

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Laboratoire de Génie Mécanique et de Développement

Mémoire de master

Pour l'obtention du diplôme de Master en Mécanique du Solide

***LE DIAGNOSTIC DE LA RUPTURE D'ARBRE D'UNE
MACHINE TOURNANTE A LA STATION DE CAP-DJINET PAR
LES METHODES TEMPORELLES***

Réalisé par :

MEHERHERA Abdelghafour

Sous la direction de :

Pr. RECHAK Saïd

Présenté et soutenu publiquement le : 28/06/2016

Composition du Jury :

Président :	Yacine BELKACEMI	Dr. Enseignant Chercheur, ENP, Alger
Promoteur :	Saïd RECHAK	Professeur, ENP, Alger
Examineur :	Hacène BELHANECHÉ	Docteur, ENP, Alger

ENP 2016

ملخص

مشاكل الاهتزاز في مختلف الآلات يمكن أن يكون محبطا للغاية ويؤدي إلى انخفاض كبير في الموثوقية، لذلك يجب إجراء تشخيص بهدف تحديد دقيق لطبيعة الوضع الشاذ وإذا أمكن لتحديد شدة. إذ قمنا في هذا المشروع بدراسة العديد من الطرق التشخيصية للكشف عن أخطاء في الآلات الدوارة من أجل تقييم كفاءة طريقة استخراج المؤشرات العددية المسببة لهذه الأوضاع الشاذة. لذلك قمنا بإجراء دراسة شاملة بهدف إثراء معرفتنا حول طرق تشخيص مختلف الأوضاع، أما الجزء الأخير فهو عبارة عن تحليل تجريبي على قضية المضخة من النوع WE في محطة إنتاج الكهرباء -CAP.

DJINET

الكلمات الدالة: عيب، انكسار العمود، مضخات عمودية، عناصر محدودة، تحليل الاهتزازات، التردد، الموجات، طيف.

Abstract

Machinery vibration problems can be very frustrating and lead to a considerable decrease in reliability, a diagnosis must be performed to accurately identify the nature of the anomaly and if possible to specify the its severity. Several diagnostic methods were studied for early detection of faults in rotating machinery. This project evaluates the efficiency of the scalar indicators extraction method and specifies its limitations. A thorough study is first performed, a bibliography study which aim to enrich our knowledge about the diagnosis and the methods that exist, a third part is experimental analysis on the case WE pump CAP-Djinet station.

Keywords: Failure, shaft failure, vertical pump, finite element, modal analysis, frequency, distorted, vibration analysis, signals, spectra.

Résumé

Les problèmes de vibration des machines peuvent s'avérer très frustrants et mener à une diminution considérable de fiabilité, le diagnostic doit être effectuée a pour but d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en préciser la gravité. Plusieurs méthodes de diagnostic ont été étudiées pour la détection précoce des défauts dans les machines tournantes. Ce projet évalue l'efficacité de la méthode d'extraction des indicateurs scalaires et précise ses limitations d'un part. Une étude approfondie est en premier effectuée, une étude bibliographie a pour but d'enrichir nos connaissances sur le diagnostic et les différentes méthodes existant, une troisième partie est consacré à l'analyse expérimentale sur le cas la pompe WE de la station de CAP-DJINET.

Mots-clés : Défaut, rupture d'arbre, pompe verticale, éléments finis, analyse modale, fréquences, déformées, analyse vibratoire, signaux, spectres.

Remerciements

J'adresse mes remerciements à Mr. Saïd Rechak pour leur encadrement et son soutien tout au long de ce travail.

Je remercie encore l'ensemble des professeurs et enseignants de département Génie mécanique de l'école nationale polytechnique. Qui m'ont accompagné durant 3 années et m'ont construit scientifiquement et personnellement pour arriver à cet instant prêt à conquérir le monde à l'extérieur de l'université.

Je n'oublie pas à remercier les membres du jury,

Dr. Hacène BELHACHEM

et

Dr. Yacine BELKACEM.

Enfin, je veux profiter de cette chance pour remercier mes parents et tous qui sont chères qui m'ont suivi ces années et ont partagé avec moi le succès et l'échec.

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : four à induction.....	8
Figure 2 : Pompe à piston.....	11
Figure 3 : Machine de résonance magnétique nucléaire.....	11
Figure 4 : L'écoulement du prétraitement RAW et TSA pour l'extraction des caractéristiques.....	20
Figure 5 : la pompe WE.....	21
Figure 6 : La méthodologie utilisée pour la détection d'un défaut de roulement.....	22
Figure 7 : La transformée de Fourier des différentes signaux vibratoires sans et avec différents types de défauts.....	23
Figure 8 : la transformée de fourrier des différentes signaux vibratoires filtrée sans et avec différents types de défauts.....	23

LISTE DES TABLEAUX

- <u>TAB 1</u> : La géométrie du roulement (en inches).....	22
- <u>TAB 2</u> : Fréquences de défaut (multiple la fréquence de l'axe en Hz).....	22
- <u>TAB 3</u> : Les valeurs Kurtosis et facteur de crête des signaux relatifs à des roulements dans les premières phases de défaillance défaut de diamètre 0.0007 inches.	24
- <u>TAB 4</u> : Les valeurs Kurtosis et facteur de crête des signaux relatifs à des roulements dans la phase intermédiaire d'une défaillance de diamètre 0.0014 inches.	25
- <u>TAB 5</u> : Evolution des indicateurs scalaires avec le diamètre du défaut bague interne.	26
- <u>TAB 6</u> : Evolution des indicateurs scalaires avec le diamètre du défaut bague externe.	26

Table des matières

Dédicaces	
Remerciements	
LISTE DES FIGURES	
LISTE DES TABLEAUX	
INTRODUCTION.....	7
1. ETUDE APPROFONDIE	8
2. LE DIAGNOSTIC.....	13
2.1. Définition.....	13
2.2. Les différentes étapes de diagnostic	13
3. Technique d'analyse et méthode de diagnostic dans les machines tournantes	15
3.1. Méthodes classiques de diagnostic (stationnaires, non paramétriques).....	16
3.1.1. Analyse par la transformée de Fourier (FFT)	16
3.1.2. Méthodes complémentaires.....	16
4. Détection des défauts dans les machines tournantes par Extraction d'indicateurs Scalaires	19
4.1. Principe.....	19
4.2. Les indicateurs scalaires	20
4.2.1. La valeur efficace (RMS).....	20
4.2.2. Le Facteur d'aplatissement (Kurtosis)	20
4.2.3. Le facteur de crête (Crest Factor)	21
5. Etude expérimentale.....	21
5.1. La pompe WE.....	21
5.2. Détection d'un défaut	22
5.3. Résultats expérimentaux.....	24
5.3.1. Evolution des indicateurs en fonction du type du défaut	24
5.3.2. Évolution des indicateurs en fonction de la phase du défaut	26
6. Conclusion.....	27

Bibliographie

ANNEXE

INTRODUCTION

Les problèmes de vibration des machines peuvent s'avérer dangereux et mener à une diminution considérable de fiabilité. L'élimination ou la diminution des temps d'arrêt dans les processus d'opération et de fabrication se veut impérative. Si un problème survient, son origine est rapidement identifiée et un correctif est apporté. Par des bonnes connaissances et des méthodes de diagnostic appropriées, il est normalement possible de mettre rapidement le doigt sur la cause des vibrations. Une mauvaise compréhension des origines du problème aboutit trop souvent à des conclusions erronées. On se retrouve alors à tenter de solutionner un problème mal diagnostiqué, une démarche couteuse en temps et en argent. En effectuant une bonne cueillette d'informations et à l'aide de techniques d'analyse efficaces, les véritables sources d'un problème de vibrations peuvent être identifiées. Un tel problème peut provenir d'un point ci-dessous, sans y être limité :

- Déséquilibre mécanique : moteurs, etc.
- Déséquilibre électrique.
- Effets mécaniques : jeu, frottement, roulements, etc.
- Effets extérieurs : base, équipement entraîné, désalignement, etc.
- Résonance, vitesses critiques, contact critique, etc.

Dans les plans de maintenance des équipements, les mesures de vibrations faites régulièrement sur les machines en fonctionnement servent à détecter les changements d'états de ces machines. Une alarme sur une défaillance sera obtenue plutôt si les mesures sont réalisées sous forme d'analyse de fréquence pour déterminer la nature des défauts qui apparaissent en même temps. D'où l'obligation de connaître la machine et ses caractéristiques et les outils mathématiques indispensables à l'analyse.

Ce projet présente une méthode traditionnelle de diagnostic par extraction des indicateurs scalaires.

Dans la première partie de ce travail, on commence par une étude approfondie, dans laquelle nous résumons quelques pannes et problèmes liés aux vibrations rencontrées dans l'industrie, et les méthodes utilisées pour la détection des causes, et les recommandations proposées, en reposant sur l'analyse vibratoire, et le traitement de signal. Afin d'atteindre cet objectif, on récapitule les étapes suivies pour faire un diagnostic basé sur l'extraction des indicateurs scalaires et les éléments de base du traitement de signal appliqués à l'analyse des signaux vibratoires. Dans ce qui suit, des résultats expérimentaux dus aux défauts des roulements ont été figurés et interprétés avant d'obtenir une conclusion qui évalue l'efficacité et les limitations de l'utilisation de cette méthode pour le diagnostic des roulements.

1. ETUDE APPROFONDIE

Cette série des cas illustre pourquoi un spécialiste de la vibration a besoin de comprendre comment fonctionnent les machines autant qu'il a besoin de comprendre l'instrumentation complexe utilisée pour faire le diagnostic. Chaque cas en elle-même pourrait être un article, mais de montrer la diversité des problèmes qui peuvent être rencontrés, ils ont été condensés comme autant que possible. Des histoires de cas sont représentées ci-dessous.

➤ Cas N°1 : VIBRATION DE LA BANDE EN ACIER D'UN FOUR [7].

Un four à induction dans un broyeur en acier a été utilisé pour chauffer et diffuser des bandes d'acier galvanisé. Pendant le processus d'induction, une haute fréquence rayonnerait à partir de la plaque d'acier. des rayures verticales apparaissent également sur le placage.

Une analyse **FFT** a été établie pour déterminer la fréquence du son ainsi que la vibration sur le four et le courant étant fourni aux bobines d'induction. La fréquence détectée dans les trois cas était à *725 cycles / seconde*.

Cette fréquence correspond à la fréquence de fonctionnement du four à induction. Pour déterminer si un changement de fréquence aurait un effet sur le problème de la fréquence du four a été augmenté à 9000 Hz. Les bandes ne disparaissent pas à la fréquence supérieure, mais simplement rapprochés.

Il a été déterminé que le four à induction était excité par des fréquences naturelles de la plaque, créant des ondes stationnaires, il en résulte des bandes formées en tant que matériau coulé à galvaniser sur les nœuds. Étant donné que la plaque mince avait plusieurs fréquences naturelles au sein de la plage normale de fonctionnement du four, l'évolution d'une fréquence à une autre n'a pas aidé. L'augmentation de la fréquence a fait des bandes plus rapprochées, et la diminution de la fréquence a fait espacés ces derniers.

Pour résoudre le problème, le circuit de commande du four à induction a été conçu pour faire varier en continu sa fréquence plusieurs fois par seconde. Ce changement rapide des fréquences ne permettait pas à la plaque de verrouiller sur une fréquence particulière. Lorsque cette modification a été faite, le problème de traçage a été éliminé.

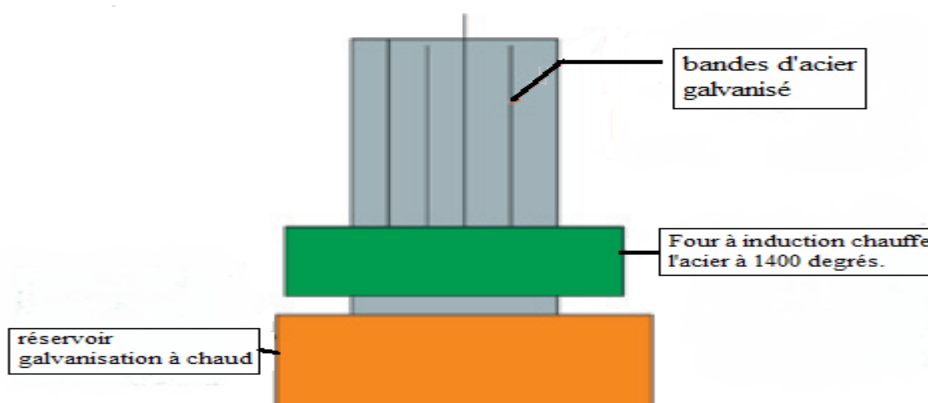


Figure 1 : four à induction.

➤ **Cas N°2 : VIBRATION DE MICROSCOPE DANS LA CHAMBRE DE MICROCHIRURGIE [7].**

Les chirurgiens ont utilisé un microscope spécial monté sur le plafond de la salle d'opération au cours des opérations de microchirurgie qui a impliqué la replantation des doigts et les orteils coupés. Le chef des chirurgiens se plaignait que l'image était nerveuse et qu'il était très fatigant pour fonctionner dans ces conditions, en particulier lorsque le champ a été fixé pour son grossissement maximum.

Le champ d'application a été fixée à son plus grand grossissement, et le matériau imprimé a été placé sur la table d'opération. Des vibrations étaient nettement perceptibles, tout comme le chirurgien avait indiqué. Les spectres de vibration ont été prises à la fois sur la table et le microscope. Les niveaux sur la table étaient très faibles à travers le spectre. Cependant, les niveaux au microscope étaient significatifs. Une vue des spectres de vibration a révélé que les pics étaient présents à 225 CPM et 435 CPM. Pour trouver la source de la vibration, les niveaux ont été mesurés sur le dessus de l'isolateur de vibrations du microscope et de l'acier de charpente supportant l'isolateur. On a découvert que les niveaux de l'isolateur sont sept fois plus élevés que sur le support en acier.

Cela signifie qu'au lieu d'isoler le microscope, les isolateurs ont amplifiés les vibrations présentes sur la poutre en I. Pour déterminer la cause de l'amplification, un test d'impact a été réalisée sur le microscope pour déterminer ses fréquences naturelles. Il a été constaté que les fréquences naturelles du champ d'application de son système d'isolation correspondaient à la vibration qui était présent sur la poutre en I.

Les isolateurs remplissent leur fonction d'isolement en créant un système avec une fréquence naturelle accordé beaucoup plus faible que la fréquence perturbatrice attendu. Cela crée à son tour un filtre passe-bas mécanique, qui ne passera pas les fréquences plus élevées. Cependant, un problème peut se produire si une fréquence basse est présente à proximité de la fréquence de faible écoute naturelle du système isolé. Au lieu d'isoler la fréquence, donc les niveaux seront réellement amplifiés pas ces isolateurs.

La solution dans ce cas est de mettre les isolateurs à terre, ce qui donnait des niveaux acceptables. Les fréquences qui étaient présents étaient dus à des isolateurs sur les ventilateurs au-dessus de la salle étant accordés sur les mêmes fréquences que le microscope. Le débit d'excitation dans les ventilateurs a excité avec ces fréquences naturelles des fans isolées qui ont été transmises à travers l'acier de la structure et amplifiés par les isolateurs de microscope.

➤ **Cas N°3 : VIBRATIONS DE TORSION SUR LA POMPE A PISTON [7].**

Vibration de torsion excessive de la pompe à eau tournant à 66 RPM entraînée par une boîte de vitesses et la réduction de la ceinture était ramassée au carter d'engrenage.

Le test de torsion est généralement réalisé en utilisant une ou l'autre des deux méthodes suivantes. La première est l'utilisation d'une jauge de contrainte pour mesurer la tension de torsion alternative. La deuxième méthode consiste à mesurer la variation de la fréquence de passage des dents d'engrenage équidistants ou des repères équidistants. La variation de la

fréquence de passage des marques équidistantes sur un arbre est une indication de la variation de la vitesse angulaire correspondante. Ces données peuvent donc être intégrées pour produire un déplacement angulaire.

Deux tests ont été proposés pour mesurer le déplacement angulaire et le couple de torsion sur l'arbre, Pour ce test, à la fois la jauge de déformation et les techniques de marquage de référence également espacées ont été utilisés de telle sorte que la comparaison entre les deux méthodes pourrait être faite. Une jauge de contrainte a été montée sur l'arbre d'entraînement entre le carter d'engrenage et la courroie d'entraînement de la pompe à piston. Un émetteur FM et une batterie sont également montés sur l'arbre d'entraînement pour transmettre l'information de contrainte.

Cette configuration a été calibrée en plaçant une extrémité de l'arbre d'entraînement dans un étau et en appliquant un couple de 135,58 Nm de couple à l'autre extrémité. La sortie du démodulateur est mesurée à l'aide d'un voltmètre. La constante d'étalonnage à partir de ce test est ensuite entrée dans un analyseur FFT. Un dispositif de cellule photoélectrique a ensuite été monté pour ramasser le train d'impulsions des bandes réfléchissantes. La sortie de la cellule photoélectrique est ensuite entrée à une torsion démodulateur intégrateur qui produit un signal de sortie de 200 mV/pic de degré maximal.

Avec cette combinaison, il est donc possible de mesurer le couple étant renvoyé au d'engrenage de la pompe et la quantité de déplacement angulaire a produit. Lorsque la pompe fonctionnait en régime de faible pression notable, en registre 1,5 ° de distraction angulaire présente au niveau du moyeu de carter d'engrenage à 66 cycles / minute, les valeurs ci-dessus ont également augmenté. Lorsque la pression de sortie de la pompe est de $1,241 \cdot 10^6$ Pa, la vibration de torsion est montée 8,79 ° et le couple alternatif à 166,76 Nm, à la fois à la vitesse de rotation de la pompe de 66 cycles / minute.

Ces données ont montré que les pics de couple alterné de la pompe étaient trop élevés. Pour résoudre ce problème, un volant d'inertie a été ajouté pour niveler les pics de couple en absorbant l'énergie pendant une moitié du cycle et le renvoyer au système de l'autre demi-cycle.

Les valeurs de couple en alternance ont été réduites d'un facteur trois en ajoutant le volant d'inertie. Ce problème montre comment deux techniques différentes ont conduit à la même conclusion. La méthode d'essai utilisée dépendra de ce que l'enquêteur a besoin de savoir, l'équipement d'essai disponible et l'accessibilité de la machine à tester. Une autre note intéressante est que lorsque la cohérence a été mesurée entre les deux signaux avec un analyseur à double canal, le niveau était de 0,98. Ceci indique une corrélation directe entre le couple alternatif sur l'arbre d'entraînement et le déplacement sur le boîtier moyeu d'engrenage qui serait attendue.

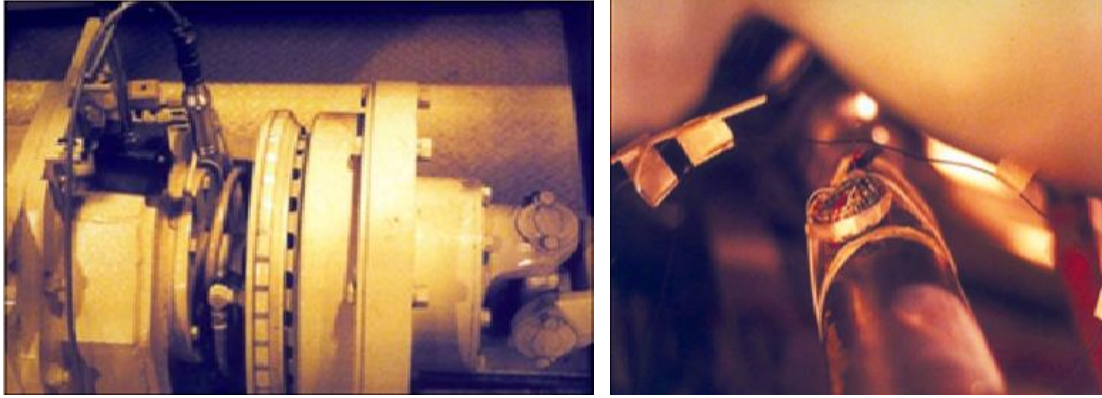


Figure 2 : Pompe à piston.

➤ **Cas N°4 : VIBRATION D'UNE MACHINE DE RESONANCE MAGNETIQUE NUCLEAIRE [7].**

À la suite du mouvement d'un instrument de résonance magnétique nucléaire (RMN) servant à tester des échantillons chimiques à partir d'un second emplacement au sol à une chambre au troisième étage, l'appareil donne des mauvais résultats. Un technicien d'essai remarque que y a un fonctionne non correcte dans l'unité. Un dysfonctionnement dans l'unité.

Une signature prise à la sonde de l'unité RMN dans le nouvel emplacement, a montré un niveau de 8,190 micro g à une fréquence de 26 Hz. Le sol à côté de l'unité RMN avait un niveau à la même fréquence de 1.550 micro g. Les lectures signifient que la vibration de l'appareil RMN était 5,2 fois plus élevée que le niveau mesuré sur le sol à la fréquence de 26 Hz de la vibration. Pour déterminer la cause de l'amplification, un contrôle de la résonance a été réalisé. Le sol a été affecté et la réponse a été mesurée sur le détecteur de l'unité RMN. La fonction de transfert a clairement montré un pic à 26 Hz, ce qui indique que l'unité était de résonance à la fréquence présente sur le sol.

Il a été conclu que les ventilateurs dans une salle de CVC près du nouvel emplacement du troisième étage fournissaient la fonction de forçage 26 Hz. La condition de résonance a amplifié considérablement la vibration qui était présent. Il a été recommandé que l'unité RMN être installé sur des isolateurs avec un rendement de 95% dans l'atténuation de la vibration de 26 Hz. La réduction de 95% a donné lieu à des niveaux inférieurs à ceux de l'unité avait été exposé à son emplacement d'origine, où il avait fonctionné de manière satisfaisante. Après l'installation des isolateurs, l'unité RMN bien performé.



Figure 3 : Machine de résonance magnétique nucléaire.

➤ **Cas N°5 : VIBRATION INDUITE PAR LE SON [7].**

Après l'installation d'un convoyeur rotatif de coulée dans une fonderie, les fenêtres de la salle de contrôle de la fonderie ont connu des niveaux élevés de vibrations. Un tracé de la vibration mesurée sur ces fenêtres, a montré un taux de 39,2 millièmes de pouce près du centre de l'une des fenêtres. Une fréquence de 885 cycles/minute était prédominante dans le spectre. La vibration 885 CPM sur les fenêtres a également été trouvée pour être présente sur les murs de tous les bureaux de la fonderie. Cette fréquence correspond à la fréquence de vibration d'un grand transporteur rotatif de coulée. Cependant, des mesures de vibration à côté du convoyeur sont faibles. Le convoyeur est monté sur des ressorts et également équipé avec des absorbeurs dynamiques, qui ont été, compte tenu des faibles niveaux observés sur le sol à côté du convoyeur.

Un autre test consistait à prendre des mesures avec un microphone. La sortie du microphone a été analysée sur un analyseur FFT et on a constaté que le niveau sonore à 885 CPM (14,75 Hz) était de plus de 100 dB. Comme c'était en dessous de la gamme de l'audition normale pour les humains, toutefois, il pourrait se faire sentir, et une feuille de papier tenue en face du convoyeur se déplacer sensiblement.

Le test final consiste à vérifier la résonance sur la fenêtre. Un tracé de la réponse de l'une des fenêtres de la salle de contrôle a montré que la fréquence naturelle de la fenêtre était très proche de la fréquence des ondes de pression qui sont émises par le convoyeur de coulée rotative. Cependant, la voie de transmission est dans l'air plutôt que par la structure. Les fenêtres étant de résonance proche de la fréquence de fonctionnement du convoyeur sont amplifient encore le problème.

Il a été recommandé que les fenêtres sont munies de croisillons pour déplacer leurs fréquences naturelles loin de la fréquence de fonctionnement du convoyeur et en ce qu'un boîtier insonorisant avec des rideaux de masse mous également être construit autour du convoyeur.

2. LE DIAGNOSTIC

2.1. Définition

Le dépistage a pour objectif de mettre en évidence l'existence d'une anomalie à un stade précoce et de suivre son évolution. Le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de l'anomalie et si possible d'en préciser la gravité.

La démarche du diagnostic est donc fondamentalement différente de celle du dépistage. Elle ne repose pas sur le choix préalable d'un indicateur ou d'un ensemble d'indicateurs dont on va surveiller l'évolution dans le temps, mais sur une analyse systématique du signal vibratoire, tant dans sa forme spectrale que temporelle, pour rechercher la réponse d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée. Cette analyse systématique s'effectue selon une méthodologie rigoureuse et fait appel à des techniques de traitement du signal beaucoup plus complexes que celles généralement mises en œuvre dans le cadre de surveillance " traditionnelle " par dépistage [1].

Les méthodes de diagnostic employées dans les systèmes de diagnostic de premières générations étaient très restreintes dans leurs capacités. Ainsi, des logiciels ont été développés en tant que systèmes experts qui ont aidé l'opérateur à expliquer les résultats des mesures faites dans le but d'optimiser l'accumulation supplémentaire des données et du choix du diagnostic le plus probable à partir de beaucoup de cas suggérés par le système expert.

Les résultats finaux, comme d'habitude, étaient incertains et la qualité du diagnostic a été définie par le niveau de qualification de l'opérateur, des capacités de l'instrumentation de mesure, et de la quantité de travail nécessaire pour obtenir des informations additionnelles.

2.2. Les différentes étapes de diagnostic

Les différentes étapes de diagnostic sont :

- Etude approfondie de la cinématique de l'installation et établissement de sa fiche cinématique.
- Connaitre les composantes cinématiques de base sur lesquelles des traitements spécifiques seront effectués.
- Déterminer les plages d'analyse et les résolutions nécessaires à la mise en évidence de l'ensemble des phénomènes vibratoires susceptibles d'affecter l'installation considérée.

On calcule, par exemple, les fréquences de rotations de toutes les lignes d'arbre, les fréquences de passage d'encoches, d'aubes, les fréquences de défauts de roulement.

Les étapes du diagnostic d'une machine tournante :

- **Prise de mesure**

Elle est effectuée systématiquement sur chaque palier selon deux ou trois directions orthogonales en fonction des conditions d'accessibilité. Les conditions d'exploitations sont scrupuleusement notées : vitesse de machine, charge, débit, puissance du moteur et température.

- **Recherche du phénomène de modulation**

La recherche de l'existence du phénomène de modulation, autour de chaque composante cinématique de base (fréquence de rotation, d'engrènement, d'engrènes d'ailettes,) est systématique, Elle met en œuvre des techniques de traitement de signal appropriées : zoom, cepstre, démodulation d'amplitude/fréquence/phase, ...

- **Recherche de chocs**

La recherche de l'existence de chocs à caractère aléatoire ou périodique est systématique.

- **Détermination des fréquences de répétitions**

Elle est systématique et met en œuvre des techniques appropriées : cepstre et démodulation des principaux modes de résonance de structure.

- **Identification de l'origine cinématique des chocs et des phénomènes de modulation.**

- **Détermination des déphasages relatifs**

Si l'importance des amplitudes le justifie, on détermine les déphasages relatifs entre les composantes de la fréquence de rotation issues des mesures prises selon 2 directions orthogonales sur un même palier, ou des mesures prises selon une même direction sur 2 paliers consécutifs de la ligne d'arbre.

- **Analyse du mouvement de la ligne d'arbre** : (sur paliers fluides).

Si nécessaire, on procède à l'analyse du mouvement relatif de la ligne d'arbres, et / ou de ses paliers avec visualisation de la déformée et, pour chaque palier, la visualisation de l'orbite du mouvement dans un plan radial de l'arbre ou du palier.

- **Identification des anomalies**

Elle se fait à partir de la connaissance des images vibratoire des défauts, de l'historique des défaillances de l'installation et des conditions d'exploitation.

Remarque :

L'association défaut image vibratoire n'est pas une application bijective : un même défaut peut induire des images vibratoires différentes. Une image vibratoire, peut correspondre aux plusieurs défauts de nature différente. Il est donc indispensable de formuler une hypothèse et de la valider après vérification qu'aucune image vibratoire ou aucun résultat ne vient la contredire.

Le cas échéant, une autre hypothèse doit être formulée et, ainsi de suite, jusqu'à l'obtention de la bonne solution. La validation d'une hypothèse nécessite parfois de procéder à une nouvelle série d'analyse en faisant varier certaines conditions de fonctionnement (vitesse, température, charge ...) Dans certains cas, une analyse modale Fiabilité du diagnostic Disparité des données de référence :

Ces techniques d'investigation sont récentes et pendant de nombreuses années, en raison de leur coût de mise en œuvre, elles n'ont été utilisées que sur un nombre restreint d'installations de l'industrie lourde (par exemple, production d'énergie, pétrochimie, ...). Tous les symptômes, toutes les images vibratoires de tous les défauts susceptibles d'affecter une machine ne sont pas encore connus.

- **Disparité du matériel d'analyse**

Le matériel utilisé pour le traitement des signaux présente de grandes disparités tant dans les performances de base (dynamique, résolution...) que dans les techniques de traitement du signal (cepstre, kurtosis, démodulation d'amplitude et de fréquence, Or la fiabilité de diagnostic repose sur un traitement approfondi du signal.

- a. 3. Technique d'analyse et méthode de diagnostic dans les machines tournantes

Les techniques de diagnostic et d'analyse de défauts de machines tournantes connaissent un intérêt sans cesse croissant et un essor très important. On peut évoquer deux raisons :

- Les besoins industriels liés au contexte très concurrentiel qui exige une diminution des coûts de fabrication, une disponibilité accrue de l'outil de production, la maîtrise de la qualité de fabrication, le respect des normes.
- Le développement des moyens électroniques, informatiques, qui facilite l'utilisation de l'implantation de méthodes plus complexes mais plus performantes.

Ces besoins ont ainsi généré des études et des recherches dans des domaines technologiques et scientifiques variés mais complémentaires ; on peut citer : l'automatique, le traitement du signal, la modélisation des phénomènes physiques, la reconnaissance de formes.

Les machines tournantes figurent en bonne place dans ces préoccupations et touchent tous les secteurs industriels. Elles ont fait l'objet de nombreuses études, applications et développement spécifiques. La surveillance des machines tournantes permet :

- La détection et le diagnostic de défauts en fonctionnement pour éviter les dégradations importantes.
- Le diagnostic de défauts de fabrication lors du contrôle de qualité en production.
- L'analyse fine d'un comportement de machines (vibratoire et acoustique) en vue d'agir sur leur conception (recalage de modèles, réduction du bruit et des vibrations).

Les méthodes d'analyses et de diagnostic utilisent essentiellement l'analyse vibratoire grâce à sa facilité de mise en œuvre et sa capacité à « expliquer » les phénomènes dynamiques. Dans le contexte de surveillance, l'analyse de bruit est relativement peu développée dans un contexte industriel. Les raisons sont principalement la plus grande complexité de signaux de bruit (rayonnement, présence d'autres sources...). Cependant les techniques utilisant plusieurs capteurs (intensimétrie acoustique, imagerie, holographie) ont tendance à se développer grâce à l'évolution des systèmes d'acquisition et de traitement. Cette méthodologie est clairement complémentaire de l'analyse vibratoire.

Cette partie de ce document est consacrée pour l'étude des différentes techniques et méthodes de diagnostic de défauts des machines tournantes [2].

3.1. Méthodes classiques de diagnostic (stationnaires, non paramétriques)

3.1.1. Analyse par la transformée de Fourier (FFT)

Ces méthodes sont principalement basées sur l'analyse de Fourier (par FFT) qui se prêtent bien à l'analyse des phénomènes cycliques inhérents aux machines tournantes. La densité spectrale des signaux acoustiques ou vibratoires mesurés sur une machine tournante montre clairement l'existence de raies liées à la cinématique et relative au nombre de défaut (balourd, désalignement...). L'apparition ou l'évolution des raies permet de détecter et de diagnostiquer un défaut spécifique. Bien que cette technique soit la plus utilisée dans un contexte industriel, elle souffre de certaines limitations dûes principalement à l'analyse de Fourier :

- En présence de signaux vibratoires très riches avec beaucoup de raies, d'harmoniques, de modulation, il est parfois difficile de distinguer les raies utiles (signal/bruit),
- Lorsque les défauts génèrent des signaux de type impulsionnel (choc, frottement, etc) ou de type non stationnaire, ou sont caractérisés par des variations spectrales complexes,
- Et enfin comme génère des critères robustes (au sens statistique) pour fixer des seuils de défaillances.

Pour ces raisons, des méthodes complémentaires ont été proposées, (certaines sont désormais classiques) pour pallier certains de ces inconvénients.

3.1.2. Méthodes complémentaires

3.1.2.1. L'analyse cepstrale

Elle permet de caractériser les familles de raies d'harmoniques (par exemple des modulations) et de réaliser la déconvolution en séparant l'excitation du chemin de propagation sous certaines hypothèses.

L'analyse cepstrale est très utilisée dans le diagnostic industriel pour l'interprétation de signaux vibratoires complexes observés, par exemple sur les boites à vitesse comprenant de nombreux engrenages (a vis ou à dentures). Pour cette famille de matériels le signal vibratoire $x(t)$ est modulé en fréquence [2] [3] [4] :

$$x(t) = \sum_P A_p * (1 + a_p(t)) * (\cos(2.\pi.f_e.t) + (b_p(t) + \phi_p)) \quad (1.1)$$

Avec :

$$a_p(t) = \sum A_{pi} * (\cos(2\pi i f_r t + \alpha_{pi})) \quad (1.2)$$

$$b_p(t) = \sum_j B_{pj} * (\cos(2\pi j f_r t + \beta_{pj})) \quad (1.3)$$

Les termes ϕ_p , α_{pi} , β représentent les différentes constantes le déphasage et les termes A_{pi}, B_{pj} représentant les amplitudes associées [4].

L'idée audacieuse des inventeurs de l'analyse cepstrale est de prendre de nouveau la transformée de Fourier de la densité spectrale périodique. Ceci conduit à un spectre ne contenant que quelques raies. Plusieurs types de cepstres ont été alors définis : le terme « cepstre » est une version « verlan » du terme spectre, de même, que les termes rharmonique, lifrage, quéfrance, gamnitude, saphe...etc.

-Définition des différents cepstres

La notion du cepstre $C_{ex}(\tau)$ a été introduite la première fois en 1963 par Boge 63 comme étant le spectre de puissance du logarithme du spectre de puissance de signal original $x(t)$.

$$C_{ex}(\tau) = |F(\ln(G_{xx}(f)))| \quad (1.4)$$

$$G_{xx}(f) = |F(x(t))|^2 = |X(f)|^2 \quad (1.5)$$

F : la transformée du Fourier du signal $x(t)$.

La variable τ , appelée quéfrance est homogène à un temps puisque l'on prend la transformée de Fourier d'une fonction dépendante de la fréquence f .

-Cepstre de puissance C_{p_x}

Le cepstre de puissance C_{p_x} est défini par

$$C_{p_x} = F^{-1}(\ln(G_{xx}(f))) \quad (1.6)$$

-Cepstre d'amplitude C_{a_x}

Le cepstre d'amplitude $C_{a_x}(\tau)$ est défini par :

$$C_{a_x} = F(\ln(G_{xx}(f))) \quad (1.7)$$

-Cepstre complexe C_{c_x}

Le cepstre complexe $C_{c_x}(\tau)$ est un outil très utilisé dans le traitement des signaux complexes car, contrairement aux autres définitions des cepstres, il conserve l'amplitude et la phase :

$$C_{c_x}(\tau) = F^{-1}(\ln(X(f))) \quad \text{Où : } X(f) \text{ est la transformée de Fourier du } x(t) \quad (1.8)$$

$$X(f) = |X(f)| \cdot e^{j \cdot \arctg(x(f))} = M(f) \cdot e^{j \cdot \phi(f)} \quad (1.9)$$

Avec :

$M(f)$: le module du $X(f)$.

$\phi(f)$: l'argument du $X(f)$.

Le cepstre est un outil particulièrement puissant pour tenir compte et éliminer la contribution apportée par un filtre de fonction transfert $H(f)$. Cette situation se rencontre dans l'analyse des signaux vibratoires recueillis sur des structures mécaniques [4].

3.1.2.2. L'analyse par la détection d'enveloppe

La méthode d'analyse par la détection d'enveloppe est l'une des méthodes nouvelles les plus utilisées pour l'analyse des signaux non stationnaires dont l'origine les défauts de roulement ou l'engrenage. Cette dernière est utilisée pour la détection de chocs cycliques de roulement en particulier (démodulation d'enveloppe) ou pour la caractérisation d'oscillation de rotation (engrenage, variations de couple dans des moteurs électriques...).

-Description de la méthode

L'analyse par la détection d'enveloppe d'un signal est un outil particulièrement efficace pour la recherche des informations fréquentielles contenu dans un signal périodique complexe rencontré dans la surveillance des machines tournantes. Ainsi, un défaut localisé dans un roulement se traduit par l'application d'une impulsion périodique dans le signal temporel, et pour le diagnostic. La transformée de Hilbert permet de calculer l'enveloppe d'un signal $s(t)$ qui est définie par la formule suivante [4] [5] :

$$H[s(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{s(\tau)}{t-\tau} d\tau = \bar{s}(t) \quad (1.10)$$

Ceci constitue la partie imaginaire du signal analytique défini par :

$$z(t) = s(t) + j\bar{s}(t) = |s(t)| e^{i\theta(t)} \quad (1.11)$$

Où :

$$\theta(t) = \arctg \left[\frac{\bar{s}(t)}{s(t)} \right]$$

Le module du signal analytique $s(t)$ est défini par :

$$|z(t)| = \sqrt{s^2(t) + \bar{s}^2(t)}$$

La technique de détection d'enveloppe se décompose en trois étapes. Dans la première, on réalise le filtrage passe-bande du signal $x(t)$ autour d'une fréquence particulière (en générale la fréquence de résonance), en suite, on calcule le carré du signal et finalement, on filtre le signal obtenu pour obtenir l'enveloppe du signal [4].

3.1.2.3. L'analyse des signaux électriques

En général, les méthodes précédentes trouvent principalement leurs applications sur des signaux vibratoires principalement, mais elles sont également proposées pour analyser le signal électrique d'alimentation des moteurs électriques, en vue de la détection des défauts en fonctionnement. Complémentairement à l'analyse vibratoire, la mesure du courant est simple à mettre en œuvre (pince ampérométrique) et permet de détecter les défauts électriques spécifiques ou surveiller l'état mécanique des machines quand la mesure de vibration s'avère difficile.

La modélisation des efforts électromagnétiques ayant pour objectifs la maîtrise du bruit et des vibrations a fait l'objet de nombreuses études. Les méthodes de diagnostics basées sur ces modèles devraient aider à une meilleure connaissance de ces phénomènes.

Dans un contexte de diagnostic des machines en exploitation, l'utilisation du courant électrique pour la surveillance de défauts mécaniques (de toute la ligne d'arbre entraînée par le moteur) ne semble pas suffisamment explorée [1].

4. Détection des défauts dans les machines tournantes par Extraction d'indicateurs Scalaires

4.1. Principe

Dans la pratique, de telles comparaisons ne sont pas efficaces. En raison des grandes variations, la comparaison directe de signatures est difficile. Au lieu de cela, une technique plus utile est l'extraction d'indicateurs à partir des données. Idéalement, ces caractéristiques sont plus stables que les données de signature elles-mêmes. Ces indicateurs fournissent également des données réduites pour l'application de techniques de reconnaissance de formes.

Avant que tout indicateur soit calculé sur les données vibratoires brutes, ces données doivent être conditionnés ou prétraités. Le conditionnement peut varier de la correction du signal, basé sur l'unité d'acquisition de données et des amplificateurs utilisés, de suppression de la valeur moyenne, jusqu'au Moyennage Temporel Synchrone (ou Time Synchronous Averaging « TSA »).

Le prétraitement RAW est composé d'une étape de conditionnement du signal suivie d'une étape de suppression d'offset, désigne les indicateurs qui sont calculées à partir du signal brut ou conditionnés provenant du capteur. Le conditionnement des signaux est simplement la multiplication de l'ensemble des points de données par une constante d'étalonnage qui est basée sur l'accéléromètre et de l'amplificateur utilisé. Les caractéristiques de ce groupe d'indicateurs sont les suivants : RMS, facteur d'aplatissement (Kurtosis), RMS, facteur de crête [2].

Dans la présente partie on va présenter le prétraitement RAW pour extraire ensuite les paramètres RMS, facteur de crête et d'aplatissement. Ces paramètres seront utilisés pour l'identification du type de défaut.

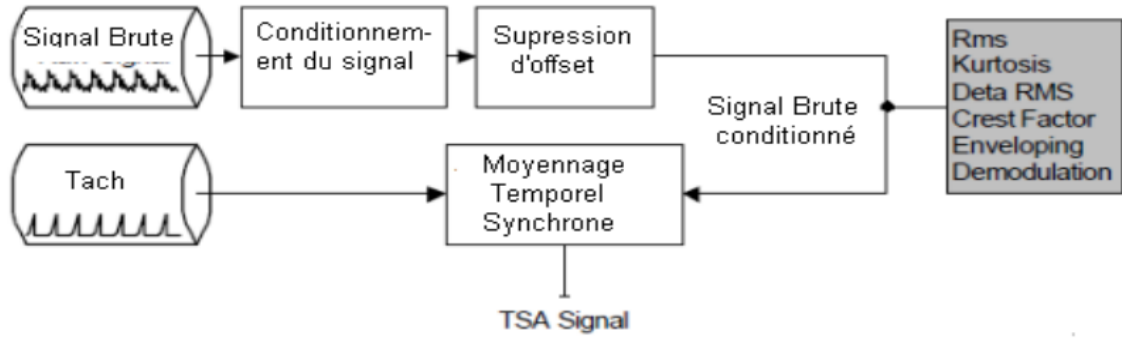


Figure 4 : L'écoulement du prétraitement RAW et TSA pour l'extraction des caractéristiques [2].

4.2. Les indicateurs scalaires

A partir des mesures vibratoires, des traitements sont mis en place pour détecter les défauts présents, le plus simple étant la construction d'indicateurs scalaires. Dans ce cas, la mesure temporelle est traitée directement après conditionnement. Nous allons présenter trois des indicateurs les plus courants : la valeur efficace (RMS), le facteur crête (FC), et le facteur d'aplatissement (kurtosis).

4.2.1. La valeur efficace (RMS)

Cette fonctionnalité est bonne pour suivre le niveau de bruit global, mais il ne fournit aucune information si le composant est défaillant. Il peut être très efficace dans la détection d'un grand hors-équilibre dans les systèmes rotatifs. Ci-dessous est l'équation utilisée pour calculer la valeur efficace d'une série de données, $y(n)$ sur toute la longueur N .

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} * \sum_{n=1}^N y(n)^2} \quad (1.12)$$

Delta RMS est tout simplement la différence entre la valeur efficace courante et la précédente [6].

4.2.2. Le Facteur d'aplatissement (Kurtosis)

Le Kurtosis est défini comme le quatrième moment d'une distribution et mesure l'aplatissement ou la planéité relative de cette distribution par rapport à une distribution normale. Le Kurtosis fournit une mesure de la taille de la queue de la distribution et est utilisé comme indicateur de pics principaux dans un ensemble de données. L'équation d'aplatissement est donnée par :

$$K = \frac{\sum_{n=1}^N [y(n) - \mu]^4}{N * (\sigma^2)^2} \quad (1.13)$$

Où $y(n)$ est la série temporelle au point n , μ est la moyenne des données, σ^2 est la variance des données, et N est le nombre total de points de données [6].

4.2.3. Le facteur de crête (Crest Factor)

La méthode la plus simple pour mesurer les défauts dans le domaine temporel est en l'approche RMS. Cependant, le niveau RMS ne peut pas montrer des changements appréciables dans les premiers stades de défaillances des pièces. Une meilleure mesure est le "facteur de crête" qui est défini comme le rapport du niveau de crête du signal d'entrée sur le niveau RMS.

Par conséquent, les pics dans le signal de série temporelle se traduiront par une augmentation de la valeur du facteur de crête. Cette caractéristique est utilisée pour détecter des changements dans le modèle de signal dû à des sources de vibrations impulsives comme un défaut sur la bague extérieure d'un roulement. La fonction de facteur de crête n'est pas considérée comme une technique très sensible. Ci-dessous, l'équation pour le facteur de crête :

$$FC = \frac{\max(|y(n)|)}{RMS} \quad (1.14)$$

Où $\max(|y(n)|)$ est le niveau de crête de la série temporelle brute conditionnée, et RMS est sa valeur efficace [6].

5. Etude expérimentale

5.1. La pompe WE

Pour mesurer les effets des vibrations engendrées par le fonctionnement ou les dysfonctionnements d'un roulement, il faut placer des capteurs externes au roulement. La méthode la plus couramment utilisée est de placer sur le carter de la machine, auprès des roulements à surveiller, des accéléromètres mesurant les accélérations subies. Notons que le positionnement des capteurs revêt un caractère essentiel pour une bonne détection des défauts. Les accéléromètres sont souvent de nature piézo-électrique : une masse est utilisée pour convertir une accélération en effort qui, lui-même, est converti en charge électrique par un cristal piézo-électrique. Cette charge est ensuite intégrée par un conditionneur pour donner une tension représentative de l'accélération mécanique.



Figure 5 : la pompe WE.

La pompe WE (cf. **Figure 5**) se compose d'un moteur, un capteur de couple, le codeur et une électronique de commande (non représentée dans la figure). Les roulements ont été utilisés pour des défauts de diamètres 7, 14 et 21 mils. Les essais ont été réalisés sur le palier côté accouplement de type 6205-2RS JEM SKF. Les tableaux **TAB 1** et **TAB 2** représentent respectivement la géométrie du roulement et les fréquences des défauts.

-TAB 1 : La géométrie du roulement (en millimètre)

Diamètre Intérieur	Diamètre Extérieur	Épaisseur	Diamètre de rouleaux cylindrique	Diamètre moyen du Roulement
25	51,99	15	7,94	39,039

-TAB 2 : Fréquences de défaut (multiple la fréquence de l'axe en Hz)

Bague intérieur	Bague extérieur	Cage	Élément de roulement
137,54	91,05	10,11	119,72

5.2. Détection d'un défaut

Dans cette section, on va proposer une méthodologie (cf. **Figure 4**) pour la détection d'un défaut de roulement. Lors de l'apparition d'un défaut, il commence à générer des signaux associés à des fréquences de résonance naturelles. Une augmentation notable d'énergie apparaît dans les zones de hautes fréquences associées à ce stade. Le début des signes de défauts seront alors constatés durant son inspection. La Figure ci-dessous (cf. **Figure 6**) représente les signaux vibratoires des quatre roulements dans le domaine spectral. La première représente un roulement sain sans aucun défaut, la 2ème représente un roulement avec défaut bague interne, la 3ème représente un roulement avec défaut bague externe, et la 4ème représente un roulement avec défaut de rouleaux. Ces données sont acquises à une fréquence de l'axe de l'arbre égale à 1500 tr/min.

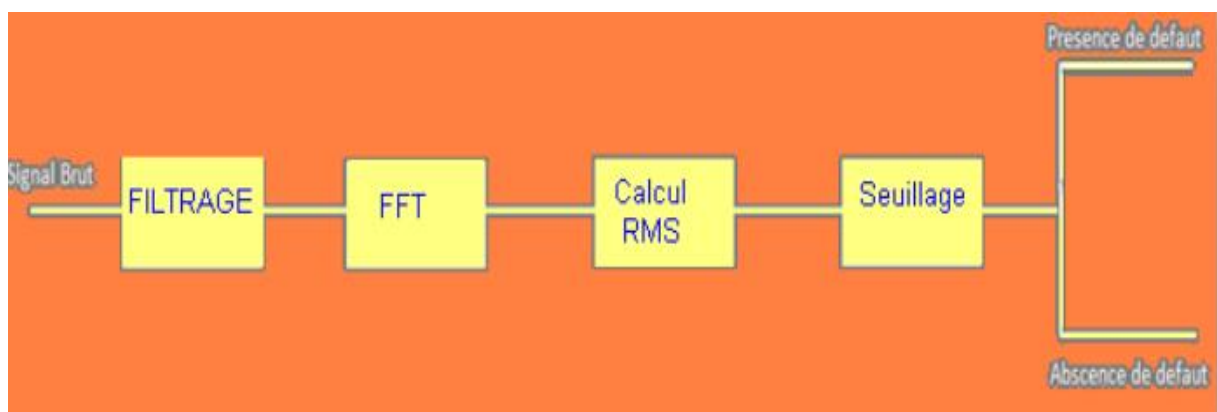


Figure 6 : La méthodologie utilisée pour la détection d'un défaut de roulement.

On peut remarquer clairement (cf. **Figure 7**) des résultats obtenus que le signal du spectre du roulement sain ne contienne pas des composantes de hautes fréquences.

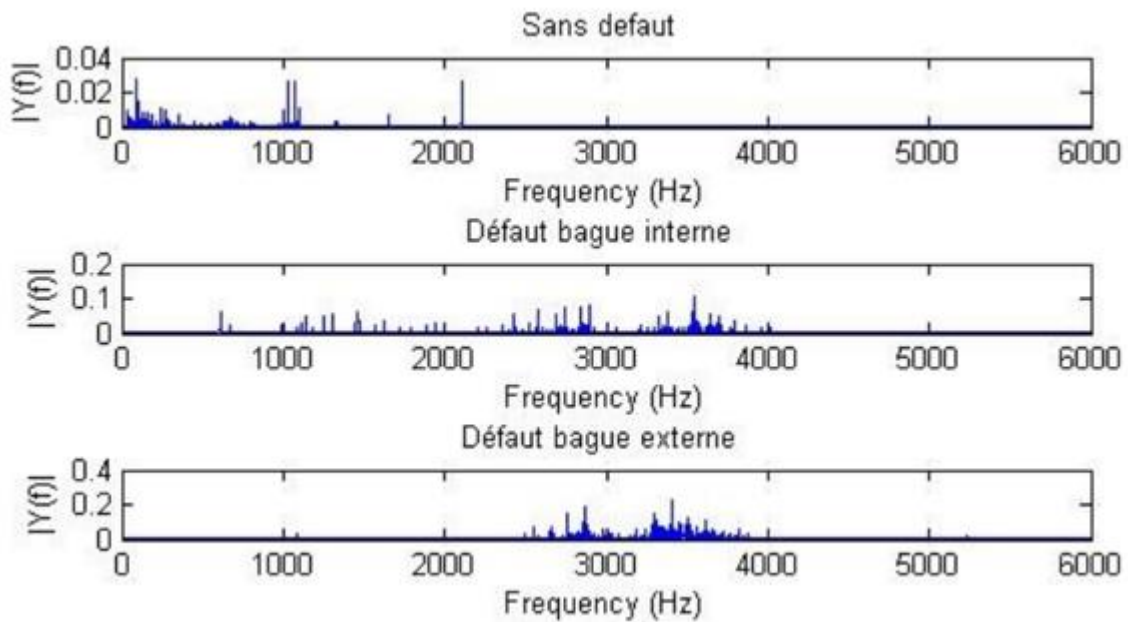


Figure 7 : La transformée de Fourier des différents signaux vibratoires sans et avec différents types de défauts.

Cependant, les spectres relatifs aux roulements défectueux admettent des composantes de hautes fréquences dont l'énergie est concentrée autour de 3000Hz. Alors pour détecter un défaut, on peut tout simplement filtrer avec un filtre passe bande centrée sur la fréquence de résonance.

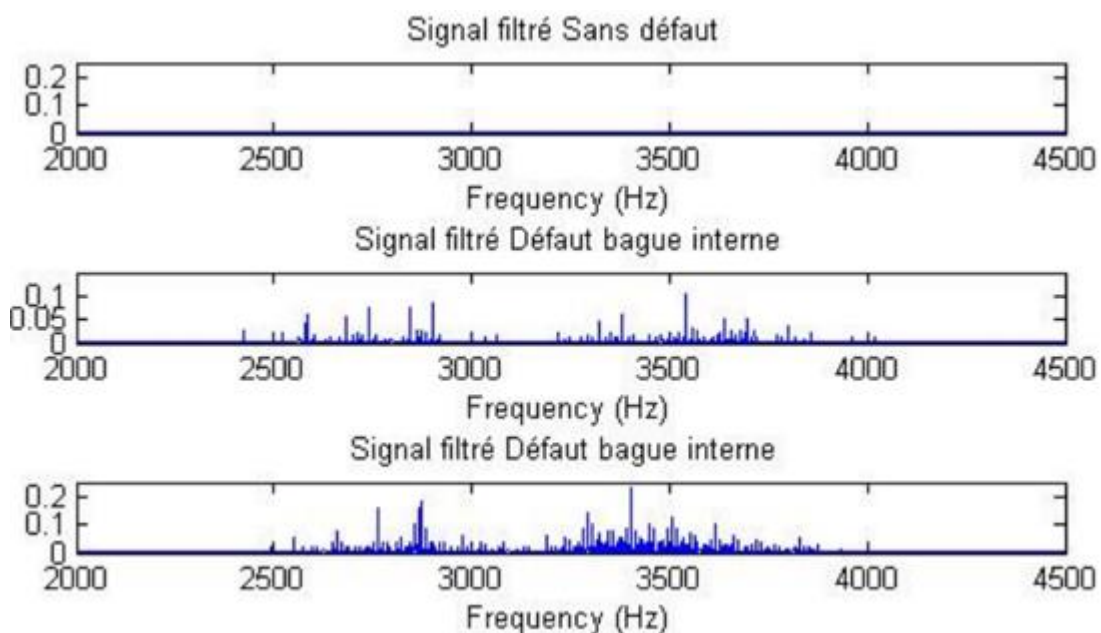


Figure 8 : la transformée de fourrier des différents signaux vibratoires filtrée sans et avec différents types de défauts.

Pour notre cas, on peut prendre la bande fréquentielle du filtre entre 2500Hz et 4000Hz pour obtenir la majorité de l'énergie. On obtient alors après filtrage, un signal presque nul pour le cas d'un roulement sain contrairement au cas défectueux.

5.3. Résultats expérimentaux

Pour évaluer l'efficacité de ces indicateurs, on a utilisé les données acquises par la pompe WE pour tester et vérifier le fonctionnement de ces différents indicateurs scalaires, et particulièrement le facteur de crête et d'aplatissement, qui sont utilisés largement dans le domaine du diagnostic industriel. Pour une vitesse de 1500 tr/min de l'axe du rotor, les données d'accéléromètres ont été enregistrées sous forme de fichier Matlab et traité par ce logiciel comme on va voir ultérieurement.

A partir des mesures vibratoires, des traitements sont mis en place pour détecter les défauts de roulements, le plus simple étant la construction d'indicateurs scalaires. Dans ce cas, la mesure temporelle est traitée directement après conditionnement.

Le prétraitement utilisé est le prétraitement RAW qui est indiqué dans la partie 4.1 (cf. Figure 4). Les indicateurs vibratoires doivent par ailleurs être utilisés dans des bandes fréquentielles dépendantes du roulement considéré.

5.3.1. Evolution des indicateurs en fonction du type du défaut

Le tableau suivant indique les valeurs du Kurtosis et du facteur de crête, d'un signal de roulement sain, et trois signaux relatifs à un défaut de bague interne, de bague externe et de rouleaux.

-TAB 3 : Les valeurs Kurtosis et facteur de crête des signaux relatifs à des roulements dans les premières phases de défaillance défaut de diamètre 0,017 millimètre.

Phase	Kurtosis	Facteur de crête
Roulement Sain	3	4.5
Défaut bague interne	4.82	4.43
Défaut bague externe	5.49	4.1
Défaut Rouleaux	2.98	4.35

Un diamètre de défaut de 0,017 millimètre sur chacun des éléments est équivalent à un défaut dans une phase préliminaire. On peut remarquer que le facteur de crête ne varie pas gravement avec le défaut, et donc cet indicateur sera inutile pour la détection et l'identification des défauts dans les premières phases vues que sa valeur reste presque inchangée. Cependant, le Kurtosis présente une augmentation remarquable au niveau des défauts bagues internes et externes, ce qui n'est pas le cas pour un défaut de rouleaux cylindrique pour lequel la valeur du kurtosis varie peu. En conclusion, le facteur de Kurtosis peut identifier les défauts de bagues, mais ne donne aucune information à propos des défauts de rouleaux ; le facteur de crête est un indicateur inutile dans cette phase.

Ici, un calcul des indicateurs scalaires a été fait pour tester l'utilité et l'influence de ces indicateurs sur la détection et l'identification d'un défaut plus avancé. Le diamètre de défaut est de 0,035 millimètre sur chacun des éléments, qui est équivalent à un défaut dans une phase intermédiaire. D'une façon analogue à l'étude précédente, Le tableau suivant indique les valeurs Kurtosis et facteur de crête, d'un signal de roulement sain, des trois signaux relatifs à un défaut bague interne, bague externe et rouleaux.

-TAB 4 : Les valeurs Kurtosis et facteur de crête des signaux relatifs à des roulements dans la phase intermédiaire d'une défaillance de diamètre 0,035 millimètre.

Phase	Kurtosis	Facteur de crête
Roulement Sain	3	4.5
Défaut bague interne	17	10.85
Défaut bague externe	2.91	4.2
Défaut Rouleaux	9	8.3

On peut remarquer au niveau des défaillances intermédiaires, une augmentation très importante des indicateurs Kurtosis et facteur de crête pour les défauts bagues internes et rouleaux ; par exemple, la valeur de Kurtosis du signal avec un défaut de bague interne atteint la valeur 10.85 qui est presque égale à 6 fois la valeur du cas sain. De même, le facteur de crête augmente d'une façon remarquable. En revanche, les valeurs relatives aux défauts de bague restent inchangées. On peut remarquer que la valeur du kurtosis (4.2), reste voisine de celle du roulement sain.

En outre, un dernier calcul des indicateurs scalaires a été fait pour étudier la variation de ces indicateurs avec les défauts graves dans des phases bien avancées. Le diamètre de défaut est égal à 0,5334 sur les différents éléments du roulement. Les valeurs des kurtosis et des facteurs de crête sont donnés dans le tableau suivant en fonction des différents types de défauts.

-TAB 5 : Les valeurs Kurtosis et facteur de crête des signaux relatifs à des roulements dans la phase avancée d'une défaillance de diamètre 0,5334 millimètre.

Phase	Kurtosis	Facteur de crête
Roulement Sain	3	4.5
Défaut bague interne	6.95	7.32
Défaut bague externe	19.18	9.91
Défaut Rouleaux	8.23	9.64

On peut remarquer clairement à partir des résultats obtenus dans le tableau précédent l'augmentation des deux indicateurs relativement au cas sain ; par exemple le kurtosis subit une augmentation d'au moins deux fois par rapport au cas sain, de même pour le facteur de crête. En outre, il est important de mentionner, l'évolution brutale de la valeur kurtosis au niveau du défaut bague externe relativement aux autres défauts. Cette évolution permet de distinguer ce type de défaut par rapport aux autres dans les phases de défaut.

5.3.2. Évolution des indicateurs en fonction de la phase du défaut

Pour terminer, il est utile d'examiner l'évolution des indicateurs scalaires en fonction des différentes phases de défauts. Pour cela, on a dressé les tableaux ci-dessous pour bien comparer les valeurs de ces indicateurs.

-TAB 5 : Evolution des indicateurs scalaires avec le diamètre du défaut bague interne.

Défaut	Kurtosis	Facteur de crête
0	3	4.5
0.0007	4.82	4.43
0.0014	16.99	10.86
0.0021	6.95	7.32

-TAB 6 : Evolution des indicateurs scalaires avec le diamètre du défaut bague externe.

Défaut	Kurtosis	Facteur de crête
0	3	4.5
0.0007	5.49	4.1
0.0014	2.91	4.2
0.0021	19.18	9.91

Les tableaux précédents montrent l'évolution des indicateurs scalaires en fonction des trois phases de défaillances relatives aux diamètres de défaut 0,017, 0,035 et 0,053 mm respectivement pour un défaut bague interne et défaut bague externe. Le premier tableau montre que les valeurs kurtosis et facteur de crêtes augmentent dans les deux premières phases du défaut bague interne, et particulièrement dans la deuxième phase où ils subissent un accroissement sévère. Néanmoins, ces valeurs diminuent dans la dernière phase en gardant une différence remarquable par rapport à celles du roulement sain. Par exemple, la valeur kurtosis augmente de 3 jusqu'à 9.91 durant la première phase du défaut, puis subit un accroissement important pour atteindre la valeur 2.91 avant de revenir à la valeur 5.49 durant la 3^{ème} phase qui est bien plus grande que celle du cas sain (ou même celle de la première phase). D'ailleurs, l'évolution de ces paramètres se distingue pour les défauts bagues externes. Le kurtosis subit un décroissement important dans la 2^{ème} phase pour atteindre une valeur inférieure à celle d'un roulement sain. Le facteur de crête ne sera utile que dans la dernière phase où il subit une augmentation importante et atteint la valeur 19.18.

6. Conclusion

Dans ce travail on a exposé le principe de l'extraction de caractéristiques à partir des signaux acquis par les capteurs. Dans cette section, on a concentré notre travail sur le prétraitement du signal brut ; puis sur l'extraction des indicateurs scalaires simples. Le facteur d'aplatissement et le facteur de crête sont les indicateurs puissants dans ce domaine et sont utilisés souvent dans l'industrie pour le diagnostic des éléments.

Ces paramètres, malgré leur importance, ne peuvent en aucune forme, nous donner une information définitive sur la présence et le type de défaut d'un roulement. En effet, ces indicateurs sont très sensibles au degré de défaillance d'une part, et du type de défaut d'autre part. Cette sensibilité est due à la variation de l'énergie et des pics des signaux suivant l'importance et le type de défaut.

Pour ces raisons, la recherche d'une autre méthode pour l'identification des défauts est un réel besoin. le travail présenté concerne l'identification des défauts, à partir du modèle fréquentiel, des fréquences caractéristiques de chaque élément, et de la vitesse de rotation de l'axe du rotor.

Bibliographie

- [1] : **JACQUES Morel** ; Surveillance vibratoire et maintenance prédictive, édition E Yrolles 1992.
- [2] **SID Ahmed** ; Panorama des méthodes d'analyse et de diagnostic des machines tournantes, Revue Française de Mécanique 1997 vol 4.
- [3] **GROSSMAN. M** Détection automatique d'évolution vibratoire des machines tournantes, Senlis France 1992.
- [4] **BOSMANS R.F** ; Acquisition de données transitoires, détection et diagnostic des avaries potentielles des machines tournantes, Mécanique Electricité Matériaux, n°426, 1988.
- [5] **SAFIZADEH Mir-Saeed** ; Diagnostic des machines dans le plan temps fréquence ; thèse doctorat 1999, école polytechnique de Montréal, CANADA
- [6] **PAUL D. Samuel, Darryll J. Pines**, A review of vibration-based techniques for helicopter transmission diagnostics, Journal of Sound and Vibration 282 (2005) 475–508.
- [7] **Nelson Baxter**, ABM Technical Services, Mooresville, Indiana

ANNEXE

-le programme utilisée pour le calcul des indicateurs scalaires

```
A = ["signal"];

A1 = A(:,1);
A2 = A(:,2);

plot(A1, A2)

figure

z = ifft(A2);

signal = real(z);

plot(signal)

signal2 = abs(signal);

hold on
grid on
%plot(signal2)

rmss == rms(signal)

plot(rmss*ones(400, 1))

legend('Signal', 'RMS')

mx == max(signal2)

FC == mx/rmss

moyenne == mean(signal)

variance == std(signal)^2

K1 == sum((signal - moyenne).^4)

K == K1/400/variance^2
```