulements sains.

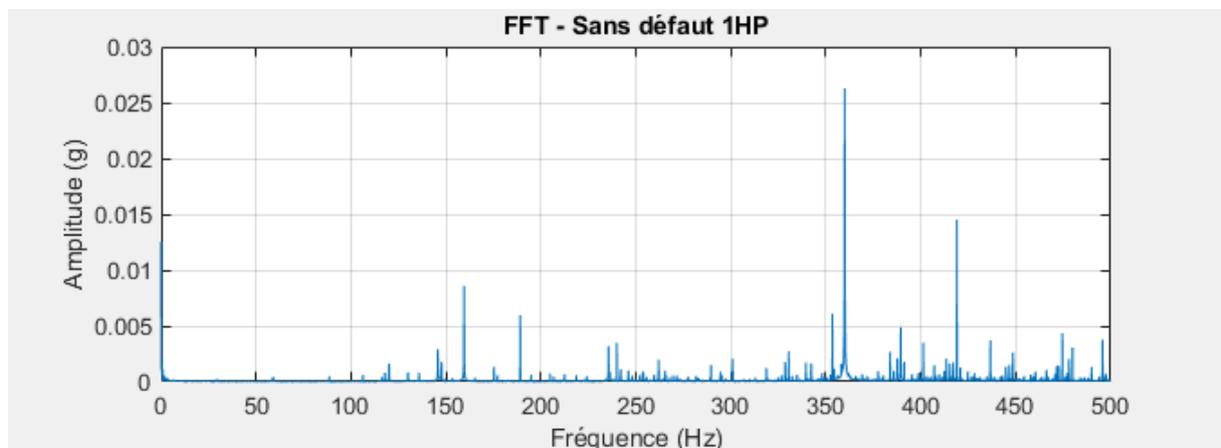
On utilise le logiciel sous environnement MATLAB, et la base de données pour tracer les graphes par la méthode de FFT en utilisant le programme du quatrième chapitre. Les figures suivantes présentent les spectres dans le cas de roulements sains pour différentes charges.

**Tableau 5. 12** : Fichiers de données – Cas de roulements sains.

| Charge            | N° du fichier |
|-------------------|---------------|
| 0 HP (Fr = 29,85) | 97            |
| 1 HP (Fr = 29,53) | 98            |
| 2 HP (Fr = 29,17) | 99            |
| 3 HP (Fr = 28,83) | 100           |



**Figure 5. 11** : Spectre dans le cas de roulements sains : 0 HP



**Figure 5. 12** : Spectre dans le cas de roulements sains : 1 HP

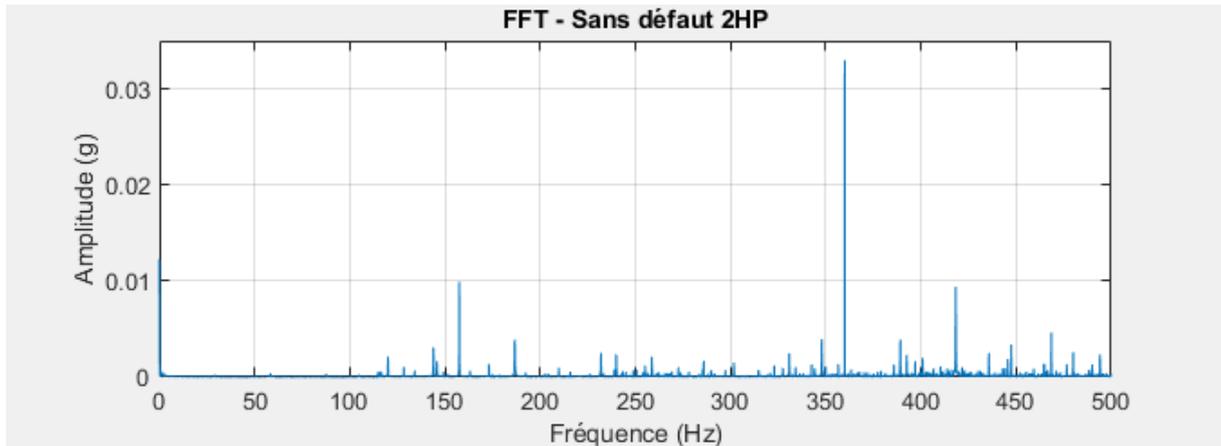


Figure 5.13 : Spectre dans le cas de roulements sains : 2 HP

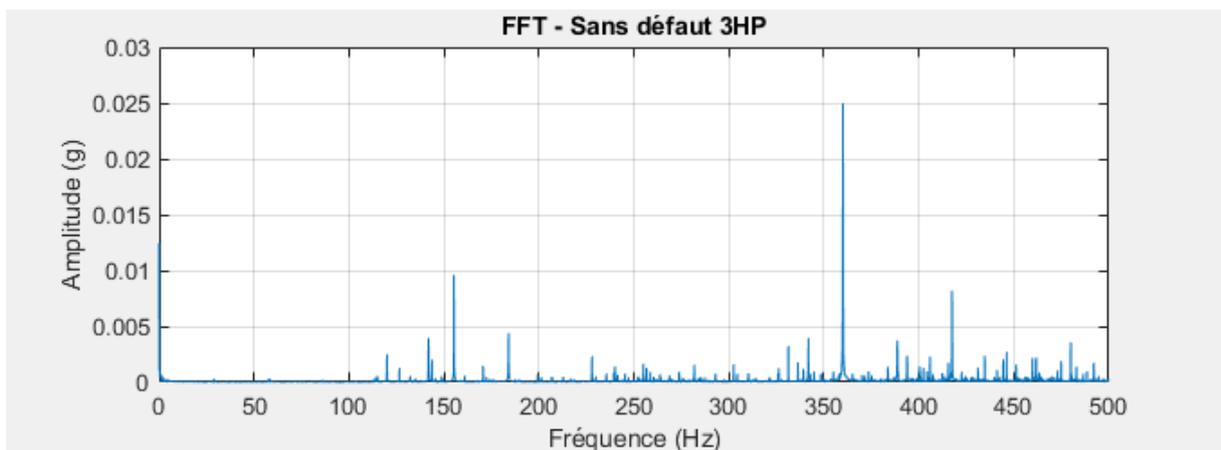


Figure 5.14 : Spectre dans le cas de roulements sains : 3 HP

On traçant le Cepstre, montré sur la figure (5.15) pour 0 HP, il apparaît que les harmoniques des fréquences de rotation.

$$T_e = \frac{1}{f_r} = \frac{1}{\frac{1797}{60}} = 0,03334 \text{ s} \quad (5.6)$$

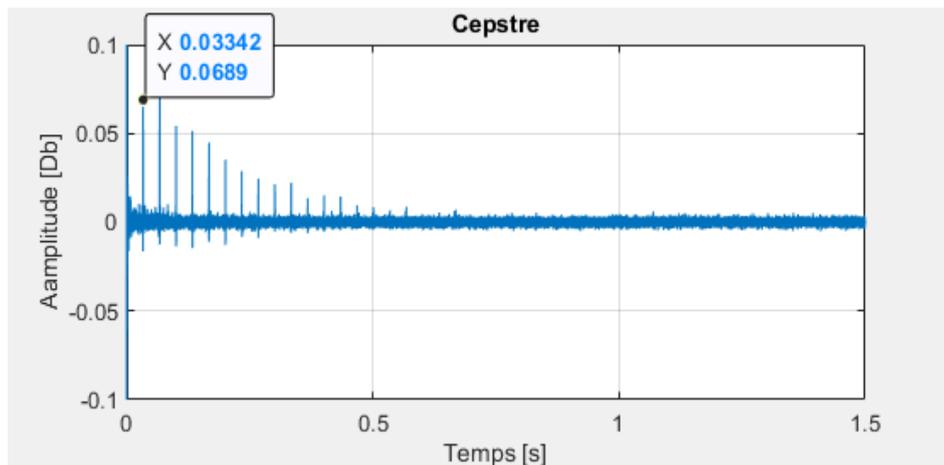


Figure 5.15 : Cepstre dans le cas de roulements sains : 0 HP

### 5.5.1.1. Interprétation :

On constate l'apparition de la fréquence de rotation aussi que leurs harmoniques, ce qu'explique l'absence de défaut sur ce dispositif. Néanmoins on remarque un changement considérable dans l'amplitude des pics sur les spectres due à l'augmentation de la charge.

### 5.5.2. Cas défaut bague intérieure :

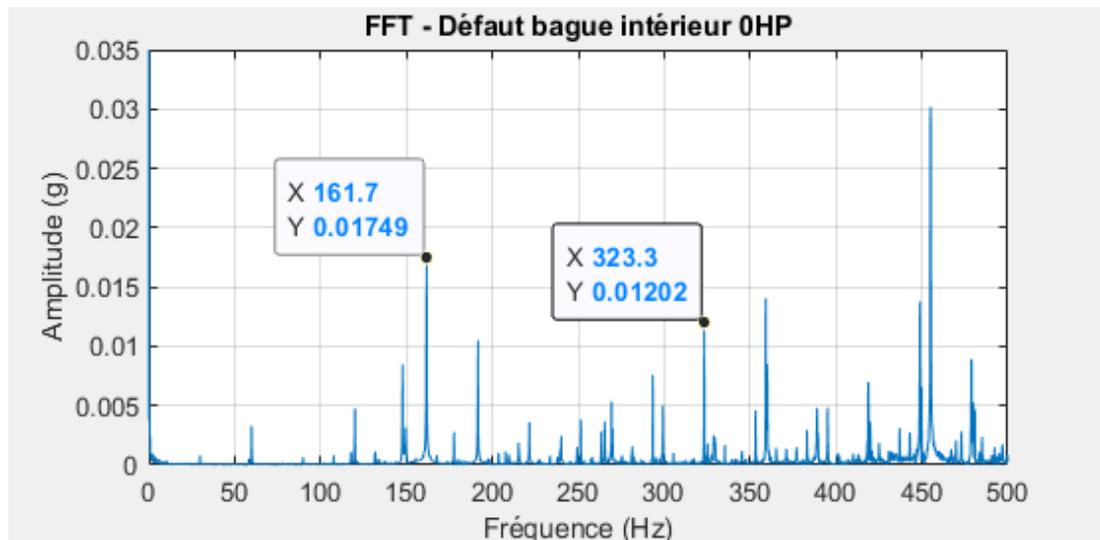
On présente sur le tableau suivant les fréquences caractéristiques théoriques calculées précédemment du défaut de bague intérieure.

**Tableau 5. 13** : Fréquences caractéristiques théoriques du défaut de la bague intérieure.

| fréquences de rotation Hz | 29.91 Hz<br>Pour 0 HP | 29.52 Hz<br>Pour 1 HP | 29.06 Hz<br>Pour 2 HP | 28.66 Hz<br>Pour 3 HP |
|---------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| BPM (Hz)                  | 162,18                | 159,89                | 157,94                | 156,10                |

#### 5.5.2.1. Influence de la charge :

On prend un diamètre de défauts de 0,007 inch, et une fréquence de 48 kHz, et des vitesses de rotation : 1797, 1772, 1750, 1730. Donc les fichiers sont respectivement 109, 110, 111 et 112. On aura les résultats sur les graphes suivants :



**Figure 5. 16** : Spectre défaut bague intérieure : 0.007 inch - 0 HP

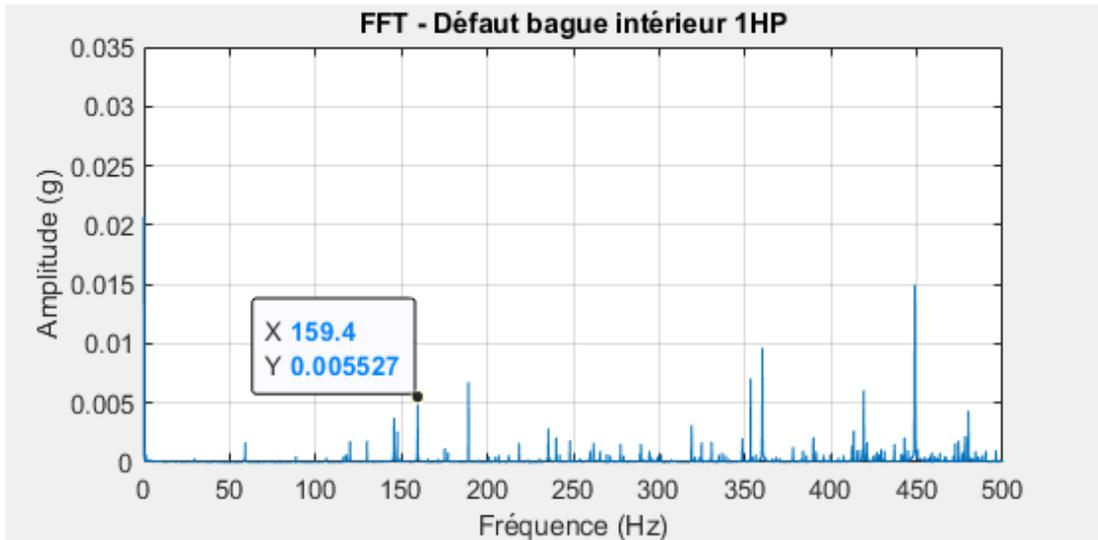


Figure 5. 17 : Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 1 HP

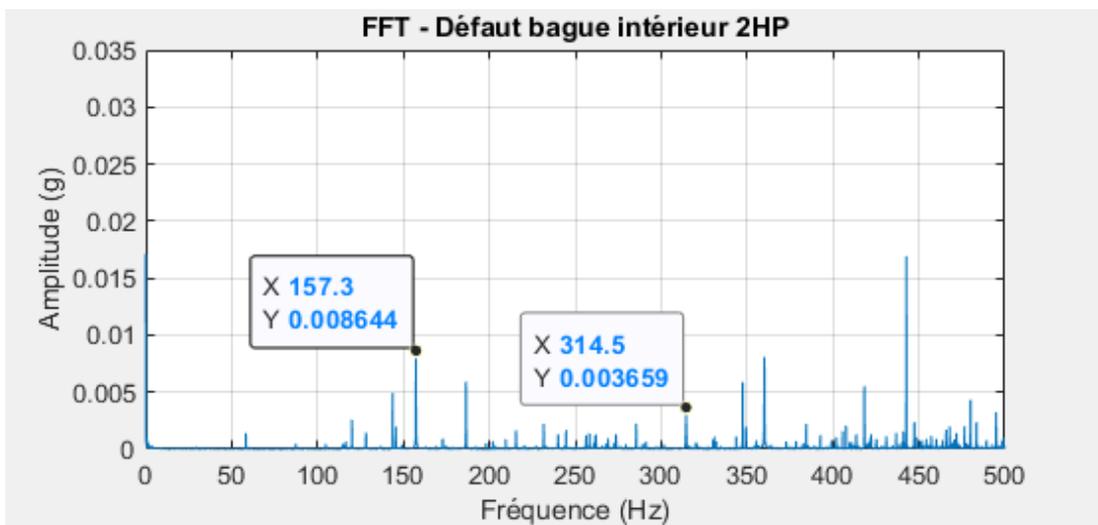


Figure 5. 18 : Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 2 HP

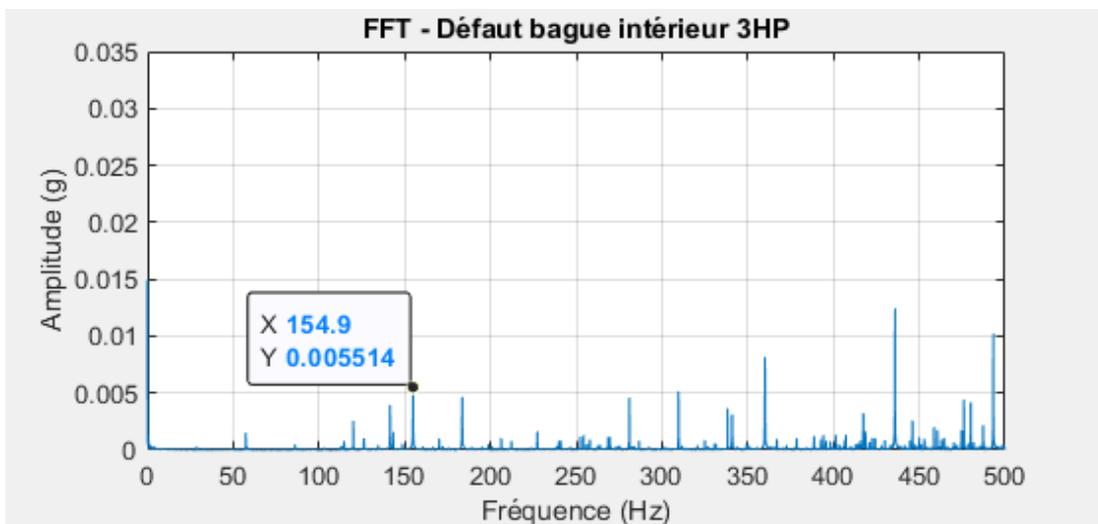


Figure 5. 19 : Spectre défaut bague intérieur : 0.007 inch - 3 HP

Et on présente sur le tableau suivant les fréquences caractéristiques expérimentales (réel) du défaut de bague intérieure. Obtenu à partir des graphes de FFT qu'on a trouvés sur les figures précédents et les fréquences théoriques.

**Tableau 5. 14** : Fréquences caractéristiques théoriques et expérimental du défaut de la bague intérieure.

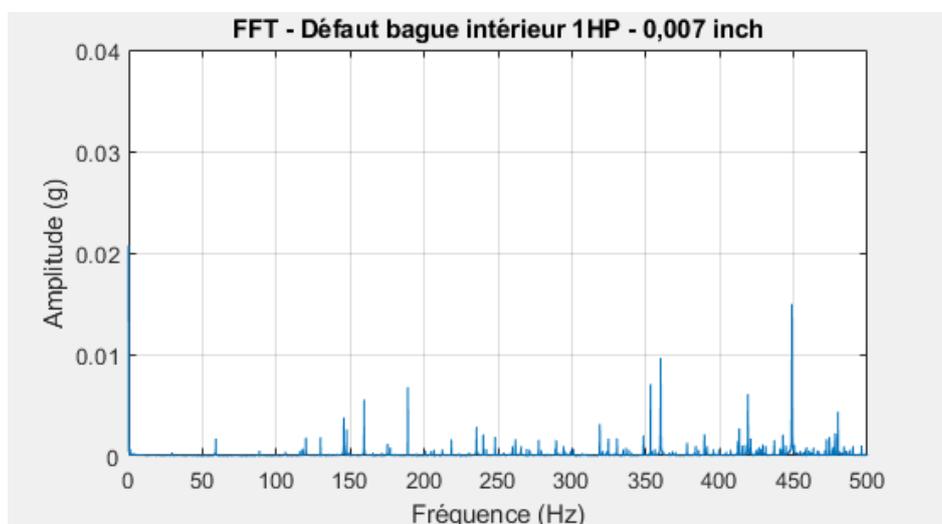
| fréquences de rotation Hz | 29.91 Hz<br>Pour 0 HP | 29.52 Hz<br>Pour 1 HP | 29.06 Hz<br>Pour 2 HP | 28.66 Hz<br>Pour 3 HP |
|---------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Théorique                 | 162,18                | 159,89                | 157,94                | 156,10                |
| Expérimentales            | 161,7                 | 159,4                 | 157,3                 | 154,9                 |

### 5.5.2.1.1. Interprétation :

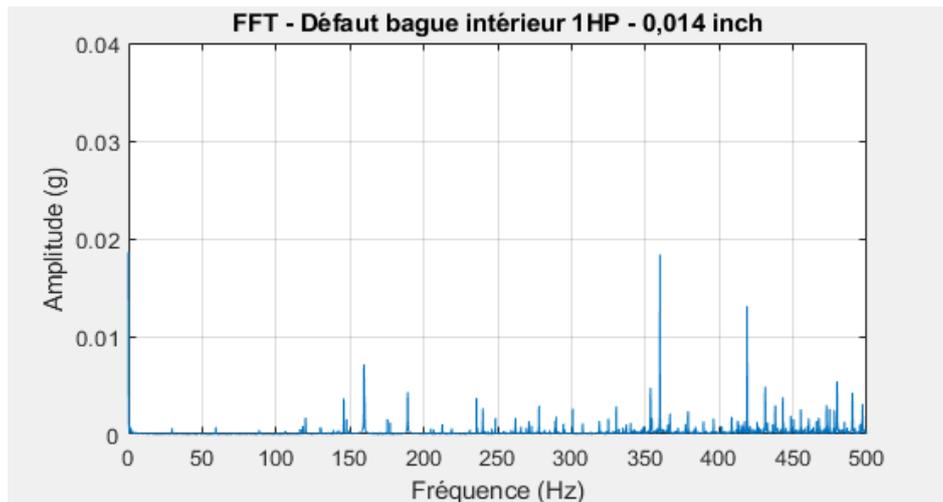
On montre l'apparition des pics correspondant à la fréquence de rotation, ce dernier change en fonction de la charge. Aussi des pics correspondant à **BPMI = 161,7 Hz** et **2×BPMI = 323,3 Hz** ce qui signifie que on est à la présence d'un défaut sur la bague intérieure. Il est aussi remarquable quelles effets de la charge sur les symptômes d'un défaut soient clairs. Il y a un changement dans l'amplitude des composants ainsi que leurs fréquences.

### 5.5.2.2. Influence du diamètre du défaut :

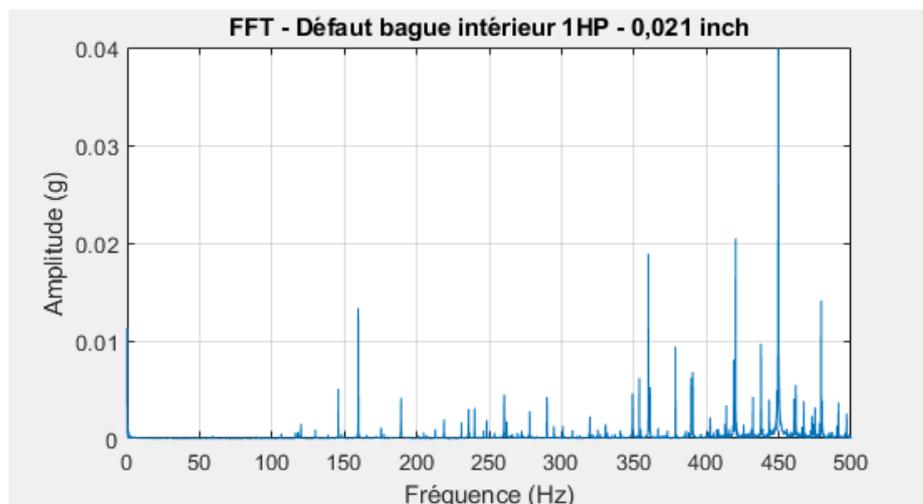
Pour voir l'influence du diamètre du défaut sur le diagnostic par la méthode spectrale, on présente sur les figures suivantes des spectres pour une charge de 0 HP avec des diamètres de défauts différentes (0.007 inch, 0.014 inch et 0.021 inch).



**Figure 5. 20** : Spectre défaut bague intérieur : 1HP – 0.007 inch.



**Figure 5. 21** : Spectre défaut bague intérieur : 1HP – 0.014 inch.



**Figure 5. 22** : Spectre défaut bague intérieur : 1HP -0. 021 inch.

### 5.5.2.2.1. Interprétation :

On constate que dans le cas d'une augmentation du diamètre du défaut que le spectre devient plus bruité que celle avec un diamètre de défaut moindre, ce qui masque des pics et des composantes dans le spectre et cela conduit à une interprétation difficile.

## 5.6. Conclusion :

D'après les résultats obtenus dans cette partie on conclue qu'avec les conditions de la charge variable, pas seulement les amplitudes des composants changent, mais aussi les fréquences de différentes composantes varient aussi. Dans le cas d'une augmentation du diamètre du défaut le spectre devient plus bruité que celle avec un diamètre de défaut moindre, ce qui masque des pics et des composantes dans le spectre et cela conduit à une difficulté dans l'interprétation.

## **Conclusion générale**

Dans le cadre de ce projet, on a analysé une banque de données international de l'université Case Western Reserve. En prenant différents configurations : roulements sains, défaut bague intérieur, influence de la charge, influence du diamètre du défaut.

L'analyse est faite à partir d'un modeste logiciel sous environnement MATLAB, et à partir des résultats, on tire les conclusions suivantes :

- Les indicateurs vibratoires changent d'une manière significative dans le cas de défaut par rapport au cas de roulements sains.
- On a remarqué que les valeurs des indicateurs vibratoires RMS et KURTOSIS dans le cas de présence du défaut ont dépassé les seuils d'alarme. Donc ils nous indiquent l'existence d'une ou de plusieurs anomalies, alors on passe à l'analyse spectrale pour diagnostiquer ces défauts.
- Les valeurs calculées des indicateurs montrent que l'indicateur RMS est le plus stable. On conclue que c'est l'indicateur le plus significatif. Ce qui est conforme avec la littérature.
- Le Cepstre apparait que les harmoniques des fréquences de rotation.
- La fréquence de rotation change en fonction de la charge. Il y a aussi un changement dans l'amplitude des composants ainsi que leurs fréquences.
- Dans le cas d'une augmentation du diamètre du défaut le spectre devient plus bruité que celle avec un diamètre de défaut ce qui masque des pics et des composantes dans le spectre et cela conduit à une interprétation difficile.
- Avec les conditions de la charge variable, pas seulement les amplitudes des composants changent, mais aussi les fréquences de différentes composantes varie aussi.
- En perspective il est souhaitable d'utiliser des méthodes plus poussées telles que : Paquet d'Enveloppe, Analyse d'Enveloppe, STFT, Intelligence Artificielle.

## **Références bibliographiques**

- [1] ATMANI, Youcef ; HEMMOUCHE, Larbi ; MESSLOUB, Ammar ; RECHAK, Saïd. Bearing fault diagnosis using GMM with Mel frequency cepstral coefficients [en ligne]. In : Archives of Acoustics. 2020, vol. 45, n°2, pp. 283–295. [Consulté le 27/08/2020]. Disponible sur : <https://acoustics.ippt.gov.pl/index.php/aa/article/view/2636>
- [2] AUGÉIX, David. Analyse Vibratoire Des Machines Tournantes [en ligne]. In : Technique de l'ingénieur. [Consulté le 20/04/2020]. Réf : BM5145V1. Disponible à l'adresse : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/environnement-securite-th5/vibrations-en-milieu-industriel-mesures-surveillance-et-contrôle-42424210/analyse-vibratoire-des-machines-tournantes-bm5145/>
- [3] BENKEDJOUH, Tarak ; RECHAK, Saïd. Intelligent prognostics based on empirical mode decomposition and extreme learning machine [en ligne]. In : IEEE Xplore. [Consulté le 25/08/2020]. Disponible à l'adresse : <https://ieeexplore.ieee.org/document/7804250>
- [4] BENKEDJOUH, Tarak ; RECHAK, Saïd ; ZERHOUNI, Noureddine. Deep Learning for Fault Diagnosis based on short-time Fourier transform [en ligne]. In : IEEE Xplore. [Consulté le 26/08/2020]. Disponible à l'adresse : <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8585444>
- [5] BENROKIA, Mohamed. Suivi sur site d'une cimenterie avec des relevés expérimentaux et analyse vibratoire [en ligne]. Projet de fin d'étude : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2011. [Consulté le 13/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [6] BOUCHERIT, Hamid. Analyse expérimentale et numérique des défauts des paliers à roulement par diagnostic des machines tournantes [en ligne]. Mémoire de Magister : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2007. [Consulté le 13/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [7] BOUFNAR, Mohamed. Eléments de maintenance préventive des machines tournantes par l'analyse de vibrations [en ligne]. Mémoire de Magister : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2006. [Consulté le 15/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [8] BOUFNAR, Mohamed. Approche comparative des techniques de détection et d'analyse en présence des défauts conjugués dans les machines tournantes [en ligne]. Thèse de Doctorat : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2016. [Consulté le 15/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [9] BOUFNAR, Mohamed ; RECHAK, Saïd. An enhanced technique for roller bearing defect detection using an impulse response wavelet based sparse code shrinkage de-noising algorithm [en ligne]. In : IEEE Xplore. [Consulté le 26/08/2020]. Disponible à l'adresse : <https://ieeexplore.ieee.org/document/6602400>

- [10] BOULENGER, Alain ; PACHAUD, Christian. Aide-mémoire Surveillance des machines par analyse des vibrations. Paris : Dunod, 2019, 322p. ISBN 978-2100-54-190-4
- [11] BOULENGER, Alain ; PACHAUD, Christian. Analyse Vibratoire en Maintenance : Surveillance et diagnostic des machines. 3e Edition. Paris : Dunod, 2013. 432p. ISBN 978-2100-59-695-9
- [12] BOUMAHDI, Mouloud. Développement d'un système expert pour le diagnostic des machines tournantes [en ligne]. Thèse de Doctorat : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2011. [Consulté le 13/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [13] BOUMAHDI, Mouloud ; COUSINARD, Olivier ; DRON, Jean-Paul ; RECHAK, Saïd. On the extraction of rules in the identification of bearing defects in rotating machinery using decision tree [en ligne]. In : ScienceDirect. [Consulté le 02/09/2020]. Disponible à l'adresse : <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0957417410000564>
- [14] HADJ SAID, Baba. Diagnostic des défauts des machines tournantes par l'analyse spectrale des vibrations [en ligne]. Mémoire de fin d'études : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2005. [Consulté le 15/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [15] HADJ SAID, Baba. Détection des défauts d'engrenage des machines tournantes par les méthodes d'analyse vibratoire et expérimentale [en ligne]. Mémoire de Magister : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2009. [Consulté le 15/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.
- [16] HENG, Jean. PRATIQUE DE LA MAINTENANCE PRÉVENTIVE. 4e Edition. Paris : Dunod, 2017. 416p. ISBN 978-2100-76-316-0
- [17] LANDOLSI, Foued. Techniques de surveillances [en ligne]. Tunisie : Institut supérieur des études technologiques de Nabeul, 2011, 97p. [Consulté le 26/06/2020]. Disponible sur : <[https://www.academia.edu/28866057/TECHNIQUES\\_DE\\_SURVEILLANCE\\_Elaboré\\_Mr\\_LANDOLSI\\_FOUED\\_Agrégé\\_de\\_génie\\_mécanique](https://www.academia.edu/28866057/TECHNIQUES_DE_SURVEILLANCE_Elaboré_Mr_LANDOLSI_FOUED_Agrégé_de_génie_mécanique)>
- [18] MEHDIA, Ghazlane. Techniques de Surveillance Des Machines Tournantes : Analyse vibratoire [en ligne]. Tunisie : Edition 01dB-METRAVIB, 2013. [Consulté le 15/06/2020]. Format PDF. Disponible à l'adresse : <https://fr.scribd.com/document/439031083/Techniques-de-Surveillance-Des-Machines-Tournantes-Tome-1-Analyse-Vibratoire> [accès par abonnement]
- [19] MEZIDI, Ahmed. Suivi sur site d'une unité de production d'électricité avec des relevés expérimentaux et analyse vibratoire [en ligne]. Projet de fin d'étude : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2011. [Consulté le 13/04/2020]. Disponible sur l'adresse de la bibliothèque de l'école.

[20] MOUMENE, Issam. Identification des défauts mixtes d'engrenage et de roulement par analyse vibratoire [en ligne]. Mémoire de Magister : Génie Mécanique. Guelma : Ecole Doctorale Nationale de Construction, 2010. [Consulté le 19/06/2020]. Disponible à l'adresse : <http://dspace.univ-guelma.dz:8080/xmlui/handle/123456789/350>

[21] NESSAH, Farid. Apport du KURTOSIS au diagnostic d'un réducteur à engrenages. Projet de fin d'étude : Génie Mécanique. Alger : Ecole Nationale Polytechnique, 2012, 67p.

# **Annexes**

## Annexe 1. Programme MATLAB pour le calcul de la FFT et le RMS

```

function []=funFFT(x,Fe)

%Temps d'échantionnage
Te=1/Fe;
N=length(x); %largeur
t=0:Te:(N-1)*Te; %Temps

%Le signal :
figure(1);
plot(t,x); %Tracer le signal
xlabel('Temps (s)');
ylabel('Amplitude (g)');
title('Signal temporel');
grid on;

% Le CEPSTRE :
c=rceps(x);
figure(2)
plot(t,c);
xlabel('Temps t');
ylabel('Amplitude dB');
title('Cepstre');

%Le spectre FFT :
f=(0:N/2-1)*Fe/N; %Vecteur des fréquences
FUR=fft(x,N); %Calcul de la FFT
FUR=FUR(1:floor(N/2)); %FFT et symétrique
FUR=FUR/N; %Normalisation de la FFT
FUR(2:end-1) = 2*FUR(2:end-1); %Reporter l'énergie
absFUR=abs(FUR); %la grandeur de FFT
figure(2);
plot(f,absFUR); %Tracer le spectre
xlabel('Fréquence (Hz)');
ylabel('Amplitude (g)');
title('FFT');
grid on;

%l'indicateur vibratoire RMS :
E = floor(N/Fe); % Nombre d'étapes
tRMS = zeros(E,1); % Axe de temps
xRMS = zeros(E,1); % Les valeurs du RMS
for i=1:E
    range = ((i-1)*Fe+1):(i*Fe);
    tRMS(i) = mean(t(range));
    xRMS(i) = sqrt(mean(x(range).^2));
end
figure(3)
plot(tRMS,xRMS) %Tracer RMS en fonciton du temps
xlabel('Temps (s)');
ylabel('Valeur du RMS');
title('RMS');
grid on;

end

```

## Annexe 2. La base de donnée du défaut bague intérieur et les caractéristique du roulement utilisé.

**Tableau A.1** – Fichiers de données 48K Drive End Bearing Fault Data

| <b>Diamètre du défaut de la bague intérieure</b> | <b>Vitesse de rotation [tr/min]</b> | <b>N° du fichier de relevés vibratoires</b> |
|--|-------------------------------------|---|
| <b>0.007 inch</b>                                | 1797 - 0 HP                         | 109DE                                       |
|  | 1772 - 1 HP                         | 110DE                                       |
|  | 1750 - 2 HP                         | 111DE                                       |
|  | 1730 - 3 HP                         | 112DE                                       |
| <b>0.014 inch</b>                                | 1797 - 0 HP                         | 174DE                                       |
|  | 1772 - 1 HP                         | 175DE                                       |
|  | 1750 - 2 HP                         | 176DE                                       |
|  | 1730 - 3 HP                         | 177DE                                       |
| <b>0.021 inch</b>                                | 1797 - 0 HP                         | 213DE                                       |
|  | 1772 - 1 HP                         | 214DE                                       |
|  | 1750 - 2 HP                         | 215DE                                       |
|  | 1730 - 3 HP                         | 217DE                                       |

**Tableau A.2** – Caractéristiques géométriques du roulement **6203-2RS JEM SKF**

| <b>Diamètre intérieur : d (mm)</b> | <b>Diamètre extérieur : D (mm)</b> | <b>Épaisseur : B (mm)</b> | <b>Diamètre de bille : Db (mm)</b> | <b>Diamètre moyen : Dm (mm)</b> | <b>Nombre de billes : n</b> | <b>Angle de contact (°)</b> |
|------------------------------------|------------------------------------|---------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 25                                 | 52                                 | 15                        | 7,825                              | 38,5                            | 9                           | 0                           |

### Annexe 3. Reconnaissance de principales anomalies des machines tournantes

Tableau A.3 – Principaux défauts des machines tournantes. [7]

| Type d'anomalie              | Vibration   |                   | Remarques   |
|------------------------------|---|-------------------|---|
|                              | Fréquence   | Direction         |   |
| Tourbillon d'huile           | De 0,42 à 0,48 x Fr   | Radiale           | Uniquement sur paliers lisses<br>Hydrodynamiques à grande vitesse                                 |
| Balourd                      | 1,2,3, xFr  | Radiale           | Amplitude proportionnelle à la vitesse de Rotation  |
| Défaut de fixation           | 1,2,3,4 xFr   | Radiale           |   |
| Défaut d'alignement          | 2xFr  | Axiale et radiale | Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire |
| Excitation électrique        | 1,2,3,4 x50 Hz  | Axiale et radiale | Disparaît dès la coupure de l'alimentation  |
| Vitesse critique de rotation | Fréquence critique de rotor   | Radiale           | Apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite   |
| Courroie en mauvais état     | 1,2,3,4 x Fp  | Radiale           |   |
| Engrenages endommagés        | Fréquence d'engrènement F :<br>$F_e = N \text{ dent} \times Fr \text{ d'arbre}$ | Radiale + axiale  | Bande latérale autour de la fréquence d'engrènement   |
| Faux rond pignon             | $F \pm Fr \text{ pignon}$   | Radiale + axiale  | Bandes latérale autours la fréquence d'engrènements dus aux faux-ronds                            |
| Excitation hydrodynamique    | Fréquence de passage des aubes  | Radiale et axiale |   |
| Détérioration de roulement   | Hautes fréquences   | Radiale et axiale | Ondes de chocs aux caillages aide possible par «détection d'enveloppe »                           |

**Fr** : Fréquence de rotation.

**Fp** : Fréquence de passage de la courroie.

**Fe** : Fréquence d'engrènement.

**N** : Nombre de dents de l'engrenage.