



Faculté des Sciences de l'Ingéniorat

Année : 2016

Département de Génie Mécanique

## THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de doctorat

**Eude des aspects de défaillances et techniques de maintenance  
préventive conditionnelle appliquées aux turbomachines**

Option :

**Fiabilité mécanique**

Par

**Tarek KEBABSA**

**Directeur de thèse : Professeur. OUELAA Nouredine**

Devant le jury:

<b>Président:</b>	Pr. BOUCHELEGHEM	A/Aziz Mahmoud	Université d'Annaba
<b>Rapporteur :</b>	Pr. OUELAA	Nouredine	Université de Guelma
<b>Examineur :</b>	Pr. SAAD	Salah	Université d'Annaba
<b>Examineur :</b>	Pr. KHOUCHMENE	Lakhdar	Université de Skikda
<b>Examineur :</b>	MCA. LAGRED	Ahmed	Université d'Annaba

# Table des matières

Dédicace .....	ii
Remerciements .....	iii
Résumé .....	iv
Abstract .....	v
ملخص .....	vi
Liste des figures.....	vii
Liste des Tableaux.....	x
Notations (*) .....	xi
Introduction générale.....	1

## Chapitre 1 Notions générales sur la maintenance et synthèse bibliographique

1 Introduction .....	5
2 Définitions normatives de maintenance.....	5
2.1 Fonction maintenance .....	5
2.2 Importance de la maintenance d'équipements industriels .....	6
2.3 Politique de maintenance.....	6
2.4 Approche de maintenance conditionnelle .....	8
2.5 Les techniques de la maintenance conditionnelle .....	9
2.5.1 <i>L'analyse vibratoire</i> .....	10
2.5.2 <i>L'analyse des lubrifiants</i> .....	10
2.5.3 <i>La thermographie infrarouge</i> .....	10
2.6 Activités de l'analyse vibratoire .....	10
2.6.1 <i>La surveillance</i> .....	11
2.6.2 <i>La détection</i> .....	11
2.6.3 <i>Le diagnostic</i> .....	11
2.6.4 <i>Indicateurs de surveillance</i> .....	12
2.6.5 <i>Reconnaissance des défauts</i> .....	12
3 Défauts rencontrés sur les machines tournantes.....	13
3.1 Déséquilibre .....	13
3.2 Défauts de roulements.....	18
3.2.1 <i>Fréquences caractéristiques des défauts de roulement</i> .....	18

3.2.2	<i>Quelques défauts des roulements</i> .....	19
3.3	Défauts d'engrenages.....	22
3.3.1	<i>Défauts de fonctionnement</i> .....	23
4	Apparition d'un défaut sur le signal vibratoire.....	25
5	Structure des signaux vibratoires.....	25
6	Influence des défauts sur la structure des signaux .....	26
7	Différentes approches pour le choix des outils de traitement du signal.....	27
8	Les outils de la surveillance et du diagnostic par l'analyse vibratoire.....	27
9	Les outils de surveillance .....	28
9.1	La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) .....	28
9.2	Les indicateurs crêtes .....	28
9.3	Kurtosis .....	29
9.4	Niveau global de vibration .....	29
10	Les outils du diagnostic.....	29
10.1	L'analyse spectrale.....	29
10.2	L'analyse cepstrale.....	30
10.3	Analyse d'enveloppe HFRT .....	31
10.4	La transformée en ondelettes.....	32
10.5	Analyse Temps – Fréquence .....	33
11	Synthèse bibliographique .....	36
12	Position du problème.....	47

## **Chapitre 2 Diagnostic du moto-ventilateur MK 17 par l'application de l'analyse spectrale**

1	Introduction.....	49
2	Description de l'installation .....	50
3	Les modes de fonctionnement de l'installation.....	50
3.1	Le mode manuel ou mode d'automatique.....	50
3.2	Le mode de production automatique.....	50
3.3	Conception de la moto ventilateur MK17.....	51
3.3.1	<i>Moteur M 17</i> .....	51
3.3.2	<i>Ventilateur K 17</i> .....	51
3.4	L'arbre.....	52
3.5	Les paliers .....	52
4	Partie expérimental.....	53
4.1	Diagnostic vibratoire du moto-ventilateur MK 17.....	53

4.1.1	<i>Données des mesures réalisées</i>	53
4.2	Analyse du moto-ventilateur MK-17 sur la base des niveaux globaux	54
4.2.1	<i>Analyse globale</i>	54
4.2.2	<i>Analyse spectrale</i>	55
4.3	Opérations de réparation et de maintenance du MK 17	56
4.4	Mesures effectuées après changement du rotor	58
4.4.1	<i>Analyse globale</i>	58
4.4.2	<i>Analyse spectrale</i>	58
4.5	Constatations après deux jours de l'intervention	59
4.5.1	<i>Analyse globale</i>	60
4.5.2	<i>Analyse spectrale</i>	60
5	Synthèse du chapitre	62

### **Chapitre 3 Bases théorique de la cyclostationnarité**

1	Introduction	64
2	Principe de la méthode	65
2.1	L'intégration MID basée sur la corrélation spectrale	71
3	Synthèse du chapitre	74

### **Chapitre 4 Analyse cyclostationnaires expérimentale d'un turboalternateur**

1	Introduction	76
2	Description de l'installation	75
2.1	Turbine GMX1164.1	76
2.2	Réducteur GVAB420	78
2.3	Matériels d'acquisition et de traitement des mesures	79
2.4	L'analyseur pulse	79
2.5	L'accéléromètre triaxial type 4524B-001	80
2.6	Données des différentes compagnes de mesures réalisées	80
3	Cas d'un défaut de roulement du simulateur MFS Spectra Quest	81
3.1	Application de l'analyse spectrale	83
3.2	Application de la cyclostationnarité	84
4	Diagnostic du turbo alternateur GZ1164	84
4.1	Analyse haute fréquence de la turbine	84
4.2	Analyse basse fréquence du Réducteur	85



4.2.1 Palier d'entrée du réducteur .....	85
4.2.2 Palier de sortie du réducteur.....	86
4.2.3 Analyse haute fréquence du réducteur .....	87
5 Application de la cyclostationnarité aux signaux mesurés sur les paliers du réducteur .....	88
5.1 Analyse du réducteur en basse fréquence.....	88
5.2 Palier d'entrée du réducteur .....	88
5.3 Palier de sortie du réducteur .....	90
5.4 Analyse du réducteur en haute fréquence.....	91
6 Etude comparative .....	94
6.1 Pour deux charges différentes du turboalternateur .....	94
7. Synthèse du chapitre.....	97
Conclusion Générale .....	98
Référence bibliographique .....	100

## Dédicace

*Je tiens à dédier cette thèse :*

*A mon encadreur et ma très chère mère et à mon cher père, de leurs soutiens permanents durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconforts moraux, eux qui ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affectations sans limite.*

*A ceux qui sont la source de mon inscription et mon courage, à qui je dois de l'amour et de la reconnaissance :*

*Mes sœurs et mes frères ;*

*Toute ma famille ;*

*Mes chers amis*

## Remerciements

Je remercie Dieu qui m'a donné la force et la patience nécessaires pour mener le présent travail à terme.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon directeur de thèse, Professeur **OUELAA Nouredine**. Je tiens à souligner à quel point j'ai apprécié de travailler avec eux tant d'un point de vue professionnel qu'humain. Son bureau étant un lieu de discussions ouvertes, sincères et sans concession.

Je remercie également Professeur **JEROME Antoni** du Laboratoire Vibrations Acoustique de l'INSA de Lyon (France) pour le suivi et l'intérêt qu'il a porté à nos travaux, notamment son aide précieuse pour l'application de la cyclostationnarité. Je remercie par l'occasion Professeur **HAMZOUI Nacer**, chef du département de génie mécanique construction et membre du LVA pour m'avoir accueilli.

Je souhaite mes remerciements aux Docteur. **DJEBALA Abderazak** et Professeur. **DJAMAA Mohamed cherif** pour sa disponibilités et sa précieux. Je remercie aussi l'ensemble des membres du laboratoire de recherche de mécanique et structure (LMS) avec qui, j'ai eu la chance de travailler au cours de cette thèse.

Je présente mes remerciements à Professeur. **BOUCHELEGHEM Abade Aziz Mahmoud** pour avoir accepté de présider mon jury de soutenance de thèse. Je tiens également à remercier les examinateurs de thèse Professeur. **SAAD Salah**. et Professeur. **KHOUCHMENE Lkhdar**, Professeur. **LAGRED Ahmed** d'avoir apporté leur caution scientifique en acceptant de juger ce travail, et je les en remercie, de même que pour leur participation au Jury. Ils ont également contribué par leurs nombreuses remarques et suggestions à améliorer la qualité de ce thèse, et je leur en suis très reconnaissant.

Par ailleurs, je souhaite également remercier tous mes amis et collègues qui m'ont fourni un support exceptionnel, je ne peux les citer par peur d'en oublier.

Enfin, je remercie tous les techniciens et les l'ingénieur de l'entreprise FERTIA.

# Résumé

La surveillance et le diagnostic des défauts des machines tournantes appartiennent aux programmes de la maintenance conditionnelle, qui sont basés à 75% sur l'analyse des vibrations. Depuis plusieurs années les chercheurs travaillent sur l'amélioration ou le développement de nouvelles méthodes de traitement des signaux vibratoires.

Le travail proposé dans cette thèse vise à établir un diagnostic fiable de deux installations industrielles, un turboventilateur et un turboalternateur, qui ont été la cause principale de plusieurs arrêts de la production et ont même poussé les responsables de maintenance à prendre la décision de changer des pièces coûteuses sans résoudre le problème.

Nous proposons pour le diagnostic de la première installation un nouvel indicateur scalaire basé sur le calcul du niveau global moyen des vibrations mesurées dans les différents paliers et dans les trois directions principales. Ce nouvel indicateur a révélé l'existence d'un désalignement entre le moteur et le ventilateur.

Pour la deuxième installation, nous proposons l'application d'une méthode récente de traitement de signaux appelée « cyclostationnarité » pour surmonter le problème d'apparition des fluctuations instantanées du couple ou de la vitesse de rotation dans le mécanisme. Cette méthode, principalement développée pour traiter des signaux non stationnaires, a été également appliquée sur des signaux issus d'un banc d'essais de laboratoire de mécanique et structure au l'université 08 mai 1945 où elle a montré sa grande efficacité pour détecter les modulations de fréquence dues aux défauts.

L'application de cette méthode sur des signaux mesurés sur les différents paliers du turboalternateur a permis de mettre en évidence d'une manière très claire la présence des défauts sur les paliers du réducteur. Ceci étant été difficile à montrer par l'analyse spectrale réalisée par l'équipe de maintenance de l'entreprise Fertial en Annaba à coté de Sidi Salem.

**Mots clés :** analyse spectrale, cyclostationnarité, modulation d'intensité de distribution, niveau global moyen, turboalternateur.

# Abstract

The monitoring and the diagnosis of rotating machinery faults belong to predictive maintenance programs, which are based at 75% on vibration analysis. Since several years, researchers are working on the improvement and the development of new vibration processing methods.

The work proposed in this thesis aims to establish a reliable diagnosis of two industrial installations, a turbofan and a turbo-generator, which were the main cause of several shutdowns that pushed the maintenance managers to make the decision to change vital and expensive parts without solving the main problem.

We propose for the diagnosis of the first installation a new scalar indicator based on the calculation of the vibration's average overall level measured on various points and in the three main directions. This new indicator revealed the existence of misalignment between the motor and the fan.

For the second installation, we propose the implementation of a recent signal processing method called "cyclostationarity analysis" to overcome the problem of the occurrence of instantaneous torque and rotation speed fluctuations in the mechanism. This method, developed primarily to non-stationary signals, has been applied on signals measured on a laboratory test rig where it showed its efficiency to detect rolling bearing defect. The application of this method on the signals measured on different bearings of the turbo-generator allowed to highlight, by a very clear manner, the presence of defects on the gearbox bearings. This finding was very difficult to demonstrate by spectral analysis performed by the company's maintenance crew.

**Keywords:** spectral analysis, cyclostationarity, distribution intensity modulation, average overall level, turbo-generator.

## ملخص

رصد وتشخيص الأعطال الدورية الآلات تنتمي إلى برامج الصيانة التنبؤية، والتي هي 75% على أساس تحليل الاهتزاز. لسنوات كان الباحثون يعملون على تحسين أو تطوير أساليب جديدة لمعالجة الإشارات الاهتزاز.

العمل المقترح في هذه الأطروحة هو وضع تشخيص موثوق اثنين من المنشآت الصناعية، مروحة و المولد، والتي كانت السبب الرئيسي للعديد من الاغلاقات وحتى دفعت مديري الصيانة اتخاذ القرار تغيير أجزاء حيوية مكلفة دون حل المشكلة. نحن نقدم لتشخيص التثبيت الأول مؤشر عددي جديد يستند إلى حساب متوسط المستوى العام للاهتزاز قياس في مختلف المستويات وفي الاتجاهات الرئيسية الثلاثة. وأظهر هذا المؤشر الجديد وجود اختلال بين المحرك والمروحة.

لتثبيت ثاني، نقترح تطبيق الأسلوب الأخير من معالجة الإشارات تسمى الدورية للتغلب على مشكلة حدوث تقلبات لحظية من عزم الدوران أو سرعة دوران في هذه الآلية. هذا الأسلوب، وضعت أساسا لعلاج إشارات غير ثابتة، كما تم تطبيقها على إشارات من مختبر اختبار مقاعد البدلاء حيث أظهر كفاءته للكشف عن التحويرات تردد بسبب عيوب.

يسمح تطبيق هذا الأسلوب على إشارات يقاس على مستويات مختلفة من الآلة لتسليط الضوء بطريقة واضحة جدا وجود عيوب على محامل من علبه التروس. بعد أن كان من الصعب إثبات بواسطة التحليل الطيفي التي يقوم بها فريق الصيانة في الشركة.

### الكلمات المفتاحية:

التحليل الطيفي، طريقة الدور الثابت، تحويرات شدة التوزيع، المستوى العام المتوسط، مولد توربيني.

# Liste des figures

## Chapitre 1

<b>Figure 1.1</b> Les stratégie de maintenance. ....	7
<b>Figure 1.2</b> Optimisation de la politique de maintenance. ....	7
<b>Figure 1.3</b> Périodes de vie d'un matériel. ....	8
<b>Figure 1.4</b> Différents paramètres mesurés à la maintenance conditionnelle ....	10
<b>Figure 1.5</b> Schéma présentatif des activités de l'analyse vibratoire. ....	12
<b>Figure 1.6</b> Spectre d'un défaut de balourd. ....	14
<b>Figure 1.7</b> Spectre d'un défaut de désalignement radial. ....	14
<b>Figure 1.8</b> Spectre d'un défaut de désalignement axiale. ....	15
<b>Figure 1.9</b> Spectre d'un défaut de serrage. ....	15
<b>Figure 1.10</b> Défaut de courroie. ....	16
<b>Figure 1.11</b> Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courroie. ....	16
<b>Figure 1.12</b> spectre réel d'un défaut de transmission par courroies. ....	16
<b>Figure 1.13</b> Spectre d'un défaut de tourbillon d'huile. ....	17
<b>Figure 1.14</b> Photos de cavitation sur les pompes centrifuges. ....	18
<b>Figure 1.15</b> Description d'un roulement à billes. ....	18
<b>Figure 1.16</b> Phénomène de piquetage observé sur une piste de roulement. ....	20
<b>Figure 1.17</b> Cannelure sur un roulement. ....	20
<b>Figure 1.18</b> Grippage d'une bague. ....	21
<b>Figure 1.19</b> Rupture des éléments d'un roulement. ....	21
<b>Figure 1.20</b> Crique de corrosion sur une piste de roulement. ....	22
<b>Figure 1.21</b> Écaillage superficiel. ....	22
<b>Figure 1.22</b> Usure des engrenages usure par interférence (a) usure abrasive (b). ....	23
<b>Figure 1.23</b> Piqûres des dents. ....	24
<b>Figure 1.24</b> Ecaillage des dents. ....	24
<b>Figure 1.25</b> Grippage à froid (a), et à chaud (b). ....	25
<b>Figure 1.26</b> Spectre d'un roulement avec un défaut sur la bague extérieure. ....	30
<b>Figure 1.27</b> Cepstre d'un roulement défectueux. ....	31
<b>Figure 1.28</b> Démarche d'une analyse d'enveloppe d'un signal mesuré sur un roulement défectueux. ....	32
<b>Figure 1.29</b> Signal de choc bruité. ....	33
<b>Figure 1.30</b> Différents détails et approximations issus de l'analyse multi résolution en ondelettes du signal bruité. ....	33
<b>Figure 1.31</b> STFT du signal ST. ....	35

<b>Figure 1.32</b> Signale vibratoire d'une pompe centrifuge et puissance cyclique associée (en rouge) (a). Coefficients de Fourier de la puissance cyclique en fonction de la fréquence cyclique $\alpha$ (b). .....	36
<b>Figure 1.33</b> Corrélation spectrale du signal vibratoire de pompe centrifuge .....	36

## Chapitre 2

<b>Figure 2.1</b> Schéma cinématique du moto-ventilateur MK17.....	50
<b>Figure 2.2</b> Moteur M 17. ....	51
<b>Figure 2.3</b> Ventilateur K 17.....	52
<b>Figure 2.4</b> Palier à roulement de ventilateur K 17.....	52
<b>Figure 2.5</b> Analyseur Schenk VIBROTEST 60.....	54
<b>Figure 2.6</b> Spectres de la vitesse vibratoire et du déplacement avant l'intervention.....	56
<b>Figure 2.7</b> Spectre de la vitesse vibratoire et du déplacement après le changement du rotor. ....	59
<b>Figure 2.8</b> Photo du moteur sans cale (A) et avec cale (b). ....	60
<b>Figure 2.9</b> Spectres de déplacement et de la vitesse vibratoire après réparation de K 17. ....	61

## Chapitre 3

<b>Figure 3.1</b> Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence.....	66
<b>Figure 3.2</b> Algorithme proposé pour le calcul du MID et de l'IMID. ....	68
<b>Figure 3.3</b> Représentation du MID (a) et de l'IMID (B). ....	72

## Chapitre 4

<b>Figure 4.1</b> Schéma cinématique du turbo alternateur (GZ1164). ....	76
<b>Figure 4.2</b> Photo du rotor (a), et schéma du rotor (b). ....	76
<b>Figure 4.3</b> Réducteur GZ 1164.2.....	78
<b>Figure 4.4</b> Accéléromètres mono axial (industriel) et triaxial (A), turbo alternateur (B), photo globale de la machine (C). ....	79
<b>Figure 4.5</b> L'analyseur pulse type 3160-A-042.....	79
<b>Figure 4.6</b> Le capteur mono directionnel type 4504 B004. ....	80
<b>Figure 4.7</b> Photo du simulateur MFS Spectra Quest. ....	82
<b>Figure 4.8</b> Schéma d'un roulement à billes avec un défaut sur la bague intérieure. ....	82
<b>Figure 4.9</b> Signal mesuré sur un roulement avec un défaut sur la bague intérieure (a), spectre du signal mesuré (b). ....	83
<b>Figure 4.10</b> Corrélation spectral (MID) (a), et son intégration (IMID) (b) .....	84
<b>Figure 4.11</b> Signal d'accélération mesurée sur le palier 2 dans la bande [0-25600 Hz].....	85
<b>Figure 4.12</b> Spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 2. ....	85
<b>Figure 4.13</b> Spectre d'accélération du signal mesuré sur le palier 3 dans la bande [0-200 Hz]. ....	86



<b>Figure 4.14</b>	Spectre d'accélération du signale mesuré sur le palier 4 dans la bande [0-200 Hz].	86
<b>Figure 4.15</b>	Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-25600 Hz] du réducteur.	87
<b>Figure 4.16</b>	Spectre d'accélération du palier 3 du réducteur.	87
<b>Figure 4.17</b>	Zoom du spectre dans l'intervalle [0-3200 Hz].	88
<b>Figure 4.18</b>	Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-1600 Hz].	89
<b>Figure 4.19</b>	Cohérence spectrale d'intensité (MID) (a), et son intégration (IMID) (b)	89
<b>Figure 4.20</b>	Signal d'accélération mesurée sur le palier 4 du réducteur, dans la bande [0-200 Hz].	90
<b>Figure 4.21</b>	Corrélation spectrale (MID) (a), et son intégration (IMID) (b).	91
<b>Figure 4.22</b>	Spectre typologique [Brüel&KjærVibro].	91
<b>PHOTO 4.1</b>	usure dans le palier 3(a), usure dans le palier 4 (b).	91
<b>Figure 4.23</b>	Corrélation spectrale (MID) (a), et son intégration (IMID) (b).	93
<b>Photo 4.2</b>	Usure des dents d'engrenage.	93
<b>Figure 4.24</b>	Spectres des signaux mesurés sur le palier 2 pour différentes charges.	94
<b>Figure 4.25</b>	Spectres des signaux mesurés sur le palier 4 pour différentes charges.	94
<b>Figure 4.26</b>	Spectres des signaux mesurés sur le palier 4 pour différentes charges.	95

# Liste des tableaux

## Chapitre 1

<b>Tableau 1.1</b> Statistiques des causes de défaillances.....	13
---	----

## Chapitre 2

<b>Tableau 2.1</b> Caractéristiques techniques du moteur M 17.....	51
<b>Tableau 2.2</b> Caractéristiques techniques du ventilateur K 17.....	52
<b>Tableau 2.3</b> Données des mesures.....	54
<b>Tableau 2.4</b> Les valeurs des RMS mesurées, niveaux globaux calculés et du niveau global moyen avant intervention .....	55
<b>Tableau 2.5</b> Les valeurs des RMS mesurées, niveaux globaux calculés et du niveau global moyen après changement du rotor.....	58
<b>Tableau 2.6</b> Les valeurs des RMS mesurées, niveaux globaux calculés et du niveau global moyen après le calage du moteur.....	60

## Chapitre 4

<b>Tableau 4.1</b> Caractéristiques techniques de la turbine à vapeur.....	77
<b>Tableau 4.2</b> Caractéristiques fréquences de passage des aubes.....	78
<b>Tableau 4.3</b> Caractéristiques techniques de réducteur.....	78
<b>Tableau 4.4</b> Performances de Pulse.....	79
<b>Tableau 4.5</b> Propriétés de l'accéléromètre trois directionnel.....	80
<b>Tableau 4.6</b> Données des mesures.....	81
<b>Tableau 4.7</b> Représente les caractéristiques de roulement à bille 6004E.....	82

## NOTATIONS (\*)

$R_x^\alpha(\alpha)$	La fonction d'autocorrélation cyclique.
$SC_x^\alpha(f)$	La densité de corrélation spectrale.
$MID_{\Delta f}^{PSC}(f; \alpha)$	La fonction de modulation d'intensité de distribution.
$MID_{\Delta f}^{PSCoh}(f, \alpha)$	La fonction de modulation d'intensité de distribution de cohérence spectrale.
$x_{\Delta f}(t, f)$	Le signal filtré dans une bande de fréquence latérale $\left[f - \frac{\Delta f}{2}; f + \frac{\Delta f}{2}\right]$ .
$f$	La fréquence porteuse.
$A$	La fréquence de modulation.
$F_e$	Les fréquences d'engrènement.
$F_s$	Les fréquences d'échantillonnage
$Fr_1$	La fréquence de rotation de l'arbre d'entrée du réducteur.
$Fr_2$	La fréquence de rotation de l'arbre de sortie du réducteur.
$N_1$	Les vitesses d'entrée.
$N_2$	Les vitesses de sortie.
$Z_1$	Le nombre de dents de pignon.
$Z_2$	Le nombre de dents de la roue.
$U$	Le rapport de transmission.
$N_p$	Le nombre d'aubes dans chaque roue.
$F_{PA}$	La fréquence de passage des aubes.
$N_{PF}$	Le nombre d'aubes fixes dans chaque ensemble de la roue.
$F_{PEFA}$	La fréquence de passage du nombre d'aubes fixes par ensemble.

(\*) Les notations dont les désignations ne figurent pas dans ce tableau seront identifiées dès leur citation dans le texte.

# **Introduction générale**

Le monde de l'industrie et le monde des transports disposent de machines et d'installations de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance un rôle prépondérant. Elle permet non seulement d'intervenir dans le cas présence réelle d'éléments défectueux aussi minimisent le temps de réparation mais aussi de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements. La maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie de ces machines. Nous nous intéresserons principalement aux transmissions de puissance mécanique utilisées dans l'industrie. Car la maintenance de ces systèmes occupe un temps relativement important par rapport à leur temps d'utilisation. Actuellement la recherche scientifique vise à développer les outils nécessaires à l'optimisation de la maintenance de ces systèmes.

Parmi les différentes méthodes de surveillance, l'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts mécaniques. La maintenance a une importance économique capable de passer d'une maintenance par l'analyse vibratoire (fréquentielle) à une maintenance conditionnelle moins coûteuse.

Les machines tournantes (pompes, compresseurs, turbines...) en fonctionnement engendrent des défauts tels que : les balourds, les désalignements, les défauts des roulements, l'écaillage de dents d'engrenage,... qui donnent lieu à des signaux vibratoires très compliqués. Le principe de l'analyse vibratoire est basé sur l'idée que les signaux vibratoires sont captés par des accéléromètres placés sur les paliers de la machine, le plus proche possible de la source du défaut. Une fois les signaux sont mesurés, une série de méthodes de traitement sont proposés telle que l'analyse temporelle, l'analyse fréquentielle, l'analyse temps-fréquence, l'analyse temps-échelle et l'analyse de la cyclostationnarité.

Les machines tournantes produisent des signaux cycliques selon un ou plusieurs cycles de base se répétant indéfiniment. L'existence de ces cycles conduit naturellement à exploiter la cyclostationnarité de ces signaux c'est-à-dire la périodicité de leurs paramètres statistiques. Pour qu'il y ait périodicité de ces paramètres, il faut que la durée des cycles successifs soit constante, ce qui n'est pas le cas si la machine est sujette à des variations de vitesses. Dans ce

cas, nous sommes conduits à réaliser les acquisitions des signaux sous échantillonnage angulaire, ce qui signifie que les échantillons sont prélevés à pas angulaire constant. Ce type d'acquisition garantit un nombre d'échantillons constant pour chaque cycle. De plus, si les paramètres de fonctionnement de la machine sont constants (pression, température, vitesse moyenne, ...), les signaux prélevés peuvent être qualifiés de cyclostationnaires. L'échantillonnage angulaire est beaucoup moins répandu que l'échantillonnage temporel et il est surtout plus contraignant expérimentalement car le signal d'horloge de la carte d'acquisition doit être fourni par un capteur de position solidaire de l'arbre de la machine.

Il n'est pas toujours possible de rendre certaine valeur d'une période cyclique, pour des signaux de roulement ou de nombreuses fluctuations existent. Dans ce cas, on peut souvent considérer que les périodes successives sont distribuées autour d'une période moyenne avec un écart-type donné. Nous sommes, alors dans notre cas peu étudié la cyclostationnarité ou l'acquisition ne peut plus être synchronisée sur ces signaux que ce soit dans le domaine angulaire ou temporel.

L'objectif de ce travail est la détection des défauts de machines tournantes et plus particulièrement des défauts réels tels que les défauts d'usure, les défauts d'alignement, les défauts d'engrenages et les défauts de roulements, par l'analyse vibratoire.

Le travail est structuré de la manière suivante :

Le premier chapitre, est consacré à la recherche bibliographique sur les différents outils d'analyse vibratoire, que ce soit les outils de diagnostic ou de surveillance. On débute le chapitre par des notions générales sur les politiques de la maintenance industrielle et leurs applications dans le domaine de l'industrie suivi des techniques d'analyse utilisées spécialement dans la maintenance conditionnelle. On présente par la suite une synthèse bibliographique de plusieurs travaux de recherche dans le domaine du diagnostic et de surveillance industrielle, permettant la détection des défauts dans les machines tournantes.

Dans le deuxième chapitre, on propose l'utilisation d'un niveau global moyen qui permet de visualiser l'état global de la machine avant qu'une décision ou intervention soit prise. Les valeurs de cet indicateur montrent le véritable état vibratoire de la machine. Une analyse spectrale est menée pour diagnostic les défauts présents dans le turbo ventilateur. L'association de l'analyse spectrale à l'analyse basée sur l'indicateur ( $NG_{\text{moyen}}$ ) proposé a permis de localiser l'origine du problème dans le mécanisme étudié.

Dans le troisième chapitre, après un rappel des notions de l'approche cyclostationnaires dans

le contexte mécanique, nous présentons les bases théoriques de la cyclostationnarité et ses propriétés, dont les caractéristiques évoluent cycliquement au cours du temps et qui offre un cadre particulièrement adapté à l'analyse de nombreux signaux acoustiques et vibratoires. Nous avons détaillé les développements mathématiques qui nous permettent d'arriver à l'expression de la modulation d'intensité de distribution (MID), qui est fonction de la fréquence porteuse de la fréquence cyclique, l'expression de l'intégration de la modulation d'intensité de distributions (IMID). Ces deux paramètres seront utilisés par la suite pour le diagnostic du turboalternateur.

Dans le quatrième chapitre, nous avons appliqué la méthode de la cyclostationnarité à un signal mesuré sur un palier de roulement, dont le défaut est connu au préalable puis à des signaux mesurés sur les différents paliers d'un turboalternateur dans différentes bandes de fréquences. Ce qui a permis la détection des modulations des fréquences des défauts dans ces signaux non stationnaires par l'application de la modulation d'intensité de distribution. Après l'intégration de la modulation d'intensité de distributions, qui a l'avantage d'être une fonction d'une seule variable de fréquence et qui montre d'une manière très explicite la présence ou non des défauts.

La thèse est clôturée par une conclusion générale sur les différentes méthodes de diagnostic utilisées dans ce travail, en montrant la limite de l'analyse spectrale dans le diagnostic des défauts dans les paliers lisses du réducteur et l'apport de la méthode de la cyclostationnarité dans ce type de défaut.

# **Chapitre1**

---

## **Notions générales sur la maintenance et synthèse bibliographique**

---

Ce chapitre présente des notions générales sur la maintenance ainsi qu'une synthèse bibliographique concernant les différentes méthodes utilisées actuellement dans la détection des défauts des machines tournant. L'analyse vibratoire est l'un des outils les plus efficaces et les plus utilisés dans l'industrie. Sa pratique, ses traitements, ses ambitions pour la maintenance préventive conditionnelle sont abordées. On se contente de traiter les signaux issus des défaillances omniprésentes dans le parc des machines industrielles. L'emploi de l'analyse vibratoire, comme outil de maintenance passe de plus en plus par la connaissance du comportement dynamique de la structure pour le diagnostic et pour éventuellement anticiper le dysfonctionnement des machines.

## **I.1 Introduction**

Dans le monde industriel actuel, les machines fonctionnent en général sans intervention directe de l'homme. Le développement de l'automatisation des machines pousse l'homme à quitter la scène de la production mais sa place reste primordiale dans le processus de maintenance. L'utilisation des différents équipements technologiques nécessite un suivi de leur comportement visant à garantir la sécurité, la qualité des produits, la disponibilité et la minimisation des coûts d'exploitation.

Le choix des méthodes de surveillance est conditionné par la nature des installations et de leurs dégradations éventuelles. Il s'agit d'opérations pouvant être réalisées en fonctionnement (mesures de température, surveillance vibratoire ou acoustique, consommation électrique ...) ou menées en différé (analyse du lubrifiant par exemple) nécessitant des arrêts programmés du système. La solution de maintenance corrective, n'intervenant qu'en cas de panne, est abandonnée dès que les exigences de coûts, de qualité et de sécurité deviennent primordiales [Bou.98], [Han.02]. La notion de la maintenance devient alors préventive systématique ou conditionnelle. Dès lors que le taux de défaillance peut être obtenu à partir des retours d'expériences, la maintenance préventive systématique est tout à fait satisfaisante.

Ce chapitre contient une étude bibliographique sur la maintenance des installations et des machines, une attention particulière est réservée à la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire. A ce propos, les différentes méthodes et techniques déjà utilisées et celles toujours en voie de développement, seront présentées. Nous donnerons, pour chaque technique citée, un exemple réel traitant des signaux mesurés.

## **I.2 Définitions normatives de maintenance**

D'après la norme AFNOR (NF X 60- 010), (1994), la maintenance est définie comme l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou d'assurer un service déterminé.

### **I.2.1 Fonction maintenance**

La maintenance regroupe toutes les actions de dépannage et de réparation, de réglage, de révision, de contrôle et de vérification des équipements matériels (machines, véhicules, objets manufacturés, etc.) ou même immatériels (logiciels). Le service de la maintenance peut être amené à participer à des études d'amélioration du processus et doit, comme de nombreux services de l'entreprise, prendre en considération de nombreuses contraintes comme la qualité, la sécurité, l'environnement, etc. La maintenance est l'ensemble des actions techniques,



administratives et de management effectuées durant le cycle de vie d'un bien et destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise.

### I.2.2 Importance de la maintenance d'équipements industriels

Les besoins de l'homme en produits de consommation divers ont augmenté et se sont amplifiés d'une année à l'autre. La complexité et le coût croissant des appareils de production ont entraîné une forte augmentation de leur intensité d'utilisation, mettant en évidence le besoin d'une bonne maintenance afin d'assurer leur meilleure performance. Les études de fiabilité, de maintenabilité ou de disponibilité, les méthodes et techniques de maintenance, la gestion de la maintenance assistée par ordinateur et les outils modernes de la prédiction, ont largement succédé le vieil entretien simple.

L'enjeu, bien qu'il apparaisse technique, est beaucoup plus économique. Pour consommer, il faut produire, et pour produire il faut conserver au maximum le potentiel de production avec le minimum de coût possible. La maintenance est donc une fonction importante et intégrée dans la vie de l'entreprise et comme Monchy [Mon.95] le décrit, le maintenicien est un homme de contact, faisant illusion aux diverses interfaces que la maintenance peut avoir avec les différentes structures de l'entreprise.

### I.2.3 Politique de maintenance

La notion de maintenance a évolué au cours du temps. Aujourd'hui, le terme maintenance est associé à l'optimisation des performances et des coûts de production des équipements passent par l'intégration d'une même démarche des aspects de fiabilité, de maintenabilité, de disponibilité et de sécurité des biens et des personnes. L'impératif économique, face aux besoins d'être compétitif, font que la maintenance prend un rôle prépondérant aussi bien dans les secteurs industriels que dans d'autres secteurs aussi variés tels que l'industrie agro-industrielle, les hôpitaux ou le bâtiment.

Choisir entre un type de maintenance et un autre est une question cruciale puisqu'il s'agit de choisir les stratégies de maintenance que nous avons montrées dans la figure (1.1).

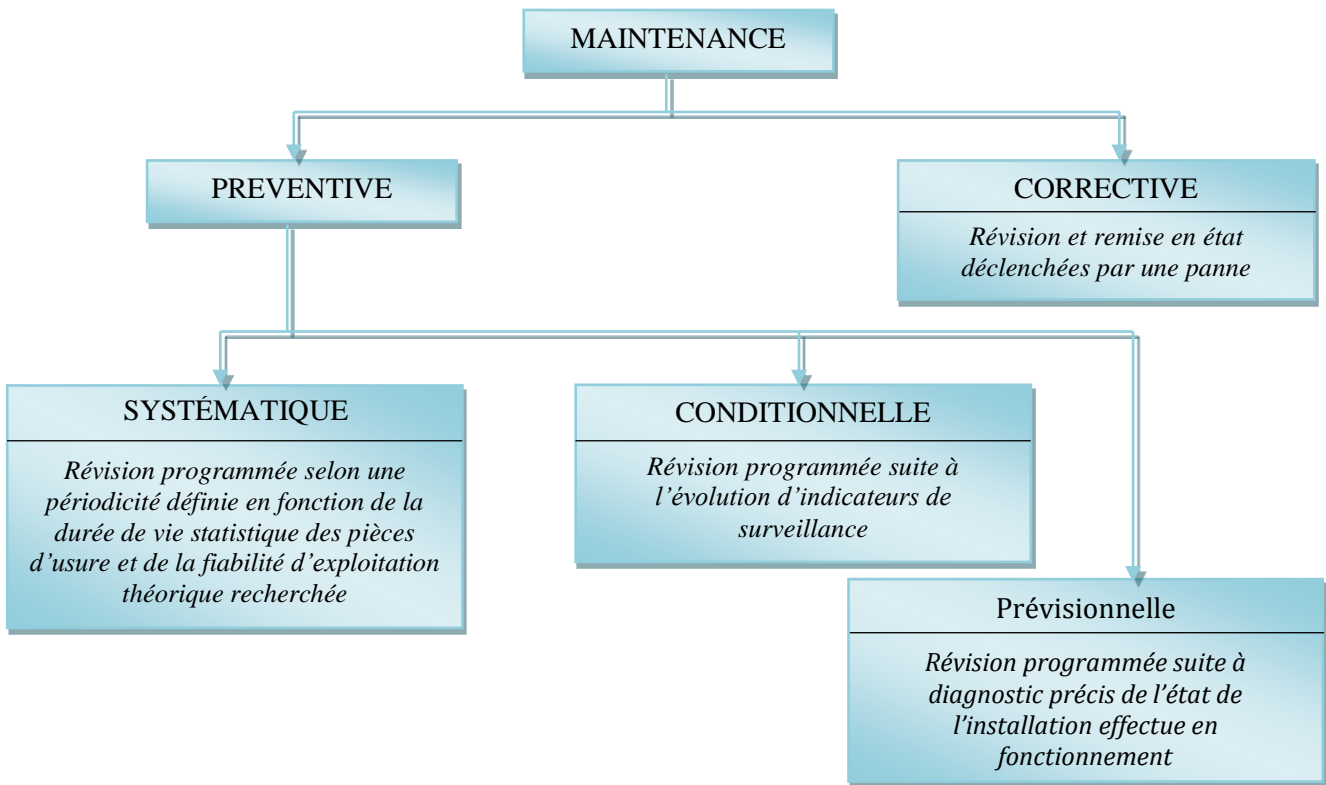


Figure 1.1 Les stratégie de maintenance.

Le choix entre ces différents types de maintenance dépend des politiques menées sur chaque équipement. Le coût d'une panne et la sécurité du personnel sont deux paramètres primordiaux quant au choix du type de maintenance. En général, un mélange harmonieux entre préventif et correctif est adopté afin de minimiser le coût total de maintenance. En effet selon la figure (1.2) un manque d'entretien va provoquer beaucoup d'incidents et donc beaucoup de correctif, tandis que beaucoup de préventif va faire augmenter le coût total [Mor.05].

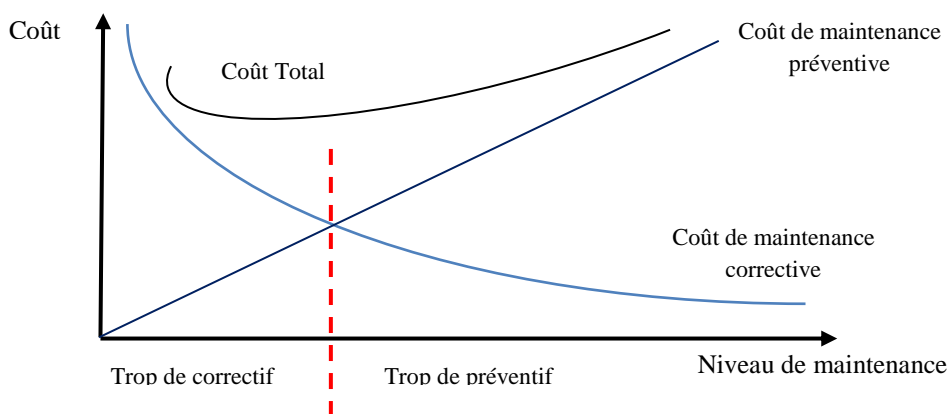


Figure 1.2 Optimisation de la politique de maintenance.

Les études de fiabilité, exprimées le plus souvent par des modèles mathématiques, permettent de

connaître exactement la probabilité d'avoir une avarie entre un temps  $t$  et  $t+dt$ , appelée taux de défaillance. L'allure du taux de défaillance sur toute la durée de vie du matériel a une forme en baignoire selon la figure (1.3) et sa courbe peut être classée en trois grandes périodes; jeunesse, maturité et vieillesse. A titre de prévention, des contrôles très renforcés seront appliqués au cours de la première période. En maturité, considérée comme la plus grande période de vie d'un matériel, on appliquera les deux formes de maintenance. Quant à la période de vieillesse, une maintenance préventive spécifique sera appliquée [Lyo.92]. Dans les dernières catégories, les opérations de maintenance réalisées selon un échéancier établi en avance selon les unités d'usage est appelée maintenance systématique. Alors, en maintenance conditionnelle l'intervention est faite sur la base d'indicateurs de l'état du bien, tels que les vibrations, le bruit, la température et la pression.

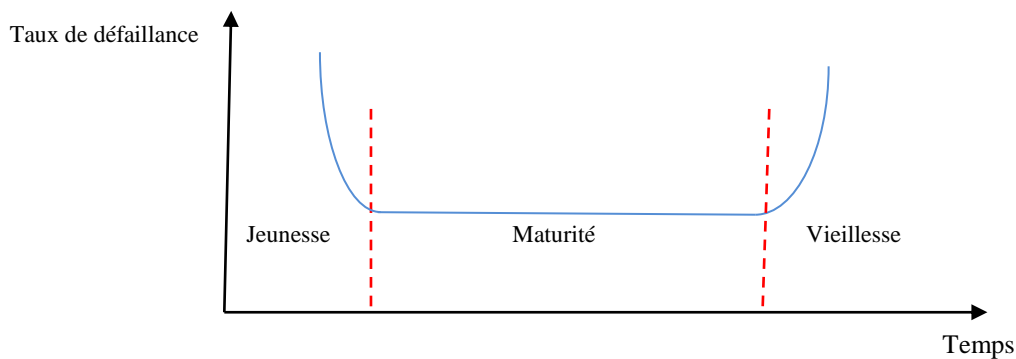


Figure 1.3 Périodes de vie d'un matériel.

#### I.2.4 Approche de maintenance conditionnelle

En réalité, les surcharges d'utilisation des matériels peuvent entraîner des défaillances précoces bien avant la date optimale prévue par l'échéancier. Ceci constitue une sérieuse limite de la maintenance préventive systématique. C'est pourquoi pour les systèmes mécaniques où la sécurité est de grande importance, la maintenance conditionnelle est appliquée [Bre.02]. Le principe de cette maintenance est d'intervenir lorsqu'un seuil prédéfini d'un indicateur est atteint. Bien que le problème de ce type soit la prédéfinition de ces seuils, plusieurs méthodes et techniques sont utilisées et constituent actuellement le pilier d'une stratégie de maintenance moderne.

Les mesures de température et de pression permettent un suivi et donc une surveillance permanente de l'état de certaines installations. En les comparant à des seuils prédéfinis, elles permettent un verdict rapide sur l'état de fonctionnement entraînant l'arrêt de tout le système si besoin est. Le problème de cette technique est le fait qu'elle ne permette pas de savoir l'origine du problème, ni d'ailleurs un diagnostic précis. L'analyse des lubrifiants permet la mesure de la

teneur en polluants de l'huile issus de la dégradation des pièces mécaniques (présence de métaux ferreux ou non ferreux) ou représentatifs d'un type de fonctionnement (résidus de combustibles, produits de combustion) [Duc.05]. C'est donc un bon indicateur de la présence d'une avarie, mais pas de son origine car les particules, détectées le plus souvent par une spectrométrie, peuvent provenir de n'importe quelle pièce du système. Malgré cette limite, l'analyse d'huile reste très utilisée notamment dans les moteurs thermiques. Enfin, l'analyse vibratoire est sans doute la technique la plus fiable car elle permet la détection et le diagnostic à la fois. Dans les conditions normales, toutes les machines vibrent et ont donc une signature vibratoire particulière. Une première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle d'une panne, produit une modification dans cette signature. Par conséquent les images vibratoires des principaux défauts qui peuvent parvenir sur une machine ont été définies tout au long de ces dernières années [Mor.92]. Profitant du magnifique développement des techniques de traitement de signal, l'approche constitue aujourd'hui le moyen le plus efficace permettant la détection des défauts.

#### I.2.5 Les techniques de la maintenance conditionnelle

Les machines tournantes en état de fonctionnement exigent des opérations de maintenance qui permettent d'éviter des catastrophes et d'augmenter leur disponibilité. Plusieurs techniques de maintenance sont appliquées aux machines tournantes telles que moteur, ventilateur, turbine, compresseur, ... Ces techniques permettent d'acquérir des connaissances sur leur fonctionnement. La maintenance préventive conditionnelle est subordonnée à un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure), révélateur de l'état de dégradation du bien. La figure (1.4) présente une grande disponibilité de l'analyse vibratoire parce qu'elle prend la détection de tous les défauts au niveau de la structure.

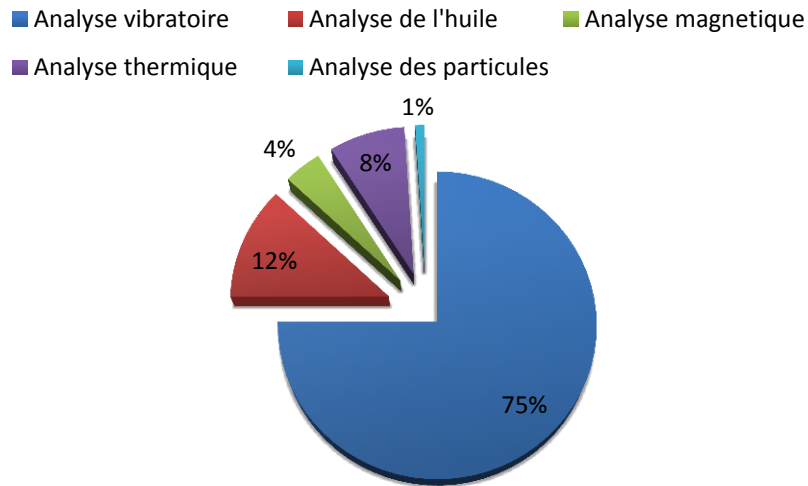


Figure 1.4 Différents techniques de la maintenance conditionnelle [Bou.89].

Les différentes techniques utilisées dans la maintenance conditionnelle sont les suivantes :

#### 1.2.5.1 L'analyse vibratoire

C'est une technique utilisée pour le suivi des machines tournantes en fonctionnement. Les variations efforts générés par la rotation des éléments sont souvent la cause des vibrations qui peuvent endommager les composants des machines. La mesure de ces vibrations va permettre d'identifier ces efforts dès qu'ils apparaissent, avant qu'ils aient causé de dommage irréversible [Mor.05]. Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée.

#### 1.2.5.2 L'analyse des lubrifiants

Appliquée à toutes les machines pourvu qu'elles contiennent un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever, la méthode consiste à détecter les particules d'usure drainées par le lubrifiant afin d'en déduire l'état de l'équipement. L'analyse d'un échantillon de quelques dizaines de millilitres d'huile peut alors suffire à révéler l'usure anormale de l'un des composants, le mauvais état d'un filtre ou encore la dégradation du lubrifiant suite à une oxydation, à une pollution, à une température d'utilisation trop élevée.

#### 1.2.5.3 La thermographie infrarouge

Jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques, la thermographie infrarouge suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance. Elle est depuis peu utilisée dans la surveillance des machines pour détecter les défauts qui se manifestent par un

échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distance et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.

Enfin, il existe d'autres méthodes moins répandues que les précédentes mais néanmoins intéressantes comme l'analyse acoustique qui permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés à distance de l'équipement.

## I.2.6 Activités de l'analyse vibratoire

### *I.2.6.1 La surveillance*

Le but est de suivre l'évolution de l'état d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs, par rapport à des valeurs de référence constituant la signature, est synonyme d'un dysfonctionnement probable. La signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée. D'après [Bou.03], on distingue deux types de surveillance : On-line où la mesure des indicateurs soit de manière continue et off-line où les mesures sont prises périodiquement.

### *I.2.6.2 La détection*

Pour détecter les défaillances d'un système, il faut être capable de classer les situations observables comme étant normales ou anormales. Cette classification n'est pas triviale, étant donné le manque d'information qui caractérise généralement les situations anormales.

### *I.2.6.3 Le diagnostic*

Il permet de désigner l'élément défectueux de la machine suite à une évolution anormale des vibrations constatées lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis la détection d'une anomalie ou d'une évolution dangereuse du signal vibratoire, voir la figure (1.5). Le diagnostic dans la majorité des cas est établi en interprétant les signaux vibratoires émis par la machine en fonctionnement [Bad.97].

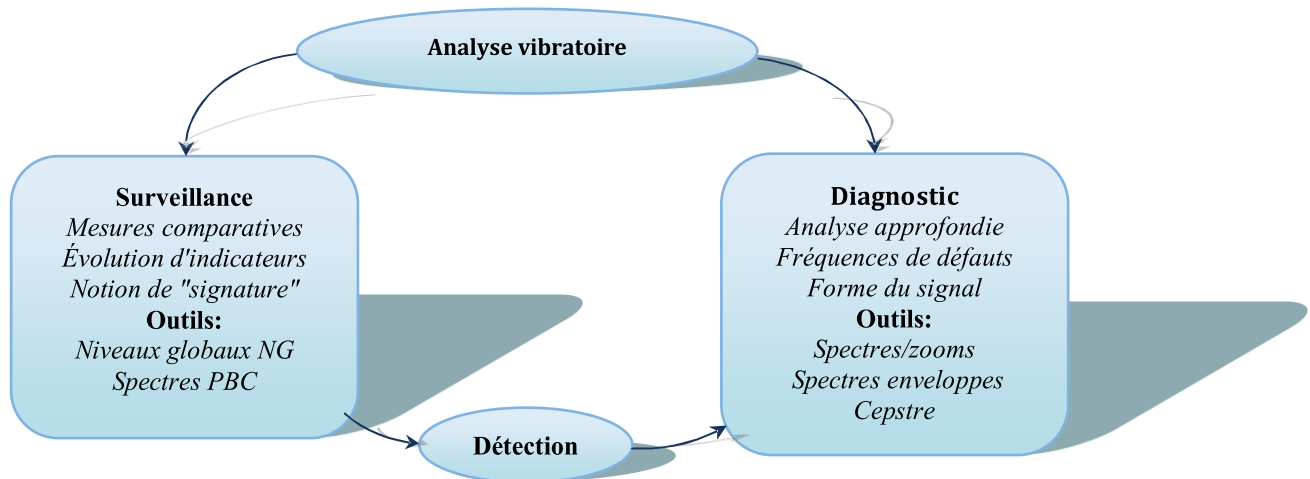


Figure 1.5 Schéma représentatif des activités de l'analyse vibratoire.

#### 1.2.6.4 Indicateurs de surveillance

Il existe différents indicateurs de surveillance du niveau vibratoire d'une machine permettant la détection ou le suivi de l'évolution d'un défaut ou d'un ensemble de défauts tels que ceux d'engrenages et de roulements. Parmi ces indicateurs, on trouve d'après [Bol.04] :

- Les indicateurs scalaires dérivant de la puissance et de l'amplitude crête du signal vibratoire (valeur efficace "RMS", valeur crête, facteur de crête, kurtosis) ;
- Les indicateurs spectraux permettant le suivi de l'évolution de la signature vibratoire (spectre à résolution constante, spectre à pourcentage de bandes constant) ;
- Les indicateurs spécifiques associés à la détection précoce d'un défaut particulier (amplitude d'une raie spectrale, amplitudes des harmoniques spectraux). Comme le facteur K qui est spécifique aux chocs.

L'évolution de ces indicateurs permet un déclenchement d'alerte d'une dégradation de fonctionnement, sans pour autant désigner l'élément défectueux. Comme a dit [Aug.05], la surveillance par niveaux globaux ne peut convenir que dans le cadre d'une politique de sécurité.

#### 1.2.6.5 Reconnaissance des défauts

La première démarche d'une action de surveillance est de se demander quels défauts sont susceptibles de se rencontrer sur la machine à surveiller.

La seconde concerne les manifestations de ces défauts, c'est-à-dire, quelles informations, quels paramètres descripteurs du défaut faut-il élaborer et mesurer pour disposer des bonnes informations qui permettront de dire si la situation est normale ou non, aussi celles qui

permettront de trouver ultérieurement l'origine et la gravité des défauts.

Les statistiques concernant les causes de défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements, tableau 1 [Bre.02].

Tableau1.1 Statistiques des causes de défaillances.

Localisation des défauts	Le pourcentage (%)
Arbres	60
Paliers	19
Dentures	10
Carters	7
Autres	4

### I.3 Défauts rencontrés sur les machines tournantes

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée est connue. La connaissance des images vibratoires induites par ces défauts et de la cinématique de la machine permet de formuler un diagnostic de l'état de la machine. Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il faut donc établir la liste de tous les défauts correspondant à chaque image et, par déduction, entreprendre les analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable.

#### I.3.1 Déséquilibre

##### a) Défaut de balourd

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider parfaitement l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. Il en résulte l'apparition des forces centrifuges proportionnelles à la vitesse de rotation qui déforment le rotor. Le balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage. La figure (1.6) présente le spectre d'un défaut de balourd dans lequel l'amplitude du pic correspondant à la fréquence de rotation est le plus éminente.



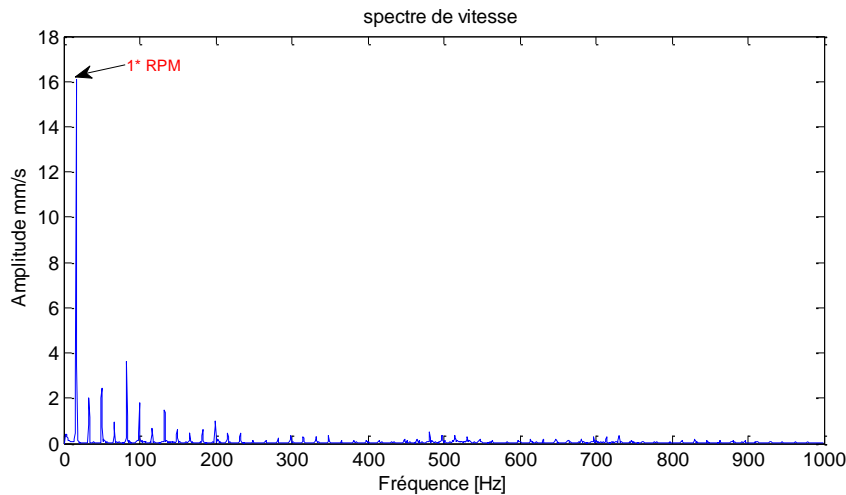


Figure 1.6 Spectre d'un défaut de balourd.

### b) Défaut d'alignement

Le spectre fréquentiel d'un défaut de désalignement a l'allure de la figure (1.7) dans le cas d'un désalignement radial. Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante généralement à 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparaît une vibration dans la direction radiale de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1.

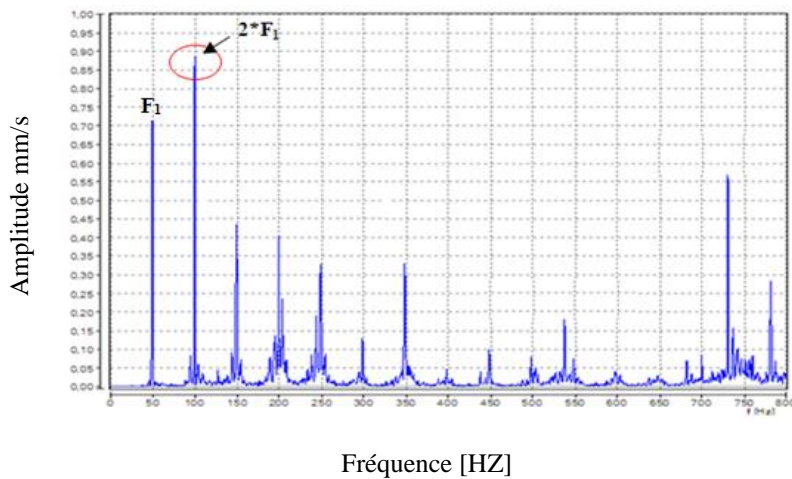


Figure 1.7 Spectre d'un défaut de désalignement radial.

Le même phénomène se manifeste dans la direction axiale. Il apparaît une vibration axiale de composante d'ordres 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales voir la figure (1.8).

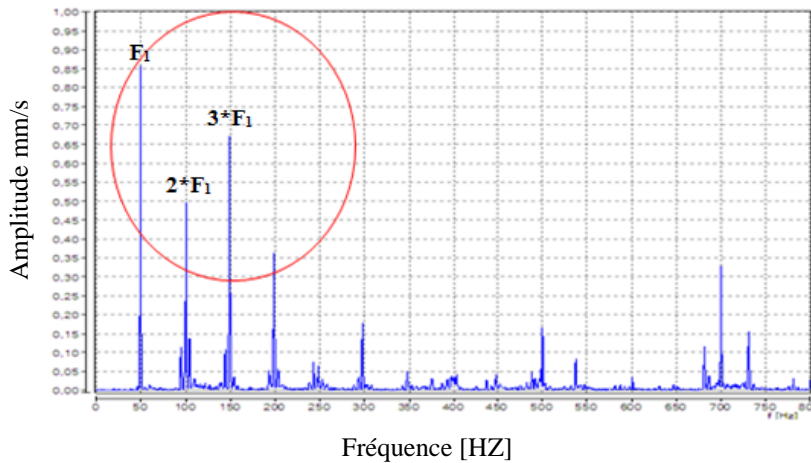


Figure 1.8 Spectre d'un défaut de désalignement axiale.

c) Défauts de serrage

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pics à des fréquences multiples de la fréquence de rotation. Il est également parfois possible de retrouver des pics à l'harmonique (1/2 fois la fréquence de rotation de l'arbre) et ses multiples. La figure (1.9) montre le spectre d'un défaut de serrage d'une roue avec des aubes qui touchent la carcasse.

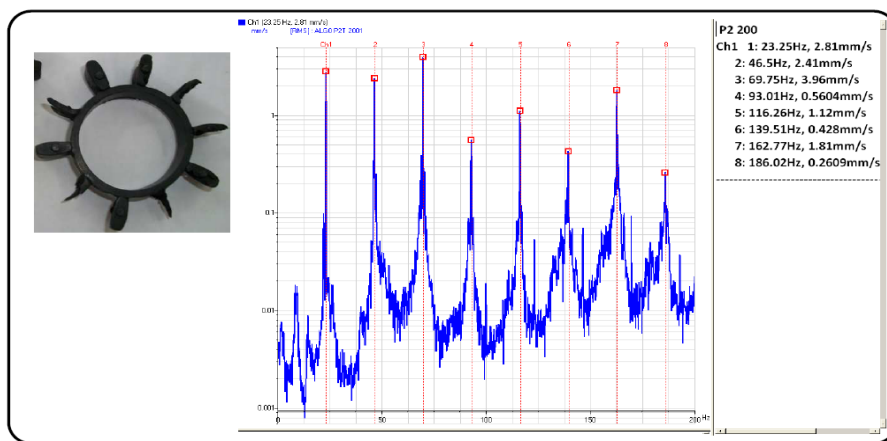


Figure 1.9 Spectre d'un défaut de serrage.

d) Défauts de transmission par courroies

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d'une courroie qui implique un effort ou un choc particulier à la fréquence de passage du défaut  $F_C$  voir figure (1.10), donné par :

$$F_c = \frac{\pi D_1}{L} \tag{1}$$

$F_C$  : Fréquence de passage de la courroie.

$D_1$ : diamètres de la poulie motrice.

$L$  : la longueur de la courroie.

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise dans la direction de l'effort de tension de la courroie. Une mesure axiale peut, éventuellement, détecter un défaut de désalignement des poulies.

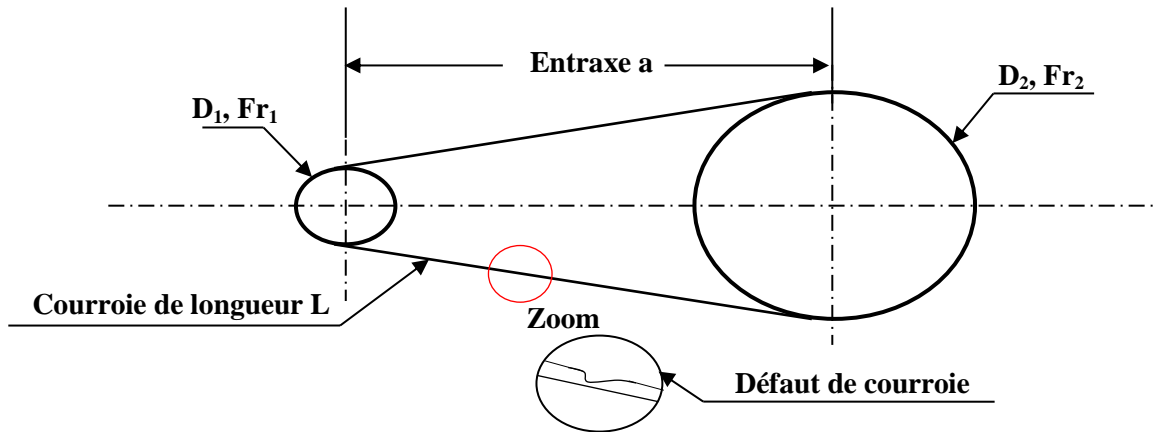


Figure 1.10 Défaut de courroie.

L'image vibratoire donne des amplitudes importantes à la fréquence de passage de la courroie et ses harmoniques, figure (1.11). La figure (1.12) montre le spectre réel mesuré sur une transmission par courroie. On voit bien la présence d'un pic à  $F_C$ ,  $2F_C$ ,  $3F_C$ ,  $4F_C$  ( $F_C$  est de 8,17 Hz).

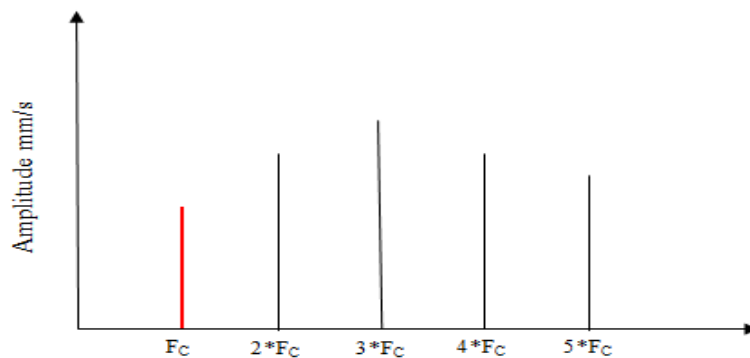


Figure 1.11 Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courroie.

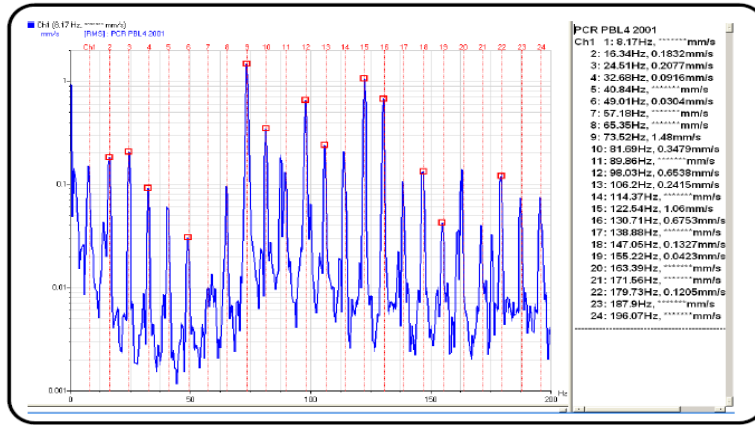


Figure 1.12 spectre réel d'un défaut de transmission par courroie.

e) Défauts de tourbillon d'huile

Le tourbillon d'huile (en anglais Oil-Whirl) est une instabilité de la position d'équilibre de l'arbre dépendant de la vitesse de l'huile dans le palier. Il peut commencer dès les basses vitesses de rotation et sa fréquence se situe habituellement vers 30 à 50 % de la fréquence de rotation [B&K.05]. Un meilleur équilibrage a plutôt tendance à diminuer ce phénomène car la force centrifuge due au balourd compense les instabilités du palier. Cette instabilité peut être soit amplifiée soit atténuée par une modification de la charge ou un changement de la température de l'huile. Cette instabilité n'est pas nécessairement répétitive : en réduisant la vitesse du rotor puis en retournant à la vitesse nominale, l'instabilité peut avoir disparu. Elle ne réapparaîtra alors que lorsque le facteur d'excitation se présentera à nouveau. Nous présentons sur la figure (1.13) le spectre d'un défaut de tourbillon d'huile dans un palier de turboventilateur avec une fréquence de rotation 175Hz [PNR.13].

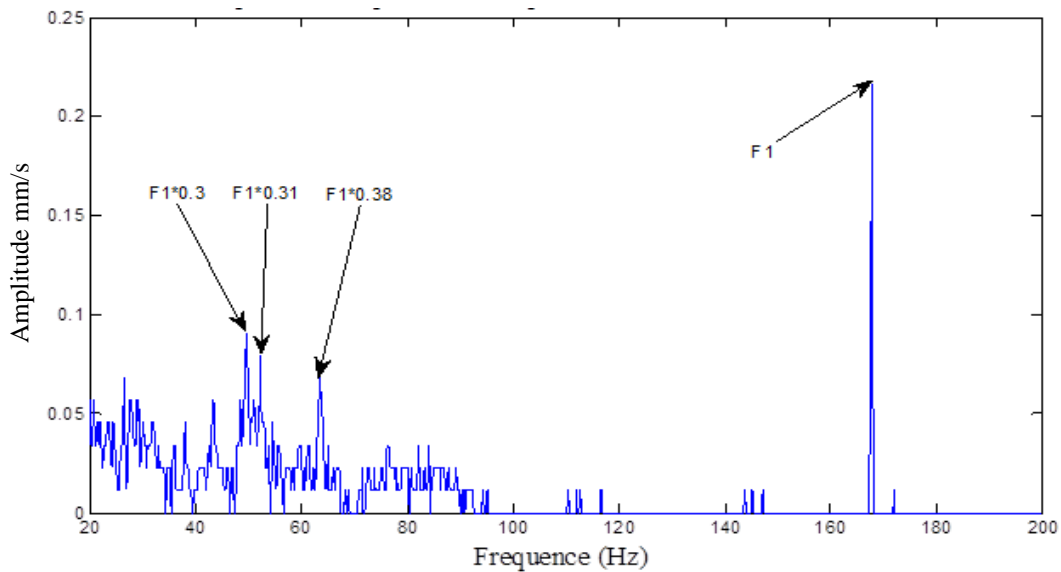


Figure 1.13 Spectre d'un défaut de tourbillon d'huile.

### f) Défauts de cavitation

Une cavitation provient de la collision de bulles produit d'ébullitions locales dans certaines conditions du fluide, même quand les résonances sont excitées dans tout le spectre quand les hautes fréquences sont particulièrement excitées. Nous présentons, sur la figure (1.14), les photos d'un effet de cavitation sur les pompes centrifuges.

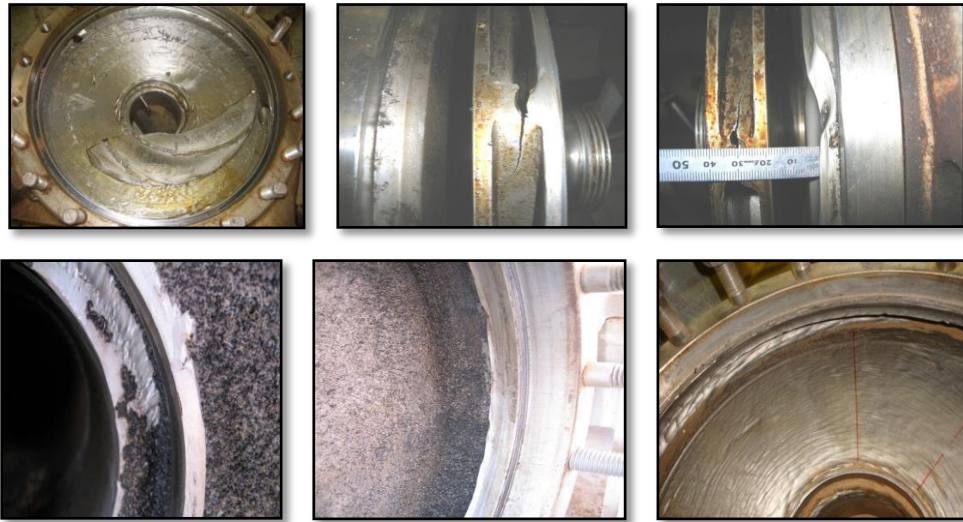


Figure 1.14 Photos de cavitation sur les pompes centrifuges.

### I.3.2 Défauts de roulements

Les roulements sont les éléments les plus importants des machines tournantes. Souvent, ils sont soumis à des excitations qui provoquent, dans la majorité des cas, une défaillance partielle ou totale de la machine dont les conséquences sont catastrophiques.

#### I.3.2.1 Fréquences caractéristiques des défauts de roulement

Les pistes de roulement se dégradent par fatigue en conduisant aux écaillages puis à la ruine du matériau. Lors de la mise en rotation, un train d'impulsion est généré par le défaut à une fréquence bien définie que l'on appelle « fréquence caractéristique » du défaut de roulement figure (1.15).

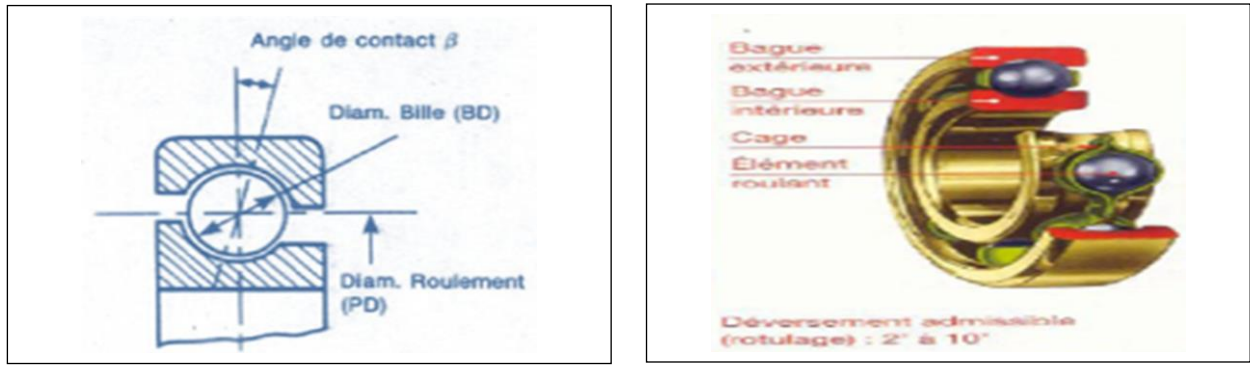


Figure 1.15 Description d'un roulement à billes.

On peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure:

$$BPFO = \frac{n \times N}{2} \left( 1 - \frac{d}{D_m} \cos \beta \right) \quad (2)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure:

$$BPFI = \frac{n \times N}{2} \left( 1 + \frac{d}{D_m} \cos \beta \right) \quad (3)$$

- La fréquence de passage d'un défaut d'élément roulant sur la bague intérieure ou extérieure:

$$BPF = \frac{D_m \times N}{2 \times d} \left( 1 - \frac{d^2}{D_m} \cos^2 \beta \right) \quad (4)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage :

$$CF = \frac{N}{2} \left( 1 - \frac{d}{D_m} \cos \beta \right) \quad (5)$$

Avec :

N : la fréquence de rotation en [Hz] ;

n : le nombre de billes ;

Di : le diamètre intérieur en [mm] ;

De : le diamètre extérieur en [mm] ;

Dm : le diamètre moyen en [mm] ;

$d$  : le diamètre de la bille en [mm] ;

$B$  : l'angle de contact en [degré].

### I.3.2.2 Quelques défauts de roulement [Eme.12]

#### a) Usure

Il existe deux types d'usure : le premier est un mode d'endommagement continu, dans des conditions de film fin et de vitesses faibles, quand les interactions entre les rugosités de surface des matériaux peuvent avoir lieu. Le second mode d'usure est celui causé par la présence d'un troisième corps (débris d'usure en suspension dans l'huile, poussières, particules). Par ailleurs, ces corps étrangers introduits au montage ou pendant le fonctionnement peuvent accroître le jeu, créer des cavités, coincer l'élément roulant et par la suite entraîner une rotation des bagues par rapport aux éléments qui les contiennent.

#### b) Piquetage

Un courant peut traverser les éléments d'un roulement et les arcs produisent des points chauds ou des fusions, voire la figure (1.16). Par suite de refroidissements rapides, le métal se trempe et des cratères se forment. Ces cratères sont caractérisés par des taches claires à bords sombres. Pour des courants faibles, l'altération est moins marquée et se traduit par des rainures.

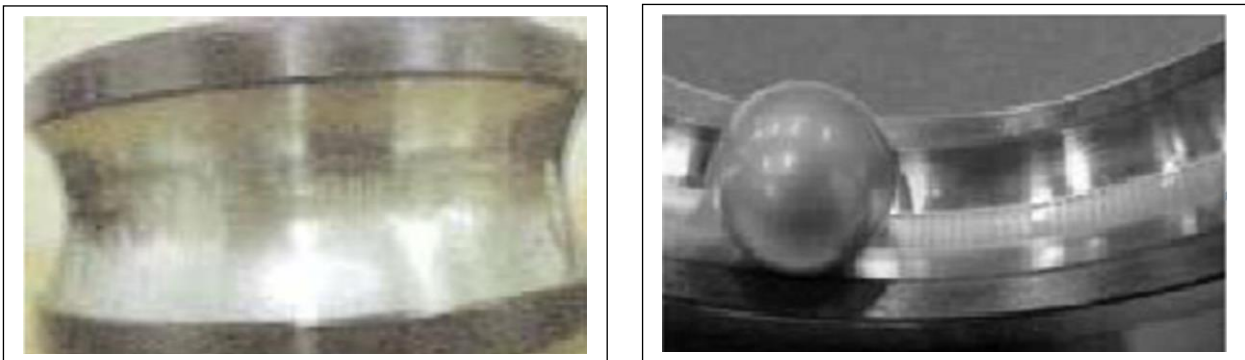


Figure 1.16. Phénomène de piquetage observé sur une piste de roulement.

#### c) Cannelures (fluting)

Les cannelures se forment par action simultanée de courants relativement faibles, et des vibrations. Ce phénomène, bien plus fréquent qu'on ne le croit, concerne les groupes électrogènes, les machines-outils, voir la figure (1.17).





Figure 1.17 Cannelure sur un roulement.

#### d) Grippage

Le grippage est un mode d'endommagement instantané. Les matériaux en contact se soudent sous pression et température généralement dans des conditions de vitesses moyennes et élevées. Il résulte d'un manque de lubrifiant ; les contacts métal-métal entraînent des échauffements qui facilitent les microsoudures et le transfert de métal figure (1.18). Une graisse durcie et une usure qui entraîne la rotation des rouleaux ou aiguilles autour d'axes non parallèles à l'axe des bagues, peuvent conduire à un grippage.

Le grippage est fréquent dans les roulements à rouleaux coniques si le frottement entre le collet de la bague intérieure et la grande base des rouleaux est défectueux. Il survient souvent dès les premiers tours si l'on n'a pas pris soin d'assurer une bonne lubrification dès le démarrage.

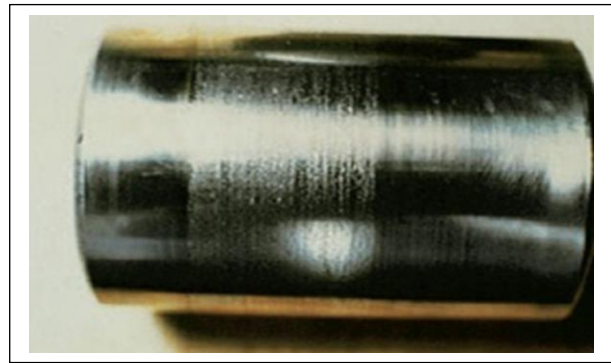


Figure 1.18 Grippage d'une bague.

#### e) Reptation

La reptation est une rotation de la bague intérieure sur le rotor. Elle est due à un jeu résultant d'une usure de la bague et du rotor. Elle est révélée par un polissage ou par des stries.



f) *Ruptures*

La rupture des éléments est rare car elle est précédée par des craquelures dues à des charges élevées ou à des défauts tels que la portée réduite de la bague extérieure et la présence des contraintes résiduelles pendant l'usinage, figure (1.19).



Figure 1.19 Rupture des éléments d'un roulement.

g) *Corrosion*

La corrosion chimique se produit en atmosphère humide lorsque le roulement est soumis à des phases de fonctionnement et d'arrêt durant lesquelles l'air humide pénètre dans le roulement en favorisant l'oxydation du roulement. Dans ce cas, il faut que l'étanchéité de tels roulements doit être assurée.

La corrosion de contact (fretting) apporte une pâte brune formée par la rouille et le lubrifiant et elle peut entraîner la rupture des bagues si elle est profonde, figure (1.20).



Figure 1.20 Crique de corrosion sur une piste de roulement.

h) *Écaillage superficiel (peeling)*

L'écaillage superficiel, figure (1.21), est un enlèvement superficiel de métal, plus ou moins étendu, sous forme de paillettes très fines. Il est attribué à une épaisseur de lubrifiant trop faible par rapport à la rugosité qui provoque des contacts métal sur métal. Le remède consiste essentiellement à diminuer la rugosité et à augmenter la viscosité du lubrifiant.



Figure 1.21 Écaillage superficiel.

### I.3.3 Défauts d'engrenages

Les engrenages sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance mécanique entre deux arbres parallèles ou non, concourants ou non et perpendiculaires ou non [Che.04] [Hen.79]. Les engrenages peuvent avoir diverses utilités comme la variation de vitesse de rotation entre deux arbres avec une réduction ou augmentation du couple moteur. Les engrenages constituent la principale source de vibrations dans une boîte de vitesse saine. Les sources d'excitation proviennent principalement de l'impact entre les dents des deux roues lorsqu'elles engrènent et de la variation de la rigidité de la denture due au déplacement du point de tangence entre les profils des deux dents [Elb.99].

#### I.3.3.1 Défauts de fonctionnement

On distingue principalement deux catégories de défauts. Les défauts affectant toutes les dents et ceux localisés sur des dents particulières [Chr.07]. Parmi les défauts répartis, on trouve :

##### a) L'usure

L'usure est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

L'usure normale, progresse lentement, elle est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture.

L'usure anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives, figure (1.22), ou lorsque le lubrifiant est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage.

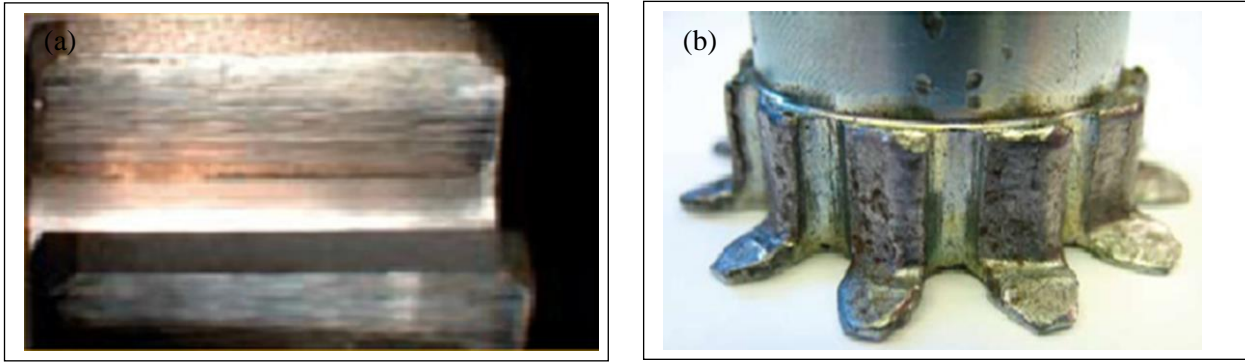


Figure 1.22 Usure des engrenages (a) usure par interférence (b).

### b) Les piquûres (Pitting)

Il s'agit des trous peu profonds, figure (1.23), qui affectent toutes les dents. Le pitting est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piquûres est associée aussi à un rapport épaisseur du film lubrifiant sur rugosité composite insuffisante pour éviter des contacts entre aspérités.



Figure 1.23 Piquûres des dents.

Les défauts localisés sur des dents particulières conduisent rapidement à la rupture de celles-ci [Hen.79]. Parmi ces défauts, on trouve :

### a) L'Écaillage

Il se manifeste aussi sous forme de trous, figure (1.24), mais ceux-ci sont beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux des piquûres. L'écaillage se trouve dans les engrenages cimentés, qui sont les plus répandus à l'heure actuelle car ils permettent de passer des couples importants avec des dimensions faibles.



Figure 1.24 Ecaillage des dents.

### b) Le grippage

Le grippage, figure (1.25), est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules et un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.

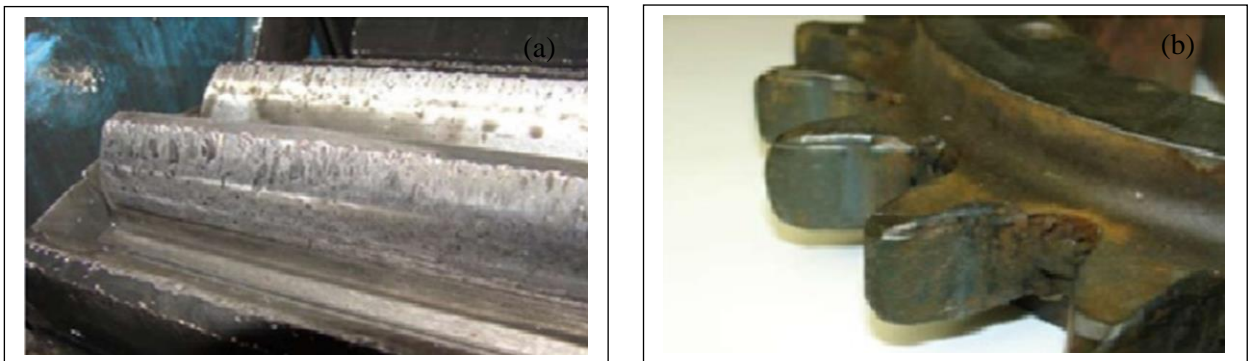


Figure 1.25 Grippage à froid (a), et à chaud (b).

### c) La fissuration

Elle progresse à chaque mise en charge à partir d'un point initial situé presque toujours au pied de la dent. Elle apparaît surtout sur des aciers fins durcis par traitement thermique car ils sont très sensibles aux concentrations de contraintes. L'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau. Ces fissures sont en général situées du côté de la dent sollicitée en traction.

## I.4 Apparition d'un défaut sur le signal vibratoire

Les vibrations générées au sein d'un roulement sont de faible amplitude, ressemblant à un bruit aléatoire. Lors de l'apparition d'une avarie, une impulsion se produit chaque fois que le défaut participe à un contact. L'avarie a donc une fréquence caractéristique qui dépend de la géométrie

du roulement et de l'emplacement de l'écaillage (sur la bague intérieure, sur la bague extérieure, ou sur un élément roulant) [Bre.02]. Les fréquences de passage sont des fréquences théoriques sensiblement respectées tant qu'il y a roulement parfait des billes sans glissement. Dès qu'il y a amorçage de grippage, le frottement a tendance à ralentir la partie dégradée. Le défaut se manifeste donc à une fréquence inférieure à la fréquence calculée. Cette différence bien que difficile à appréhender est un élément décisif pour établir l'urgence de l'intervention. Le grippage étant le stade ultime d'un défaut sur roulement peut amener au blocage de la rotation suite à la dégradation brutale du rotor.

### **I.5 Structure des signaux vibratoires**

Les signaux vibratoires relevés sur les systèmes mécaniques en fonctionnement contiennent l'information nécessaire relative à l'état des composants de la machine, tout le problème consiste à isoler l'information relative à chaque élément. En effet, les signaux ont une structure complexe, et sont constitués de différentes composantes : Une partie du signal provient des phénomènes cycliques se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrenements, les mouvements existants au sein d'un roulement... et une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système. Ces signaux ne sont globalement pas stationnaires [Mat.89] car ils ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante.

Cette non stationnarité a plusieurs origines [Gar.90]. Le vieillissement du système, l'excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs voire chaotiques (engrenages, roulements...), le non stationnarité cause des efforts transmis à travers le système, l'imperfection des surfaces de contact et la variation du contact entre dentures.

### **I.6 Influence des défauts sur la structure des signaux**

Les défauts d'engrenages et de roulements ont une incidence sur les vibrations du système, car les engrenages constituent les organes principaux de transmission de puissance et les roulements sont des organes de liaisons et de rigidité [Bru.95].

Les vibrations générées au sein d'un roulement sont de faible amplitude, ressemblant à un bruit aléatoire. Lors de l'apparition d'une avarie, une impulsion se produit chaque fois que le défaut participe à un contact. L'avarie a donc une fréquence caractéristique qui dépend de la géométrie du roulement et de l'emplacement de l'écaillage (sur la bague intérieure, sur la bague extérieure, ou sur un élément roulant). Cependant, les amplitudes des vibrations induites par les défauts ne sont pas d'un niveau très élevé. Elles sont noyées parmi les composantes plus énergétiques du

système comme celles des engrenages ou celles liées à un déséquilibre ou un balourd, par exemple.

Le spectre d'une accélération mesurée sur un palier avec un roulement défectueux ne présente pas de pic à la fréquence de roulement, mais présente notamment un niveau plus élevé dans la bande haute fréquence (de 1 kHz à 10 kHz), ainsi que des bandes latérales autour des fréquences prédominantes [Mon.75] [Dye.78].

Les vibrations induites par les engrenages sont d'amplitude importante. Même en l'absence de défauts, les impulsions données à chaque engrènement provoquent des vibrations émergeant nettement du niveau global du bruit.

D'après [Del.01], les défauts d'usinage des dents, les faux ronds, les déformations d'arbre provoquent une modulation d'amplitude, alors que les variations de vitesse (usure des dents de l'engrenage) entraînent une modulation de phase. Ces phénomènes existent même pour un engrenage sain. Le spectre présente alors des raies de modulation sur une bande étroite autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques [Ran.80] [Sho.84].

Pour un engrenage présentant un écaillage local, des phénomènes de modulation d'amplitude et de phase se produisent [Fad.86]. Ils sont de période égale à celle de l'élément défectueux. Dans le spectre, il apparaît alors des raies sur une large gamme fréquentielle [Ran.82].

Les défauts d'usure survenant sur les organes mécaniques tels que les engrenages et les roulements produisent essentiellement des phénomènes de modulation sur les signaux.

### **I.7 Différentes approches pour le choix des outils de traitement du signal**

La sélection des différents outils de traitement du signal dépend de deux considérations: La modulation du signal temporel et la structure des signaux vibratoires (stationnaire, non-stationnaire, cyclostationnaire) [Bre.02]. Plusieurs approches ont été développées telles que :

- Approche 1 : Le signal mesuré est considéré stationnaire, l'effet de la non stationnarité est négligé ;
- Approche 2 : La non-stationnarité n'est pas négligée. Le caractère de cyclostationnarité est implicitement pris en compte, et des moyens mathématiques simples sont utilisés, comme le moyennage temporel, ou la moyenne de spectres ou de cepstres [Cor.98] [Ant.01] ;
- Approche 3 : La cyclostationnarité est considérée comme l'élément détenteur des informations du signal. Les paramètres de la cyclostationnarité (corrélation spectrale,

degré de cyclostationnarité) deviennent des indicateurs de la présence de défauts [**Ant.01**] [**Cap.98**].

En général, les signaux vibratoires n'ont pas une structure stationnaire. La plupart des procédures de diagnostic néglige la cyclostationnarité en considérant le signal comme stationnaire. Cette approche est utilisée dans l'analyse spectrale, cepstrale et dans la combinaison de la transformée d'Hilbert et du spectre [**Bre.02**].

### **I.8 Les outils de la surveillance et du diagnostic par l'analyse vibratoire**

Nous présentons dans ce paragraphe les différents outils de traitement du signal adéquats à la détection des défauts d'engrenages et de roulements par l'analyse vibratoire. De nombreux travaux ont été réalisés dans l'objectif de déterminer la signature de défauts isolés d'engrenages ou de roulements sur les signaux d'accélération [**Bel07**] [**Bol.03**] [**Fan.06**] [**Nik.02**]. Ils ont permis de développer et définir les principaux outils de traitement de mesures adaptés pour le suivi de comportement des machines tournantes.

Il s'agit de décrire les outils principalement disponibles, tels que l'analyse spectrale, cepstrale, l'analyse du signal enveloppe pour les méthodes fréquentielles et les outils statistiques tels que les indicateurs scalaires ou les niveaux globaux pour les méthodes temporelles.

### **I.9 Les outils de surveillance**

Les outils de surveillance ou les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli. Elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

#### **I.9.1 La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square)**

C'est un indicateur scalaire large bande très utilisé, bien qu'il présente des inconvénients. Le premier inconvénient, il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts. Le deuxième inconvénient, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes

de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure des machines surveillées.

La forme discrétisée qui donne la valeur efficace est donnée par Pachaud dans la référence [Pac.97] :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [S(t)]^2} \quad (6)$$

Où S(t) est le signal temporel mesuré, Ne représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

### 1.9.2 Les indicateurs crêtes

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête est le mieux adapté pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré [Bou.98].

Le facteur de crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace [Par.06]

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}} = \frac{\sup|S(t)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [S(t)]^2}} \quad (7)$$

### 1.9.3 Kurtosis

Ce paramètre a été introduit pour la première fois par le mathématicien Britannique Pearson en 1905 pour comparer une distribution quelconque à la distribution Gaussienne. Comme le Kurtosis d'une distribution Gaussienne est égale à 3, cette valeur est devenue référence pour évaluer le degré d'aplatissement d'une distribution par rapport à celle normale. Certains mathématiciens utilisent le Kurtosis Excess qui est égal au Kurtosis moins trois (-3), et de ce fait le Kurtosis Excess d'une distribution Gaussienne est égale à zéro. Mathématiquement, le Kurtosis est donné par [Bol.04]:

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4 S(t)}{M_2^2 S(t)} = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{S})^4}{\left(\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{S})^2\right)^2} \quad (8)$$

Où M4 et M2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,  $\bar{S}$  est la valeur moyenne des amplitudes.

### 1.9.4 Niveau global de vibration

Le spectre des accélérations avec défauts de roulement présente un niveau élevé dans le domaine



des hautes fréquences [Aug.05] [Bru.02]. La mesure régulière du RMS et de la valeur efficace du niveau de vibration pour une bande de fréquence limitée aux fréquences élevées (de 1kHz à 10 kHz) fournit un indicateur de la présence d'un défaut de roulement. Les valeurs prises peuvent être comparées avec une valeur recommandée. L'avantage de ce type d'indicateur de défaut est sa simplicité d'utilisation car il suffit de traiter des mesures d'accélération et de ne saisir régulièrement qu'une seule valeur.

## I.10 Les outils du diagnostic

### I.10.1 L'analyse spectrale

L'analyse spectrale, ou l'analyse de fréquence, est la technique la plus ancienne. Ses bases mathématiques remontent au dix-septième siècle suite aux travaux de Sir Isac Newton, le premier qui a introduit le mot spectre comme terme scientifique. Ce n'est qu'en 1822 que le physicien Français Jean Baptiste Joseph Fourier introduisit sa célèbre transformée appliquée aux signaux non-périodiques. Cette transformée est la généralisation de la série de Fourier appliquée aux signaux périodiques discrets, et elle permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel [Bek.08]. Mathématiquement, la transformée de Fourier rapide est donnée par [Bou.03] :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t)e^{-2j\pi ft} dt \quad (9)$$

Où  $S(f)$  est la transformée de Fourier du signal  $S(t)$ ,  $t$  est la variable temps,  $f$  est la variable fréquence.

Pour illustrer l'approche fréquentielle de la détection des défauts de roulements, nous présentons, sur la figure (1.26) le spectre d'un roulement défectueux à une rangée de rouleaux cylindriques du type Nu 205, tournant à 34,5 Hz. Sur le spectre apparaît, en plus des composantes fréquentielles du système (vitesse de rotation et ses harmoniques), un pic correspondant à environ 130 Hz qui n'est pas une harmonique de la vitesse de rotation mais une fréquence typique d'un défaut sur la bague extérieure.

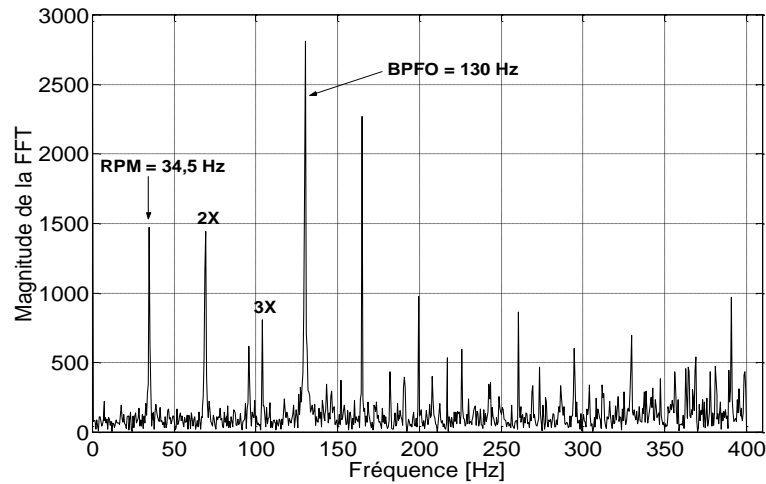


Figure 1.26 Spectre d'un roulement avec un défaut sur la bague extérieure [Dje.08].

### I.10.2 L'analyse cepstrale

Le cepstre est en quelque sorte le spectre d'un spectre logarithmique et il permet de trouver les périodicités dans le spectre original [Ran.81] [Ran.82]. Le cepstre est défini comme étant transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance.

$$C[S(t)] = C(\tau) = TF^{-1}[\log_{10}(S(f))] \quad (10)$$

$\tau$  : à dimension d'un temps, en (s) appelé Quéférence, anagramme du mot Fréquence.

Alors que le spectre permet de visualiser les différentes périodicités contenues dans un signal, le cepstre permet lui de retrouver d'éventuelles périodicités dans un spectre [Bou.05]. Cette technique a été très utilisée pour les défauts de type chocs périodiques notamment ceux des engrenages, car elle permet de mettre en évidence les pas séparant les harmoniques d'un peigne de raies aussi bien pour les hautes vitesses de rotation que pour les plus basses [Gal.11]. La figure (1.27) représente le cepstre calculé à partir d'un signal mesuré sur un roulement du type 6200 monté sur un banc d'essais et tournant à 50 Hz. Sur ce cepstre apparaissent des pics dont l'espacement des quéférences correspond à une période égale à 0.0078 s, soit une fréquence d'environ 128 Hz, qui est en effet celle d'un défaut sur la bague extérieure.

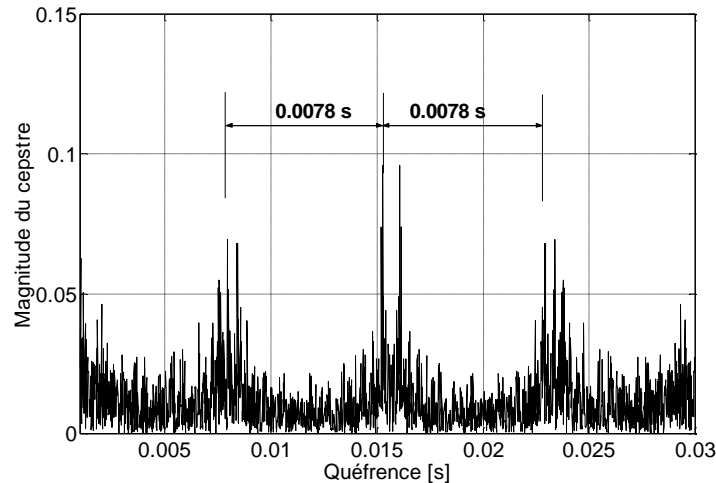


Figure 1.27 Cepstre d'un roulement défectueux [Dje.08].

### I.10.3 Analyse d'enveloppe HFRT

L'analyse d'enveloppe ou la HFRT (High frequency Resonance Technique) s'avère une technique complémentaire à celle du cepstre qui est pénalisée par sa grande sensibilité au bruit et aux fluctuations aléatoires de la vitesse de rotation. Comme le cepstre, la HFRT permet d'assurer la détection et le suivi d'évolution de défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques mais dans une plage fréquentielle considérablement plus étendue [Bou.03]. La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure. En général, les composantes fréquentielles les plus énergétiques dans le spectre du signal. Ainsi, il devient alors possible d'extraire des informations basses fréquences difficiles à détecter sur une porteuse haute fréquence.

La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert, donnée par [Fan.06]:

$$H[S(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{S(\tau)}{t-\tau} d\tau \quad (11)$$

Avec  $H[S(t)]$  la transformée de Hilbert du signal  $S(t)$ .

La figure (1.28) montre l'exemple d'une analyse d'enveloppe d'un signal mesuré sur un roulement défectueux. Le roulement, du type 6200, est monté sur un banc d'essais et tourne à 50 Hz. Ni le signal mesuré, ni d'ailleurs le spectre, ne donnent d'informations sur l'existence du défaut. Après le filtrage du signal mesuré dans la bande passante [1000-3000] Hz, le signal obtenu illustre clairement des impacts signalant une détérioration du roulement. Le spectre d'enveloppe issu de la transformée de Hilbert met en évidence la fréquence d'un défaut sur la

bague extérieure (128 Hz) ainsi que certaines de ses harmoniques, ce qui indique que le bruit est filtré avec un rapport signal/bruit (SNR) très significatif.

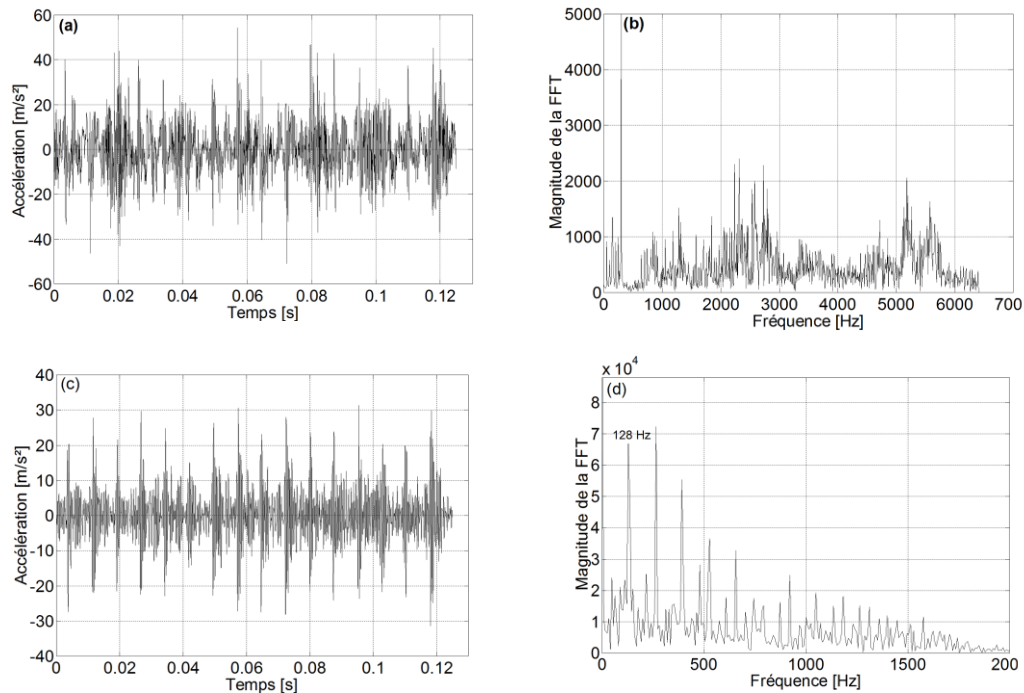


Figure 1.28 Démarche d'une analyse d'enveloppe d'un signal mesuré sur un roulement défectueux : Signal mesuré(a), Spectre du signal mesuré(b), Signal filtré (c) et Spectre d'enveloppe du signal filtré(d) [Dje.08].

#### I.10.4 La transformée en ondelettes

En 1980, Morlet [Mor.05], proposa une nouvelle analyse peu différente de celle de Gabor. Au lieu d'utiliser une fenêtre qu'on fait coulisser le long d'un signal, Morlet proposa d'utiliser des « ondelettes » qui sont des fonctions copies les unes des autres mais qui ne diffèrent que par leur taille. Cette technique possède le pouvoir de dilatation et de translation de la fonction analysante que la fenêtre ne possède pas [Bou.03]. Un signal peut s'écrire alors sous forme d'une superposition de telles ondelettes décalées et dilatées. Les poids de ces ondelettes dans la décomposition, appelés coefficients d'ondelettes, forment « la transformée en ondelettes ». La transformée en ondelettes remplace les sinusoides de la transformée de Fourier par une famille de translations et dilatations d'une même fonction appelée ondelette. Mathématiquement, la famille d'ondelettes se met sous la forme :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \tag{12}$$

Un exemple d'analyse multi résolution en ondelettes du signal bruité est donné par la figure (1.29). La fréquence d'échantillonnage simulée est égale à 30000 Hz, le nombre d'échantillons est égale à 2048 et la fréquence de résonance est choisie égale à 2900 Hz.

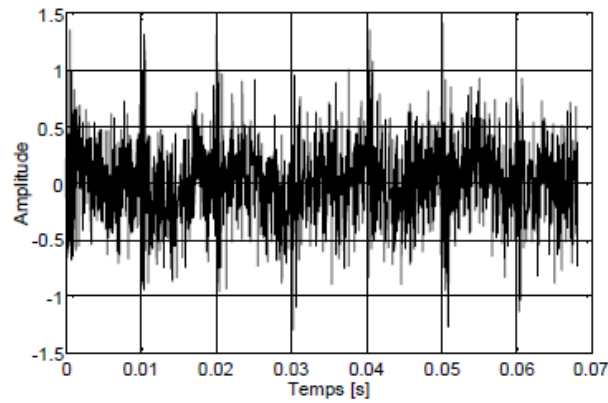


Figure 1.29 Signal bruité d'un choc de roulement.

La figure (1.30) représente les différents détails et approximations issus de la décomposition en ondelettes de ce signal. Il est tout à fait clair que le signal reconstruit (D3) est beaucoup plus filtré que celui (A1). Il est par ce fait légitime de conclure que le vecteur ayant le maximum d'énergie vibratoire n'est pas forcément celui le mieux filtré donc celui où les impacts sont plus clairs et la détection du défaut plus évidente.

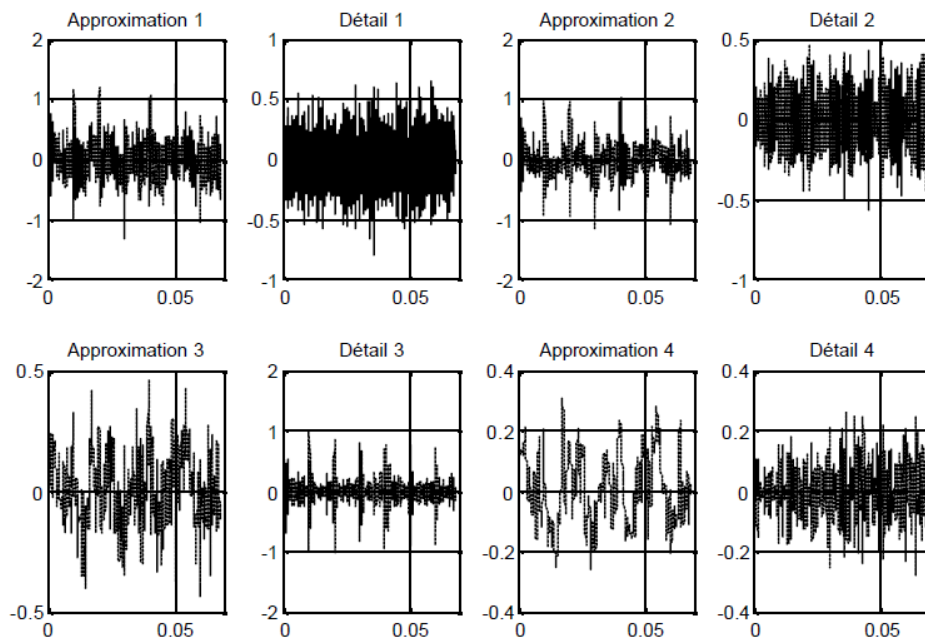


Figure 1.30 Différents détails et approximations issus de l'analyse multi résolution en ondelettes du signal bruité.

#### I.10.5 Analyse Temps – Fréquence

Les deux outils les plus utilisés pour ce genre d'analyse, précisément pour les signaux non stationnaires sont :

## a) Transformée de Fourier à court terme «STFT»

La transformée de Fourier est une représentation globale du signal. Elle ne permet pas d'analyser le comportement fréquentiel local du signal, ni sa régularité locale. Puisqu'elle donne une représentation globale des signaux, la transformée de Fourier classique n'est pas valable pour les signaux non-stationnaires. 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 Transforme), 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 temporel en intervalles à court terme et de supposer que dans chaque segment ou intervalle, le signal est stationnaire. Ensuite, on calcule 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, il est donné par :

$$S_w(t) = S(t) * w(t - \varepsilon) \quad (13)$$

Sa transformée de Fourier à court terme est donnée par :

$$STFT(f, \varepsilon) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_w(t) e^{-j2\pi ft} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * w(t - \varepsilon) e^{-j2\pi ft} dt \quad (14)$$

Où  $STFT(f, \varepsilon)$  est une fonction de la fréquence  $f$  et de la position de la fenêtre  $\varepsilon$ .

Dans les applications d'ingénierie, la transformée de Fourier à court terme est appelée un « spectrogramme ». Pour chaque position de fenêtre, différents spectres peuvent être obtenus dont le nombre est une fonction représentant une distribution temps-fréquence [Cohen.95]. 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.

La figure 1.31 montre un exemple de l'analyse de Fourier fenêtrée du signal. On voit bien la coloration en rouge correspondant à la fréquence de rotation d'entrée  $Fr1=150$  Hz et en jaune correspondant à la fréquence de sortie  $Fr2=25$  Hz.

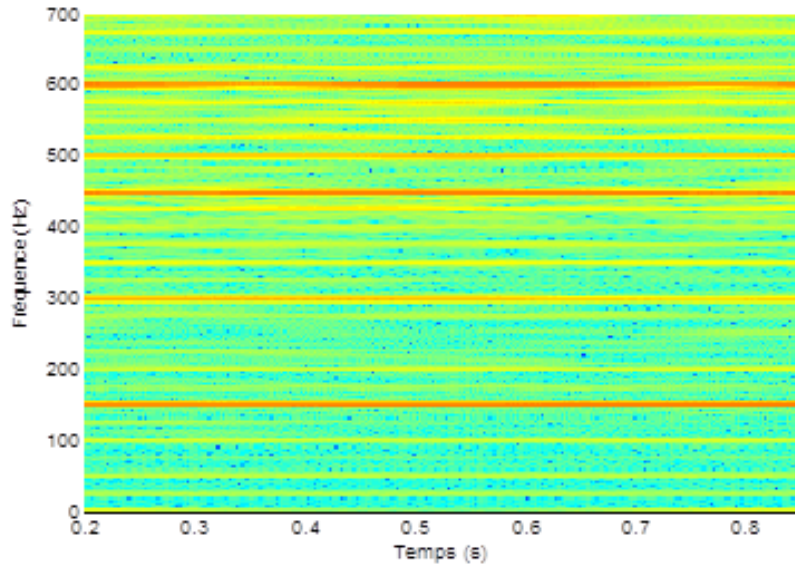


Figure 1.31 STFT du signal ST

### b) Analyse cyclostationnaire

L'analyse des signaux cyclostationnaires a pour origine le domaine des télécommunications où l'on peut transmettre des signaux dont les propriétés statistiques sont périodiques. Cette hypothèse correspond à la nature physique des signaux issus des machines tournantes. En fait, on exploite la cyclostationnarité d'ordre 1, i.e. de la moyenne. La cyclostationnarité d'ordre deux c'est à dire que la fonction d'autocorrélation est périodique, i.e.  $R(t, \tau) = R(t+T, \tau)$ ,  $T$  étant la période du cycle (il peut exister plusieurs périodicités, ce qui est le cas pour les machines tournantes) permet de calculer la corrélation spectrale qui est en quelque sorte la transformée de Fourier suivant  $(t, f)$  de la fonction d'autocorrélation. Nous obtenons ainsi la fréquence cyclique (transformé suivant  $f$ ) et la fréquence temporelle (suivant  $t$ ). Cette fonction permet d'exhiber des corrélations entre composantes du signal aux fréquences cycliques [**Cap.20**].

Dans le cadre de l'analyse des signaux d'engrenages par la méthode d'analyse cyclostationnaire, il a été montré que ces liens permettaient de détecter de manière plus précoce un défaut d'engrenage (les défauts apparaissent à une certaine fréquence cyclique rendre le signal de plus en plus cyclostationnaires). Nous pensons que cette approche est réellement prometteuse pour l'analyse et le diagnostic du bruit et des vibrations des machines tournantes. Par exemple pour l'étude des corrélations entre les harmoniques, ou pour l'étude des phénomènes cycliques dans les machines alternatives. Plusieurs études sont menées actuellement dans ce domaine, y compris le lien avec les bi-spectres de cohérences qui exploitent des liens entre composantes [**Ahm.97**].

Dans la référence [**Ant.09**], l'auteur a illustré les outils de base de la cyclostationnarité au travers

de l'analyse d'un signal vibratoire de pompe centrifuge (45KW, 2950 tr min). Un enregistrement de 40 ms du signal révèle un comportement aléatoire sans structure périodique apparente. Par contre, la puissance cyclique du signal représentée en trait rouge, figure (1.32a) permet de révéler très nettement la présence d'une périodicité cachée dans le signal, ou plus exactement dans son transfert d'énergie. Les coefficients de Fourier correspondants, représentés à la figure (1.32 b), indiquent un fondamental à 393 Hz et deux harmoniques à 786 Hz et 1179 Hz. Il s'agit des fréquences de passage des huit aubes de la pompe qui viennent moduler le flux large bande de fluide dans la pompe.

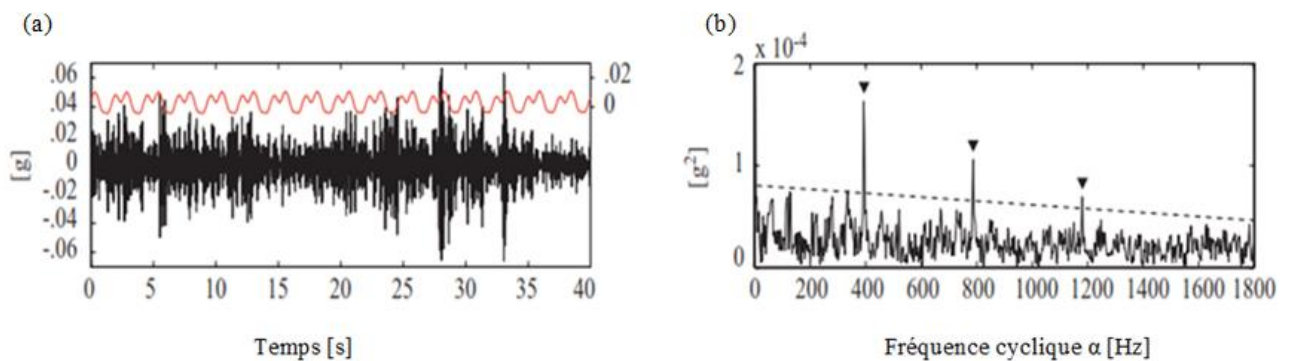


Figure 1.32 Signal vibratoire d'une pompe centrifuge et puissance cyclique associée (en rouge)(a). Coefficients de Fourier de la puissance cyclique en fonction de la fréquence cyclique  $\alpha$ (b).

Cette observation se trouve confirmée par la corrélation spectrale à la figure (1.33) qui montre une large bande en  $f$  de la fréquence porteuse et les fréquences discrètes de la modulation en  $\alpha = 393$  KHz.

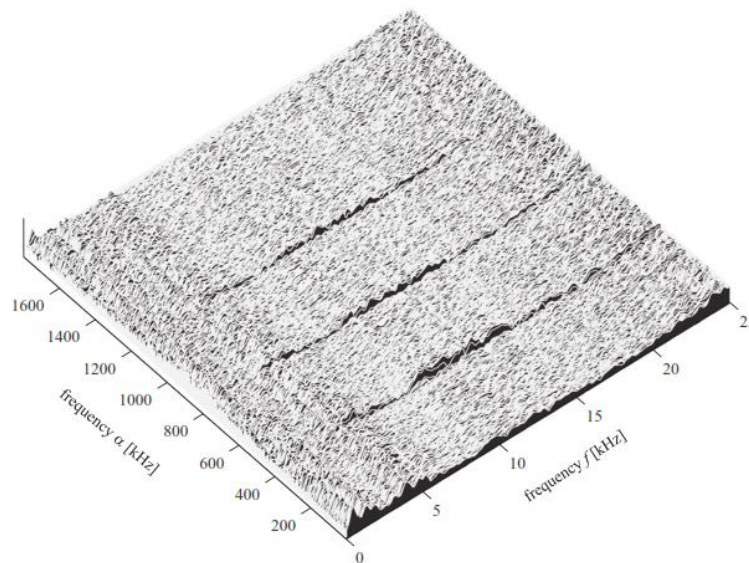


Figure 1.33 Corrélation spectrale du signal vibratoire de pompe centrifuge ( $\Delta f = 62$  Hz ;  $\Delta \alpha = 2.5$  Hz).



### I.11 Synthèse bibliographique

De nombreux travaux de recherche ont été réalisés dans le domaine de la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, dont l'objectif est de déterminer la signature vibratoire de défauts isolés d'engrenages ou de roulements à partir des signaux d'accélération. Ils ont permis de développer et de définir les principaux outils de traitement de mesures adaptés pour le suivi de comportement des machines tournantes.

Dans cette partie, nous présentons une synthèse de quelques travaux de recherche en présentant les différentes méthodes utilisées et les résultats du diagnostic vibratoire des défauts détectés principalement sur les engrenages et les roulements.

Capdessus et al. [**Cap.92**] présentent une application de l'analyse cepstrale à l'étude des vibrations d'un engrenage. Une modélisation des signaux d'engrenage est utilisée pour détailler l'action du cepstre et la comparer avec celle de l'autocorrélation. Le lien entre la résolution du cepstre et les caractéristiques du signal est mis en évidence. Les signaux vibratoires sur lesquelles ils ont travaillé ont été fournis par le CETIM et qui sont relevés sur un réducteur composé de deux roues de 20 et 21 dents. L'arbre d'entraînement du réducteur tourne avec une fréquence de rotation de 16.67 Hz et la fréquence d'engrènement est de 330 Hz.

Dron et al. [**Dro.03**] ont présenté une étude théorique et expérimentale pour l'élimination du bruit de fond contenu dans un signal temporel prélevé sur un roulement en présence d'un écaillage. Le but est d'améliorer la sensibilité des indicateurs scalaires utilisés pour la détection des défauts de roulement. Pour cela, ils ont appliqué la méthode de la soustraction spectrale réalisée avec une analyse par transformation de Fourier à court terme avec un faible nombre d'échantillons ( $M=256$ ). Les résultats montrent que cette méthode permet d'éliminer le bruit stationnaire ou le bruit lentement variable et semble bien adaptée dans le cadre de la détection précoce des défauts de roulement. En utilisant l'analyse vibratoire à l'aide des indicateurs scalaires (le kurtosis, Facteur de crête), ils ont montré que le kurtosis est un meilleur indicateur de détection de défaut que le facteur de crête.

Milisen et al. [**Mil.06**] ont entrepris une étude théorique et expérimentale dans le cadre de la comparaison entre 3 méthodes (méthode d'enveloppe, la transformée en ondelette et la décomposition en valeurs singulières) appliquées pour la détection d'un défaut de roulement dans la bague intérieure. L'étude se scinde en deux parties, l'une aborde les différentes méthodes de détection d'un point de vue théorique et l'autre étudie l'application de ces méthodes sur des mesures réelles de vibrations prises sur le banc d'essai Spectra Quest du laboratoire du service de

Vibrations et Identification des structures de l'université de Liège à l'aide d'accéléromètres piézoélectriques qui sont placés proche de la source des vibrations. Les signaux relevés sont alors amplifiés, enregistrés et traités afin de pouvoir les visualiser et les exploiter. La fréquence du défaut est modulée par celle de rotation de l'arbre puisque le défaut est sur la bague intérieure du roulement. L'amplitude de la vibration est influencée par la zone dans laquelle se trouve le défaut au moment de l'impact. En fin, ils ont conclu que la méthode de l'enveloppe est robuste pour l'élimination du bruit, par le filtrage effectué autour de la fréquence de résonance, mais elle a comme inconvénient, la difficulté de la recherche préalable de la fréquence de résonance.

Belsak et al. [Bel.07] ont fait une étude expérimentale qui aide à la détection des fissures dans les racines de dentures d'engrenages. Une fissure par fatigue est générée sur la racine d'une dent provoque des changements dans la raideur de la dent, donc la réponse dynamique est différente à celle d'une dent normale. Pour valider ce résultat, ils ont créé des défauts tels que deux fissures par fatigue sur la racine des dents de deux roues différentes en utilisant un appareil des essais dynamiques pour les éléments mécaniques.. La profondeur des deux fissures simulées sont respectivement, 4.5 mm et 1.1 mm. Les paramètres exigés (la charge appliquée, nombre de cycles de chargement pour obtenir la longueur des fissures,...etc.) pour l'essai dynamique sont déterminés à l'aide de la méthode des éléments finis. Ils ont conclu que la STFT est très efficace pour la détection des fissures sur la racine des engrenages avec un pourcentage de 75 % si les signaux sont légèrement bruités.

Chimentin et al. [Chi.06] ont proposé une nouvelle forme d'ondelette adaptée aux signaux de type chocs avec une méthodologie utilisant la démodulation par une semi-ondelette en réduisant le temps de calcul. L'importance de cette semi-ondelette réside dans une meilleure représentation des signaux et son utilisation instantanée. La structure étudiée est un carter constitué d'un arbre et deux roulements. Un défaut de 2 mm<sup>2</sup> est créé sur la bague extérieure par électroérosion. Le système d'acquisition utilise un accéléromètre piézoélectrique placé au meilleur point de mesure. Le signal vibratoire ayant 8192 points dans une bande de fréquence de 20 KHz est fortement bruité tels que les chocs sont noyés dans le bruit. Trois méthodes sont appliquées, deux méthodes d'ondelette classiques et la démodulation par une semi-ondelette. Cette dernière a une particularité qui pourrait être utilisée à la détection des multi-défauts sur une même bague grâce à sa meilleure résolution due à sa forme, ainsi que le temps de calcul réduit. Par contre, les méthodes classiques ne peuvent détecter qu'un seul défaut, avec un temps de calcul très important.

Djouada et al. [Djo.07] proposent une comparaison des performances de la classification des

défauts dans les machines tournantes par l'utilisation d'un couplage des réseaux de neurones artificiels (RNA) et les algorithmes génétiques. Les signaux vibratoires ont été traités pour extraire deux types d'indicateurs qui sont utilisés comme entrée au classificateur pour l'identification de quatre classes de défauts et la classe de fonctionnement sain (sans défaut). Les performances de la classification ont été examinées avant et après la sélection des indicateurs par les algorithmes génétiques. L'algorithme de sélection d'indicateurs utilisé permet de choisir un sous-ensemble optimal d'indicateurs d'un ensemble de caractéristiques obtenues par l'estimation de deux types d'indicateurs. Il s'agit d'une représentation économe mais informative de 2 indicateurs sur les 20 initiaux du processus. L'algorithme génétique a permis de diminuer le nombre d'indicateurs nécessaire par une bonne classification. L'utilisation des techniques d'optimisation et de la classification par un réseau de neurone artificiel à côté du traitement du signal fait progresser la surveillance des machines en détectant l'évolution d'un défaut dans le temps.

Djebala et al. [Dje.07] proposent une méthodologie pour l'optimisation de l'utilisation des indicateurs scalaires dans le cadre de la surveillance vibratoire des machines tournantes, pour détecter d'éventuels défauts induisant des forces impulsives, notamment ceux des roulements et des engrenages. En effet ces indicateurs sont un outil favori des praticiens, offrant un verdict rapide sur l'état de fonctionnement des éléments ce qui permet une intervention précoce sans avoir recours à une post-analyse. En pratique, différents paramètres font en sorte que la fiabilité de ces indicateurs est limitée. L'objectif du travail est de choisir l'indicateur le plus sensible aux défauts induisant des chocs ainsi que l'optimisation des différents paramètres intervenants rendant ainsi aux indicateurs scalaires toute leur fiabilité de détection. A partir d'un modèle théorique, ils ont montré qu'un mauvais choix de certains paramètres peut réduire considérablement la sensibilité du kurtosis, ou un bon choix permet par contre de lui rendre toute sa fiabilité. Les résultats expérimentaux, obtenus à partir de signaux d'accélération mesurés sur des roulements endommagés, valident les fondements théoriques. Une vitesse de rotation faible, une bande de fréquence large et un filtrage passe-bande aux hautes fréquences semble la combinaison idéale pour avoir un kurtosis maximal et par suite permettre la détection la plus précoce possible.

Djebala et al. [Dje.09] proposent l'utilisation de l'analyse en ondelettes discrète en tant qu'outil efficace permettant une détection aussi claire en temporel qu'en fréquentiel. La méthode a été adaptée à cette fin à partir d'une simulation numérique sur un modèle mathématique. Les résultats montrent la capacité de l'AMRO à détecter des défauts de différentes tailles et natures et

dans plusieurs configurations, y compris dans le milieu industriel. La validation expérimentale, réalisée bien évidemment sur des roulements défectueux, montre l'aptitude de cette méthode à détecter les défauts dans différentes configurations. Le traitement d'un nombre assez important de signaux mesurés sur un banc d'essais de laboratoire et sur des machines tournantes de production confirme parfaitement son efficacité.

Lenaerts et al. [Len.06] ont utilisé plusieurs méthodes de détection, basées sur l'analyse vibratoire. La détection précoce permet d'éviter des arrêts de production non programmés par une gestion en temps réel de l'état de la machine. Ainsi, différentes méthodes de détection (telles que la méthode de l'enveloppe ou la décomposition en valeurs singulières) permettent de prédire ces pannes. L'objet du travail est de déterminer dans quelle mesure ces méthodes peuvent prévoir l'apparition du défaut précédant la panne ainsi que de comparer ces méthodes entre elles. Les résultats montrent que la méthode de l'enveloppe permet de diagnostiquer aisément le défaut de piste interne. Cette méthode est robuste par rapport au bruit. La transformée en ondelettes permet de résoudre le problème de « non stationnarité » et de « non périodicité » en représentant le signal dans le plan temps-fréquence. Celle-ci est donc très utile lorsque les signaux sont non stationnaires.

Trajin et al. [Tra.08] Dans cet article les auteurs traitent le problème de la détection de défauts de roulements dans les entraînements à base de machine asynchrone par analyse des courants de phases statoriques. D'une part, il démontre que les défauts de roulements entraînent des oscillations du couple de charge à des fréquences caractéristiques du roulement. D'autre part, un modèle de courant statoriques montre qu'en présence d'oscillations du couple de charge, il existe des modulations de phase sur ces courants. Ces modulations de phase se manifestent dans le domaine fréquentiel par l'apparition de composantes latérales sur le spectre du courant qui sont utilisées pour la détection des défauts de roulements. Pour mettre en place un schéma de détection efficace, il est impératif d'étudier les lois de variations des amplitudes de ces composantes en fonction de la fréquence de modulation considérée. La fonction de transfert électromécanique de l'entraînement qui relie l'amplitude de ces composantes latérales à la fréquence des oscillations de couple fait apparaître l'existence d'une résonance permettant d'amplifier les effets des oscillations de couple sur les courants statoriques et permet ainsi d'améliorer la qualité de la détection des défauts. Un indicateur de détection de défauts de roulements est donc présenté puis testé sur des roulements artificiellement dégradés. Finalement, l'indicateur est validé sur des roulements usés provenant du service après-vente d'un fabricant de machines.

Dans le travail de Sghir [Sgh.10], une méthode paramétrique d'identification aveugle a été présentée. Contrairement aux méthodes conventionnelles qui sont basées essentiellement sur l'utilisation des statistiques d'ordre supérieur, cette méthode est basée uniquement sur l'utilisation des statistiques d'ordre deux. Cette utilisation est possible grâce à la propriété cyclostationnaire qui caractérise les signaux vibratoires issus de machines tournantes. L'originalité de ce travail était l'application de cette méthode pour identifier la réponse impulsionnelle (R.I.) d'un système broche-porte outil-outil d'une fraiseuse fonctionnant en coupe. La réponse impulsionnelle, obtenue par la méthode proposée à partir du signal vibratoire issu d'un accéléromètre placé sur la machine, est corrélée avec la R.I obtenue par test d'impact fait à l'arrêt. Cela démontre qu'on peut extraire les réponses impulsionnelles de l'outil directement à partir des mesures vibratoires. Elle conclure qu'une méthode d'identification aveugle comme celle présentée dans cet article effectuée en coupe est plus représentative qu'une méthode d'analyse modale faite à l'arrêt, pour déterminer les lobes de stabilité. Puisque cette méthode ne nécessite pas beaucoup de temps de calcul, son utilisation en temps réel est possible.

Solatani et al. [Sou.07] proposent un nouveau critère de séparation aveugle de sources cyclostationnaires au second ordre de fréquences cycliques supposées connues et différentes deux-à-deux, dans le cadre d'un mélange linéaire instantané. La méthode exploite les caractéristiques cyclostationnaires à l'ordre deux des signaux sources. La méthode s'applique quel que soit le nombre de sources. Elle est facile à mettre en œuvre, et très peu coûteuse en temps de calcul; la fonction coût proposée est régulière, elle présente un seul maximum et ce quel que soit la dimension du paramètre de rotation. Ceci permet un calcul rapide du maximum par utilisation des algorithmes de type de descente du gradient.

Lejeune et al. [Lej.97] montre que la cyclostationnarité d'un signal se manifeste sur les propriétés moyennes (ordre 1) et sur les propriétés énergétiques (ordre 2) du signal. Les auteurs montrent l'importance de la prise en compte de ces 2 ordres de cyclostationnarité pour l'analyse du signal et pour l'estimation de la corrélation spectrale. Ils appliquent cette nouvelle méthode de caractérisation à un signal vibratoire d'engrenage. Ils ont montré l'importance, dans l'étude des signaux cyclostationnaires, de la distinction entre les composantes d'ordre 1 et d'ordre 2. Ils ont mis au point une méthodologie permettant de séparer les 2 composantes d'ordre 1 et d'ordre 2 et ouvert des pistes pour l'utilisation de ces caractéristiques des signaux dans le diagnostic des engrenages.

Raad et al. [Raa.07] Ont met l'accent sur la proposition de nouvelles et simples indicateurs de cyclostationnarité pour la caractérisation des signaux de vibration dont les statistiques sont

périodiquement variables par rapport à une variable générique. Indicateurs de cyclostationnarité de commandes 1-4 sont introduits et leurs propriétés statistiques sont dérivées. Deux applications au diagnostic des engins illustrent comment utiliser ces indicateurs. Le principal objectif de ces indicateurs est de mesurer le degré de cyclostationnarité à différents ordres sans avoir à calculer l'ordre  $n$  qui sont inappropriées pour le calcul en temps réel. Les indicateurs proposés sont exprimés en terme de cumulants cycliques normalisés par la variance du signal et pour les commandes 3 et 4, peuvent être interprétées comme des extensions cycliques de la skewness classique et le kurtosis. Ils peuvent être efficacement calculés au moyen de la FFT, et un test statistique de signification qui propose de permettre le réglage d'une alarme d'alerte. Deux applications sont présentées pour les diagnostics des vitesses, mais la méthodologie est suffisante pour s'appliquer à toute machine tournante générale. Les résultats sont très prometteurs pour montrant des nouvelles recherches dans ce domaine et démontrent l'efficacité de la méthodologie de faire une discrimination entre les différents états cyclostationnaires.

Boustany et al [Bou.05] ont proposé une technique de séparation aveugle de source qui repose sur la connaissance du nombre de source indépendantes présentes dans le mélange, Ils ont étudié un seul cas où le nombre de source est inconnu et l'indépendance statistique ne peut être appliquée car il y a un seul signal d'intérêt qui est cyclostationnaire, ils ont utilisé une décomposition en sous espaces et des observations par leur statistique cyclique. Cette technique a été développée pour le mélange instantané et est ensuite étendue au cas compliqué dans le domaine fréquentiel où il ne souffre pas du problème de permutation comme le fait la séparation aveugle de source classique. Ils ont conclu que l'approche proposée est algébrique et n'a pas donc besoin de tous les paramètres de convergence comme les autres méthodes basées sur l'optimisation qui ne nécessite pas la connaissance du nombre de source. Comme ils ont montré que cette approche assure une séparation parfaite dans le cas sans bruit à condition que le nombre de capteur est supérieur au nombre de sources.

Urbanek et al. [Urb.12] ont proposé une méthode d'extraction des composantes cyclostationnaires du second ordre à partir d'un signal vibratoire. Pour une fréquence cyclique connue, l'algorithme proposé permet d'estimer la quantité d'énergie de chaque composante cyclique d'intérêt dans le domaine de fréquence. De cette façon, la représentation résultante contient uniquement les composantes cyclostationnaires du second ordre choisies qui se manifestent comme un nombre de fréquences porteuses modulées par la fréquence sélectionnée. Un avantage significatif de l'algorithme proposé est qu'il permet l'extraction des composantes désirées des signaux de vibration produites par la machine fonctionnant sous la variable charge et

vitesse. Puisque la variation de la charge est fréquemment liée à la variation de la vitesse de rotation de la machine, la méthode proposée permet des fluctuations limitées de la vitesse. La méthode introduite permet l'extraction d'un composant cyclostationnaire de second ordre désiré à partir de la représentation temps-fréquence dans le signal. Il peut être utilisé pour révéler des informations supplémentaires sur les phénomènes qui entraînent la génération de la composante d'intérêt en révélant sa distribution d'énergie à la fois temps (angulaire) et en fréquence.

Urbanek et al. [**Urb.13**] ont proposé l'évaluation de deux méthodes de diagnostic telles que l'analyse de démodulation de phase et l'analyse temps-fréquence. Cette étude est présentée pour un avantage de limites les méthodes donnent des résultats insuffisants qui traitent soient avec significatives des variations de la vitesse de rotation ou avec des signaux de caractéristique spectrale. La méthode proposée est validée sur un banc d'essai de laboratoire afin de vérifier son efficacité sur des signaux de vibration mesurés à 15 s avec une fréquence d'échantillonnage de 25,6 kHz. Les variations de vitesse ont été contrôlées manuellement en utilisant un variateur de fréquence dont les valeurs vont de 30 à 50 Hz environ dans la gamme de fréquences de 0 à 200 Hz. La méthode proposée est validée en deux distincts pour l'estimation, l'une étant estimée grossièrement selon une distribution temps-fréquence, telle que le spectrogramme. Et l'autre étude sera appliquée à filtre passe-bande qui est obtenu par des démodulations de fréquences. Les résultats montrent que l'inconvénient d'une faible résolution d'analyse temps-fréquence des méthodes d'estimation de bruit est influé sur les méthodes qui sont basées sur la phase. Ils ont conclu que la reconstruction automatique du signal de vibration sans surveillance de la vitesse de rotation est toujours une tâche difficile. Urbanek et al. [**Urb.14**] ont proposé une nouvelle technique pour la détection de modulation dans les signaux vibro-acoustiques générés par les machines tournantes, appelée modulation d'intensité de distribution (MID). Elle combine plusieurs densités de corrélation spectrales qui pourraient servir comme détecteur relativement sensible des composants cyclostationnaires. Après l'intégration de la modulation d'intensité de distribution (IMID) qui a l'avantage d'être une fonction de la seule variable de fréquence (fréquence porteuse) au lieu de deux. Ces deux indicateurs ont été testés dans la détection des défauts d'éléments roulants des boîtes de vitesse dans des environnements très bruyants. Les résultats analysés prouvent l'efficacité de ces indicateurs comme un outil adapté à la détection des modulations d'amplitude périodiques des signaux aléatoires.

Antoni et al. [**Ant.06**] ont proposé un indicateur de l'aplatissement spectral (SK) pour détecter et caractériser les signaux non-stationnaires et qui a prouvé son efficacité de surveillance de l'état vibratoire des machines tournantes. Contrairement à l'analyse de kurtosis classique, ils ont montré

que le SK est un moyen robuste de détection de défauts naissants même en présence de bruit de masquage. Ils ont montré que la première propriété lorsque le temps court estimateur basé à transformée de Fourier-du SK qui permet de relier des concepts théoriques avec des applications pratiques, est d'une importance pratique à des fins de surveillance, tandis que la seconde où le SK est montrée par des applications réussies dans la surveillance d'état en fonction de vibration se révèle très utile dans le diagnostic.

Antoni et al. [Ant.07] ont traité des signaux cyclostationnaires dans le but de créer les conditions pratiques de succès dans un large éventail d'applications telles que les vibrations et l'acoustique mécanique. Spécifiquement, ils ont souligné les similitudes et les différents pièges potentiels associés à l'analyse spectrale cyclique par opposition à l'analyse spectrale classique. Ils ont montré que les estimateurs spectraux cycliques non paramétriques peuvent tous être issus d'une forme quadratique générale, ce qui donne lieu à des cas particuliers " cycliques ". Les résultats de cette étude sont ensuite étendus à des quantités spectrales plus avancées telles que la fonction de cohérence cyclique et le spectre de Wigner-Ville de signaux qui préservent la résolution possible temps-fréquence. Ils ont conclu que le point positif de l'analyse spectrale cyclique est d'être plus facile que l'analyse spectrale classique, alors que son inconvénient n'est reconnu que lorsque l'ensemble des fréquences cycliques est inconnue.

Antoni et al. [Ant.08] ont proposé un algorithme de séparation aveugle des sources. Cette méthode sera illustré dans deux objectifs, l'un est pour lister les difficultés qui entravent la faisabilité de la méthode et la seconde pour réduire quelque peu l'ambition dans les cas particuliers de signal. Cette méthode se base sur une technique de séparation solide par la transformée de Fourier à court terme qui est parfaitement adaptée pour traiter des mélanges compliqués de sources et aussi de conduire à des implémentations rapides et efficaces. Ils ont conclu aussi que l'algorithme proposé permet de traiter les cas avec mono-sortie et que les meilleurs résultats sont à prévoir dans le cas de plusieurs sorties qui peuvent être traités en même temps.

Antoni et al. [Ant.12] ont présenté plusieurs méthodes de traitement du signal utilisables pour la surveillance et le diagnostic de systèmes à l'aide de mesures acoustiques et vibratoires. Les méthodes dites classiques : analyse temporelle, analyse de Fourier, analyse cepstrale, analyse d'enveloppe et analyse temps-fréquence sont aujourd'hui disponibles dans tout analyseur de spectres modernes utilisé dans l'industrie. Ces méthodes sont suffisantes pour appréhender la plupart des problèmes de diagnostic mais elles sont cependant limitées lorsqu'on souhaite analyser des systèmes et des signaux complexes (non stationnaires ou non linéaires). Parmi les



méthodes qualifiées d'avancées, les auteurs ont tout d'abord présenté l'analyse cyclostationnaire qui est relativement récente en diagnostic et qui suppose que les statistiques des signaux considérés sont périodiques en temps. Cette hypothèse permet de générer de nouveaux descripteurs (indice de cyclostationnarité, corrélation spectrale, ...) qui s'avèrent efficaces pour analyser finement ce type de signaux. Les méthodes basées sur les statistiques d'ordre supérieur permettent d'appréhender les signaux « non gaussiens » et les systèmes non linéaires grâce aux multi corrélations et multi spectres. Ces méthodes récentes voient de plus en plus de développement et d'applications et permettent d'apporter des nouvelles solutions aux problèmes inverses (déconvolution, identification aveugle ou la séparation de sources).

Pachaud [Pac.09] confirme que l'analyse vibratoire ne permet pas de couvrir l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter une machine tournante notamment ceux induisant des fluctuations instantanées de couple ou de vitesse de rotation. Les techniques de traitement du signal à mettre en œuvre reposent essentiellement sur l'extraction des fonctions de modulation d'amplitude et de fréquence de la composante principale du courant et sur l'analyse de Fourier de ces dernières. Cette extraction exige le respect de règles très strictes. Dans ce travail, l'auteur expose l'intérêt et les modalités de mise en œuvre de cette technique d'investigation à partir de plusieurs applications industrielles.

### **I.12 Position du problème**

Dans notre travail, nous sommes intéressés particulièrement aux défauts les plus dangereux qui sont générés par des éléments tournants (rotors, disques, roulements, engrenages, accouplements, courroies, etc.), et qui provoquent des efforts localisés ou répartis induisant des mouvements vibratoires de la machine. La détection de ces défauts pose de nombreux problèmes dont les deux principaux sont : d'une part, la complexité et la diversité des machines réelles et d'autre part, la difficulté d'isoler un défaut particulier dont le comportement vibratoire évolue avec le temps par phénomène d'usure et des modulations d'amplitude et de phase.

Les vibrations contiennent donc toute l'information concernant l'état des organes mécaniques de la machine. La difficulté réside dans le choix de la méthode d'analyse des signaux vibratoires et dans l'identification des composantes relatives aux éléments à surveiller par l'établissement d'un diagnostic qui nécessite une connaissance théorique et expérimentale des comportements vibratoires et du traitement des signaux mesurés.

Comme on vient de le montré dans la synthèse bibliographique, la difficulté principale qu'on rencontre dans le diagnostic des défauts dans les machines tournantes c'est l'apparition de fluctuations instantanées du couple ou de la vitesse de rotation, qui rend les signaux générés par

les vibrations non stationnaires. L'application de la cyclostationnarité sur des signaux issus de banc d'essais de laboratoire a montré sa grande efficacité pour détecter les modulations de fréquences des défauts. Le but de notre travail est d'appliquer et d'adapter cette méthode dans le diagnostic des défauts réels dans un milieu industriel, tels que le turboalternateur d'une grande entreprise nationale.

## **Chapitre 2**

---

### **Diagnostic du moto-ventilateur MK17 par l'application de l'analyse spectrale**

---

Dans ce chapitre, nous proposons l'application de l'analyse spectrale comme un outil de diagnostic et de prise de décision avant qu'une panne ne survient. Ce travail est réalisé sur une machine stratégique, pour les productions d'énergie électrique dont le moto ventilateur. On propose un niveau global moyen de surveillance des niveaux de vibrations des machines, qui permet d'évaluer l'état de la machine, dont l'objectif est d'augmenter la durée de vie de cet équipement et de réduire le coût de maintenance.

## II.1 Introduction

La surveillance des machines par analyse vibratoire, s'est développée considérablement en raison de l'évolution des concepts de maintenance. La réduction des coûts de production et la disponibilité de l'outil de production sont, en effet, devenues des enjeux qui imposent de détecter et d'identifier tous les défauts à un stade précoce. Actuellement, le sujet n'est plus de démontrer l'intérêt de l'utilisation de l'analyse des vibrations dans le domaine de la maintenance des machines tournantes, mais d'assimiler les bases et connaître les limites de choix de chaque technique. Il devient évident que les défaillances ne peuvent être tolérées en raison de la complexité de la machine et sa criticité dans le processus. Pour une maintenance préventive conditionnelle efficace, des mesures fiables et précises de l'état de la machine doivent être effectuées. La meilleure stratégie de contrôle consiste à utiliser les indicateurs les plus pertinents. Car une interprétation erronée des conditions d'exploitation conduit souvent à de fausses sources, des réparations inutiles et des temps d'arrêt considérables.

Les indicateurs scalaires sont les outils les plus simples de détection des défauts de machines tournantes dans la maintenance préventive conditionnelle. Ils consistent en une valeur numérique, ce qui permet une comparaison à des seuils significatifs de l'état de dégradation d'une machine. Dans le cas d'une surveillance vibratoire dans le domaine fréquentielle, des études ont montré le grand apport de certains indicateurs, tel que le RMS et le niveau global pour l'identification des forces impulsives dues aux défauts. De nombreuses approches de filtrage et de débruitage ont été proposées pour améliorer la sensibilité des indicateurs scalaires [Mul.05]. Malheureusement, ils garantissent seulement une détection de premier niveau d'alarme, car ils ne peuvent pas détecter l'origine de l'échec.

Pour permettre un diagnostic fiable de l'état de fonctionnement des machines, plusieurs techniques sont utilisées tout au long de ces dernières années. L'analyse spectrale est sans doute l'une, si ce n'est pas, la technique la plus ancienne et la plus utilisée à la fois. Venant combler les limites de cette technique plusieurs méthodes ont également vu le jour et ont été généralement développées pour des défauts bien spécifiques à savoir l'analyse cepstral et l'enveloppe. La « révolution » dans le domaine du diagnostic vibratoire des machines est sans doute l'utilisation des méthodes temps-fréquence qui a permis la mise en place de plusieurs techniques fiables telles que la transformée de Fourier à court terme (STFT), la transformée en ondelettes (WT), et la décomposition en modes empiriques (EMD).

Pour éviter les erreurs de diagnostic, nous avons adopté le modèle e-service proposé par [Gal.11]. Le modèle suppose l'existence de techniques de surveillance qui permettent

l'extraction, le stockage et le traitement de nouveaux paramètres tels que la vitesse de vibration considéré dans la présente étude. Dans ce modèle, les points de référence pour le diagnostic et le pronostic ne sont pas seulement les valeurs de la norme, mais les évaluations des machines sont identiques par le constructeur.

## II.2 Description de l'installation

Le moto ventilateur MK 17 est une machine primordiale dans le processus de production de l'entreprise fertial. Elle comporte un moteur, un accouplement, un ventilateur de refroidissement, un arbre des paliers à roulement, et autres accessoires prés figure 2.1.

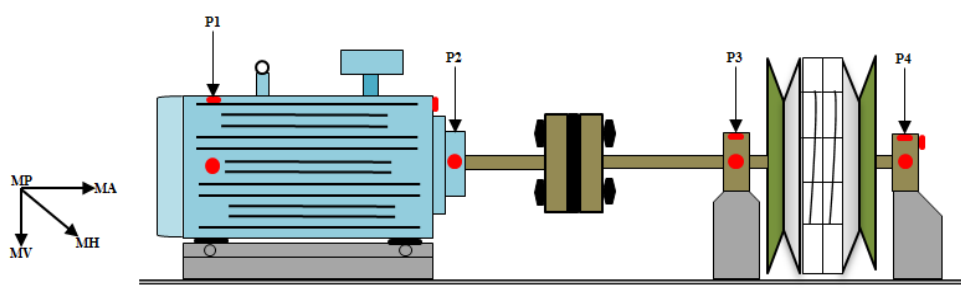


Figure 2.1 Schéma cinématique du moto-ventilateur MK17.

## II.3 Les modes de fonctionnement de l'installation

L'installation peut fonctionner dans deux modes :

### II.3.1 Le mode manuel ou mode d'automatique

Ce mode n'est pas un mode de production. Il permet la mise en marche ou l'arrêt d'un élément indépendamment de l'état des autres éléments de l'installation sauf si la sécurité de la machine est en jeu. Cependant, si un élément en marche s'arrête sur défaut, ceux qui lui sont asservis sont aussi arrêtés. Certaines surveillances ne sont pas conservées en manuel, mais toutes celles qui sont liées aux sécurités machines restent valides.

### II.3.2 Le mode de production automatique

L'installation est considérée en service dès le démarrage et jusqu'à l'arrêt complet de celle-ci. Toutes les surveillances, asservissements, régulations et sécurités sont alors valides et de ce fait toute action du mode manuel est refusée. Seuls les éléments commandés par l'opérateur comme les alimentateurs, restent accessibles si ce type de fonctionnement le permet suivant l'application.

### II.3.3 Conception de la moto ventilateur MK17

#### II.3.3.1 Moteur M 17

La fonction du moteur M 17 est l'entraînement du ventilateur K 17 figure 2.2.



Figure 2.2 Moteur M 17.

Les caractéristiques techniques du moteur M 17.

Tableaux 2.1 Caractéristiques techniques du moteur M17.

Type	1LA4 504-6CN90-Z
Type de palier	Roulement
Roulement coté accouplement	roulement à rouleaux cylindriques
Roulement coté arrière	roulement rigide à billes
Type d'huile	lubrification par graisse
Nombre de pair de pole	3
Fréquence d'alimentation	50 Hz
COS $\varphi$	0.87
Courant In (A)	148
tension Un (V)	5500
Puissance	1200Kw
Vitesse nominale	1000 tr/min
Vitesse mini	950 /min

#### II.3.3.2 Ventilateur K 17

Le ventilateur joue un rôle primordial au sein de l'unité puisqu'il extrait l'air de la tour de Prilly, créant ainsi un mouvement de l'air à contre flux de la chute de nitrate nécessaire à la cristallisation du produit. Ensuite, il permet la circulation de l'air à travers des deux laveurs de l'unité, voir figure 2.3.



Figure 2.3 Ventilateur K 17.

Les caractéristiques techniques du ventilateur K 17.

Tableaux 2.2 Caractéristiques techniques du ventilateur K 17.

Type d'huile	lubrification par graisse
Vitesse de rotation (tr/min)	1000 tr/min (16,66 HZ)
Type palier	Roulement
Roulement coté accouplement	roulement à rotule sur rouleaux
Roulement coté arrière	roulement à rotule sur rouleaux
Fluides à véhiculer	Air atmosphérique
Nombre de roue	2 roues
Nombre d'ailette	10*2

### II.3.4 L'arbre

Les proportions de l'arbre sont calculées de manière que sa première vitesse critique soit bien au-dessus de sa vitesse normale de rotation et que les contraintes mécaniques soient judicieusement reportées. Le matériau de l'arbre est l'acier avec un coefficient de dilatation  $\alpha=12.6*10^{-6}$ .

### II.3.5 Les paliers

Les paliers portent le rotor sur ces deux extrémités. La pression d'alimentation d'huile de graissage des paliers est approximativement de 1.38 bars afin de former sur les surfaces de frottement des paliers, un film à « ronflement de graisse » protégeant leurs surfaces contre une usure excessive figure 2.4.



Figure 2.4 palier à roulement de ventilateur K 17.

Les normes stipulent que les conditions de fonctionnement des roulements sont les suivantes :

*a) Vibration*

Seuils de réglages des contrôleurs de vibration

Niveau	Normal	50 microns
	Alarme	120 microns
	Déclanchement	300 microns

*b) Températures*

Seuils de réglages des contrôleurs de température

Palier bloqué	Normal	56°
	Alarme	80°
	Déclanchement	95°
Palier libre	Normal	48°
	Alarme	80°
	Déclanchement	95°

## II.4 Partie expérimental

### II.4.1 Diagnostic vibratoire du moto-ventilateur MK 17

#### *II.4.1.1 Données des mesures réalisées*

Durant cette étude réalisée à l'entreprise. Le moto-ventilateur MK 17 une machine primordiale dans le processus de fabrication, elle nécessite une surveillance continue. Malheureusement, ce mécanisme est suivi en offline par l'équipe de maintenance de l'entreprise d'une manière périodique. Le service de maintenance se limite à deux bandes de fréquences dans l'analyse spectrale du moto-ventilateur, [0-200Hz] et [0-1000Hz]. Suite à une visite à l'entreprise, nous avons constaté que le MK 17 souffre d'un niveau de vibration très élevé. Pour cela, nous avons décidé de lancer une campagne d'essais pour essayer d'établir un diagnostic concernant les causes potentielles qui provoquent cette augmentation du niveau de vibration. Les mesures sont recueillies grâce à l'analyseur Schenk VIBROTEST 60, figure 2.5. Le tableau 2.3 regroupe les données principales des mesures réalisées.



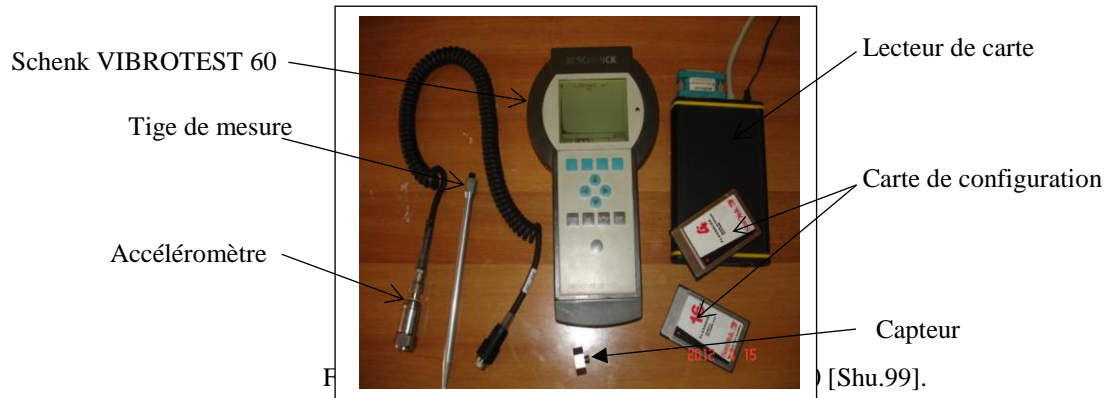


Tableau 2.3 Données des mesures

Compagnes d'essais	Fréquence max	Nombre de lignes	F <sub>s</sub>	Δf
1	[0 -200Hz]	800	512 Hz	0.25 Hz
2	[0 -1000Hz]	800	2560 Hz	3.3 z

## II.4.2 Analyse du moto-ventilateur MK-17 sur la base des niveaux globaux

### II.4.2.1 Analyse globale

Sur la base des mesures de déplacements dans la bande [0 -200Hz] et de vitesses dans deux bandes [0-200Hz] et [0-1000Hz], au niveau des 4 paliers du MK 17, dans les trois directions (Horizontale, Verticale, Axiale). Pour éviter de faire l'analyse de tous les spectres mesurés, nous avons fait tous d'abord une analyse basée sur les valeurs des RMS mesurées et les niveaux globaux de déplacements et de vitesses calculés par les équations suivantes :

$$NG_{dép} = \sqrt{\frac{2}{3} \sum_1^{10} (N_i)^2} \quad (1)$$

Et

$$NG_{vit} = \sqrt{\frac{2}{3} \sum_{10}^{1000} (N_i)^2} \quad (2)$$

D'après la norme ISO 2372 [Iso.95], le mécanisme étudié est classé dans le groupe 3, à savoir les machines de grande puissance (>300 kW) et montées sur des fondations rigides.

L'analyse des résultats des RMS mesurés et des niveaux globaux calculés présentés dans le tableau 2.6, montre que dans la plus part des paliers du moteur et du ventilateur, le seuil d'alarme 7mm/s et le seuil de danger 11mm/s, sont largement dépassés par comparaison avec la norme ISO 2372. Pour le palier 2 du moteur dans sa direction horizontale et axiale, le niveau global de la vitesse atteint 14 mm/s, ce qui classe le MK 17 dans l'intervalle de

fonctionnement inadmissible. Pour le palier 3 du ventilateur principalement dans la direction verticale le niveau global de vitesse atteint un seuil très dangereux qui dépasse 17.56 mm/s.

Toujours d'après la norme ISO 2372, les résultats des RMS et des niveaux globaux mesurés et calculés sur la base des déplacements dans la bande de fréquence [0:200Hz] et [1:10Hz] respectivement, voir tableau 2.4, montre que le MK 17 est classé dans l'intervalle de fonctionnement médiocre 50-175  $\mu\text{m}$  et risque de passer dans l'intervalle inadmissible pour le palier 3 vertical où le déplacement atteint 143.17  $\mu\text{m}$ .

Tableau 2.4 Les valeurs des RMS mesurées et niveaux globaux calculés et du niveau global moyen avant intervention

niveaux globaux			déplacement			[0-100Hz] vitesse		
			RMS mesurée [0- 200Hz]	NG dép. calculé [1- 10Hz]	NG dép. moyen	RMS mesurée [0- 1000Hz]	NG vit calculé [10- 1000Hz]	NG vit Moyen
machine	palier	direction						
Moteur M-17	P 1	H	45	99.906	96.16	11.48	12.58	12.73
		V	18	64.462		8.5	09.20	
		A	16	78.888		12	12.54	
	P 2	H	22	67.516		13.5	14.05	
		V	46	78.718		10.58	10.86	
		A	18	66.496		12.35	13.86	
Ventilateur K-17	P 3	H	28	85.289		11.85	12,17	
		V	110	143.179		17.11	17.56	
		A	22	94.738		11.61	12.02	
	P 4	H	75	116.883	12,32	12.54		
		V	85	123.732	12,11	12.49		
		A	43	134.118	12,61	12.98		

Sur la base de l'analyse des valeurs des RMS mesurés et des niveaux globaux calculés à partir des spectres de déplacement et de vitesse dans les différents paliers, nous avons constaté que les deux paliers 2 et 3 du MK-17 présentent un niveau de vibration très important dans les deux bandes de fréquence et principalement dans les directions axiale et verticale. Comme, le niveau global ne permet pas de faire un diagnostic des défauts, nous avons décidé de passer à l'analyse spectrale pour les paliers suspect.

#### II.4.2.2 Analyse spectrale

Sur la figure 2.6 a et b, nous présentons les deux spectres de vitesse mesurés dans la bande de fréquences [0-1000Hz] dans les deux directions axiale et verticale du palier 2 du moteur et le palier 3 du ventilateur. Dans la direction axiale du palier 2 du moteur, on constate la présence d'un désalignement sécant (angulaire) illustré par le dépassement de l'amplitude de la deuxième harmonique de celle de la fréquence de rotation. Dans la direction verticale du palier 3 du ventilateur, on note un niveau très élevé de l'amplitude 16.11 mm/s du pic

correspondant d'un fort balourd. L'analyse spectrale a confirmé les niveaux globaux de vitesse mentionnée dans le tableau 2.4 et a révélé l'existence d'un désalignement accompagné d'un balourd sur le MK 17.

Sur la figure 2.6 c et d, nous présentons les spectres de déplacements mesurés dans la bande de fréquences [0-200Hz] sur les mêmes paliers et les mêmes directions. Les amplitudes de RPM dans les deux paliers sont élevées notamment sur le palier du ventilateur où l'amplitude atteint 104.4  $\mu\text{m}$ . Ce résultat confirme l'existence d'un important balourd dans le rotor du ventilateur.

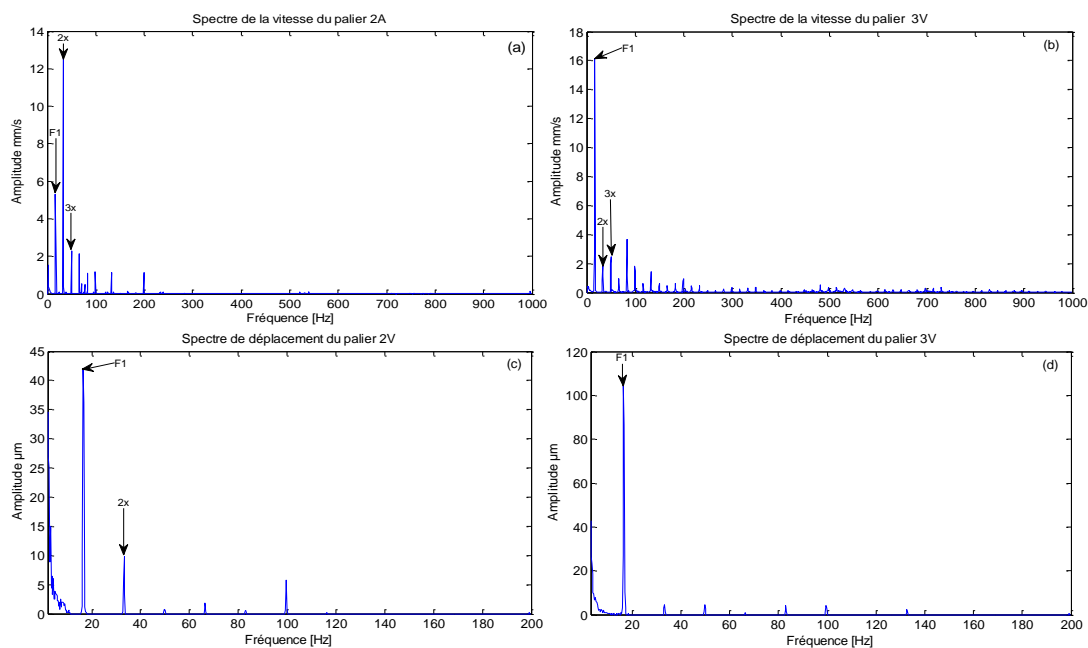


Figure 2.6 Spectres de la vitesse vibratoire et du déplacement avant l'intervention.

### II.4.3 Opérations de réparation et de maintenance du MK 17

Plusieurs interventions du service de maintenance ont été effectuées sur le MK 17, en procédant aux opérations suivantes :

- Graissage des paliers : Constatation de refoulement de la graisse sans diminution du niveau des vibrations.
- Nettoyage des pales du ventilateur : Suite à une suspicion de présence de balourd dû à l'attachement de la poussière du produit (Nitrate) refroidi par le ventilateur aux pales de ce dernier. Cette opération a provoqué une diminution légère du niveau des vibrations.
- Suspicion de blocage au niveau du ventilateur : Suite à l'augmentation de la pression à l'intérieur de ce dernier, une opération de nettoyage des filtres de dégagement du gaz

vers l'atmosphère est effectuée. Le niveau de vibration dans les deux paliers du ventilateur reste encore élevé.

- Lancement d'une opération d'équilibrage : Par une entreprise externe, ajout de deux masses la première de 600g sur le palier 3 et la deuxième de 995g sur le palier 4 du ventilateur. Le niveau de vibration a diminué légèrement, mais il reste au-dessus des normes (7mm/s).

Vu l'importance du MK-17 dans le processus de production de l'entreprise, Ils ont pris la décision de changer tous le rotor du K-17 (arbre, ventilateur et paliers de roulement).

Nous avons trouvé que cette décision est trop précipitée vu que l'analyse spectrale ne réveille qu'un problème de désalignement qu'il faut chercher son origine (balourd). Afin d'avoir une idée globale du niveau de vibration du MK 17, nous avons proposé une méthode de calcul du niveau global moyen de vitesse et de déplacement en prenant en compte les niveaux de vibration des quatre paliers dans les trois directions (verticale, horizontale et axiale), en utilisant l'équation suivante :

$$NG_{\text{moyen}} = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1,3} V_i(D_j)}{n} \quad (3)$$

Ou  $\left\{ \begin{array}{l} V_i: \text{le niveau de vibration global dans chaque palier } i \text{ du MK 17.} \\ D_j: \text{direction du mesure } (D_1 = H, D_2 = V, D_3 = A). \\ n = i * j \end{array} \right.$

La méthode proposée est inspirée de la référence [Gal.11], dans laquelle l'auteur calcule le niveau global moyen d'une installation composée de plusieurs pompes montées en série, ce qui lui a permis de mieux évaluer les critères de sévérité en se basant sur le niveau global moyen ou lieu du niveau global dans chaque palier.

L'auteur montre que la comparaison de la sévérité est associée au point où la vibration est plus haute. Cette manière de comparer point par point nie la possibilité de désaccord entre les vibrations dans différents endroits devant vieillir ou les problèmes d'installation mentionnés, peuvent mener à de fausses alertes et inutile.

En utilisant l'expression (3), on obtient le niveau global moyen de la vitesse égale à 12.73 mm/s le niveau global moyen de déplacement est égal à 96.16  $\mu\text{m}$ , voir tableau 2.4. Donc d'après la norme ISO 2372 [Ove.95], le MK 17 est classé dans l'intervalle de fonctionnement inadmissible.

## II.4.4 Mesures effectuées après changement du rotor

## II.4.4.1 Analyse globale

Le lendemain du changement du rotor complet du K 17, nous avons pris des mesures de déplacement et de vitesse dans les mêmes conditions qu'avant le changement du rotor. Le calcul du niveau global dans tous les paliers et le niveau global moyen montre une diminution sensible du niveau vibratoire, voir tableau 2.5. Le niveau global moyen de vitesse passe de 12.73 mm/s à 7.09 mm/s et le niveau global moyen de déplacement passe de 96.16  $\mu\text{m}$  à 61.99  $\mu\text{m}$ . Cette démunitions reste insuffisante vu qu'on est toujours au-dessus du seuil d'alarme par rapport à la vitesse et au déplacement.

Tableau 2.5 Valeurs des RMS mesurées, niveaux globaux calculés et du niveau global moyen après changement du rotor.

NIVEAUX GLOBAUX			[0-200Hz] Déplacement			[0-1000Hz] Vitesse		
			RMS mesurée [0- 200Hz]	NG dép. calculé [1- 10Hz]	NG dép. moyens	RMS mesurée [0- 1000Hz]	NG vit calculé [10- 1000Hz]	NG vit moyens
MACHINE	PALIER	DIRECTION						
Moteur M17	P 1	H	8,21	65.594	61.99	5,51	6,54	7.09
		V	8.12	54.629		6,42	6,98	
		A	6.86	73.724		6,41	6,98	
	P 2	H	7,82	91.527		5,20	5,89	
		V	10,05	38.098		7,54	7,82	
		A	8.86	37.494		5,54	5,75	
Ventilateur K17	P 3	H	15,8	51.906		5,71	5,98	
		V	32,3	61.339		8,82	9,89	
		A	17,9	67.194		5,23	5,68	
	P 4	H	13,4	75.467	7,18	8,75		
		V	29,2	51.984	7,71	8,95		
		A	18,9	74.933	5,59	5,88		

## II.4.4.2 Analyse spectrale

L'analyse des spectres de vitesse de la figure 2.7 a et b confirme aussi la diminution du niveau vibratoire dans les deux paliers 2 et 3 du MK 17. L'amplitude de la fondamentale sur le palier 3V du ventilateur diminue de 50%, cependant le désalignement sécant (angulaire) persiste sur le palier 2A du moteur, ou l'amplitude de la quatrième harmonique dépasse largement celle de la fréquence de rotation.

L'analyse des spectres de déplacement de la figure 2.7 c et d confirme elle aussi la diminution sensible des amplitudes de déplacements de 42  $\mu\text{m}$  à 8  $\mu\text{m}$  pour le palier 2V et de 104.4  $\mu\text{m}$  à 32  $\mu\text{m}$  pour le palier 3V.

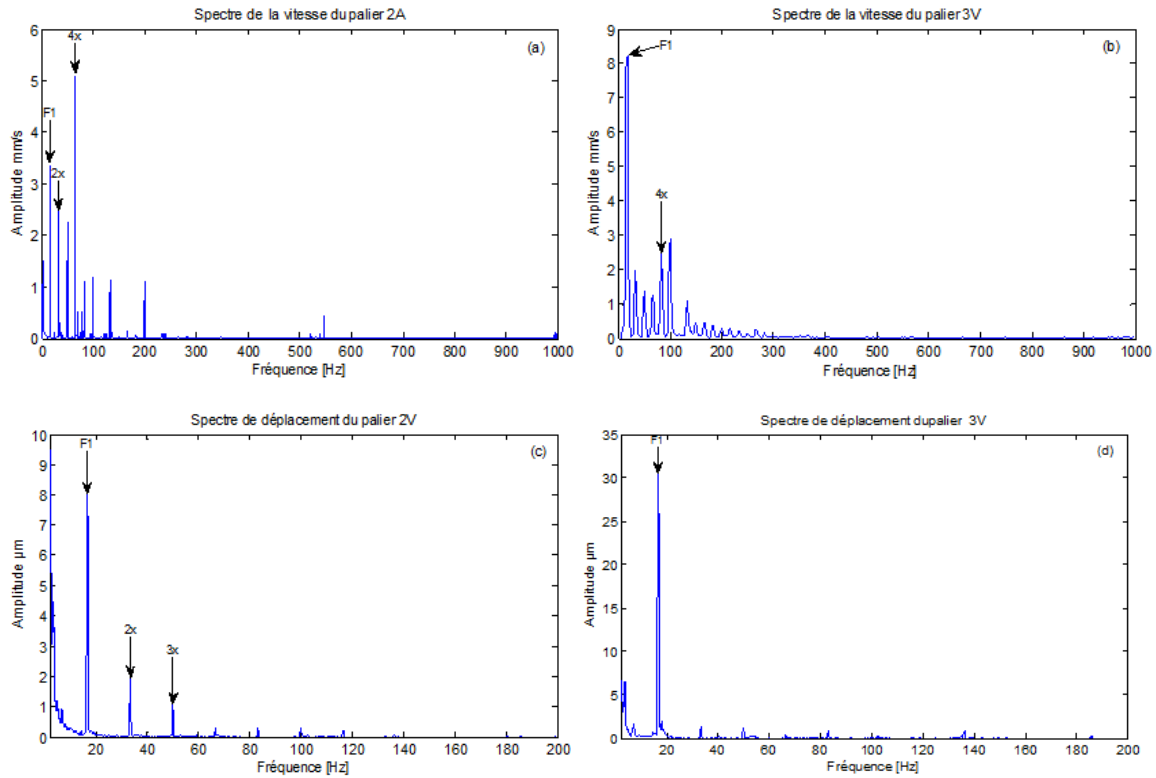


Figure 2.7 Spectre de la vitesse vibratoire et du déplacement après le changement du rotor.

#### II.4.5 Constatations après deux jours de l'intervention

Deux jours après le remplacement du rotor du ventilateur, le niveau vibratoire a augmenté dans des proportions plus alarmantes qu'avant l'intervention. Le niveau de vitesse mesuré sur les paliers du ventilateur a atteint 50mm/s sur le palier 3 et 48mm/s sur le palier 4, ce qui a provoqué une augmentation de l'ampérage du moteur électrique qui a passé de 70A à 175A. Cette augmentation a provoqué le déclenchement du moteur à plusieurs reprises.

En se basant sur les résultats du niveau global moyen du MK 17, qui montre que ce dernier souffre d'un niveau de vibration trop dangereux et sur l'analyse spectrale qui montre la persistance du désalignement sécant sur le palier 2A, on a proposé au service de maintenance de procéder à des mesures topographiques entre les différents paliers du MK 17. Les résultats de mesures ont montré l'existence d'une différence de niveau de 16 mm entre le socle en béton des deux paliers du moteur et avec ceux du ventilateur. Ce qui explique le niveau de vibration très élevés et le désalignement sécant que nous avons signalé avant le changement du rotor. Une cale de 16 mm a été rajoutée aux paliers du moteur, voir figure 2.8.

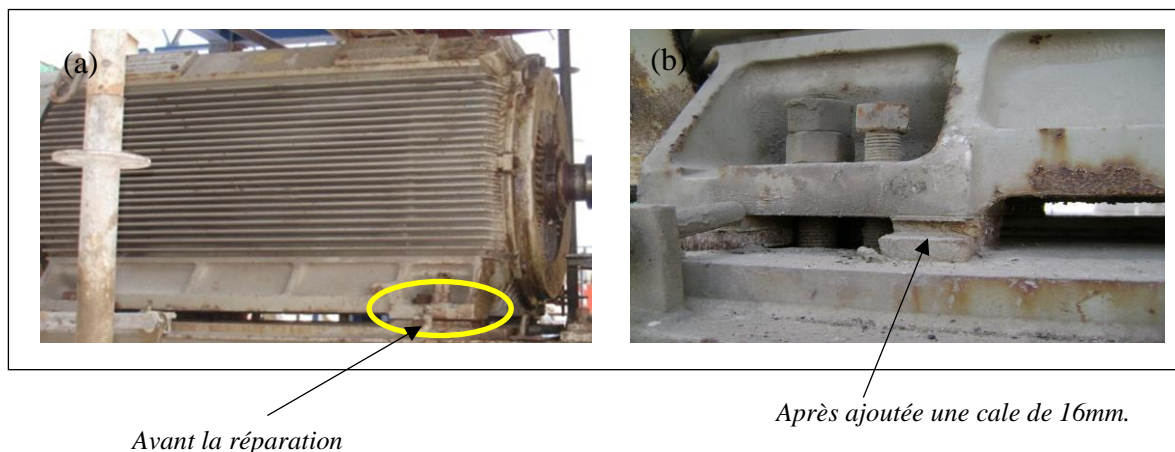


Figure 2.8 photo du moteur sans cale (a) et avec cale (b).

#### II.4.5.1 Analyse globale

Après le calage du moteur et durant plusieurs jours, nous avons pris des mesures de déplacement et de vitesse dans les mêmes conditions qu'auparavant. Le calcul du niveau global et le niveau global moyen dans tous les paliers des MK 17 montre une nette diminution du niveau vibratoire, voir tableau 2.6. Le niveau global moyen de vitesse passe de 12.73 mm/s à 1.23 mm/s et le niveau global moyen de déplacement passe de 96.16  $\mu\text{m}$  à 11.68  $\mu\text{m}$  ce qui met le moto-ventilateur dans l'intervalle de fonctionnement bon par rapport à la vitesse et satisfaisant par rapport au déplacement.

Tableau 2.6 Valeurs des RMS mesurées, niveaux globaux calculés et du niveau global moyen après le calage du moteur.

niveaux globaux			[0-200Hz] déplacement			[0-1000Hz] vitesse		
			RMS mesurée [0- 200Hz]	NG dép. calculé [1- 10Hz]	NG dép. moyen	RMS mesurée [0- 1000Hz]	NG vit calculé [10- 1000Hz]	NG vit moyen
machine	palier	direction						
Moteur M17	P 1	H	5,24	14,648	11.68	1.05	1,22	1.23
		V	6,61	9,349		0.98	1,05	
		A	6,40	14,097		0.65	0,81	
	P 2	H	5,03	10,461		0.95	1,15	
		V	6,67	11,113		0.82	0,91	
		A	6,18	10,951		0.48	0,51	
Ventilateur K17	P 3	H	4,50	11,733		1.12	1,71	
		V	7,83	12,539		0.85	1,15	
		A	4,24	14,252		1.02	1,32	
	P 4	H	4,36	11,372		1.11	1,45	
		V	5,82	10,697		1.05	1,65	
		A	4,45	9,047		1.02	1,86	

#### II.4.5.2 Analyse spectrale

L'analyse des spectres de vitesse de la figure 2.9 a et b, confirme d'une part la disparition du désalignement sécant sur le palier 2A et d'autre part la diminution très importante du niveau

vibratoire. Avant la réparation l'amplitude dans le palier 2A est de 12.15 mm/s et elle passe à 0.48 mm/s. Pour le palier 3V le niveau de vitesse passe de 16.11 mm/s à 0.85 mm/s.

L'analyse des spectres de déplacement figure 2.9 c et d, confirme eux aussi cette diminution sensible du niveau vibratoire. Pour le palier 2V le niveau de l'amplitude passe de 49.1  $\mu\text{m}$  à 6.67  $\mu\text{m}$  et pour le palier 3V le niveau de l'amplitude passe de 104.4  $\mu\text{m}$  à 7.83  $\mu\text{m}$ , ce qui classe le moto-ventilateur dans l'intervalle de fonctionnement bon.

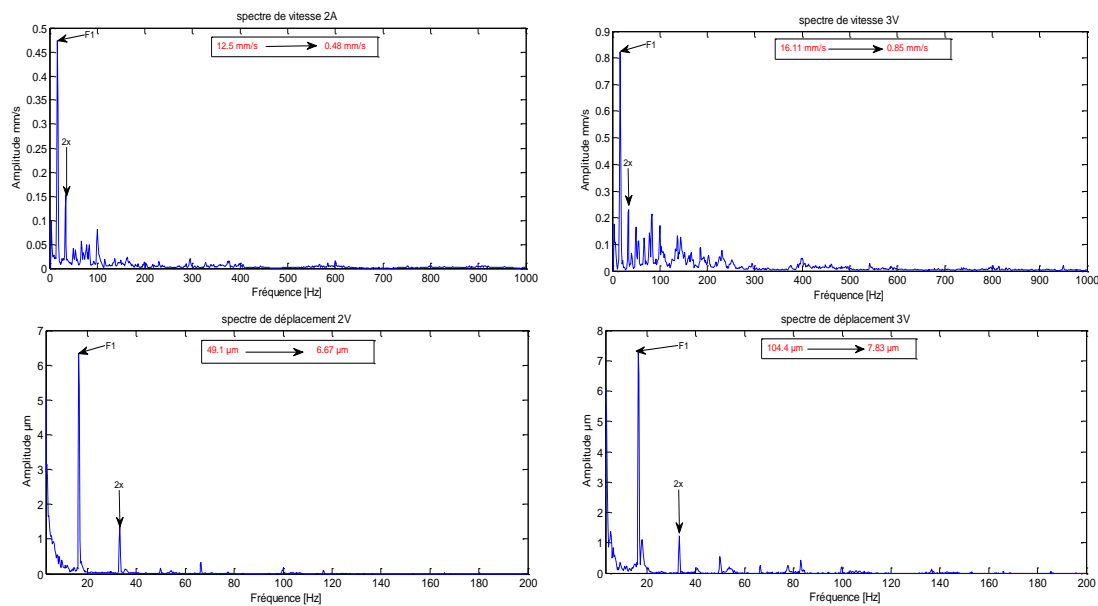


Figure 2.9 Spectres de déplacement et de la vitesse vibratoire après réparation de K 17.

## II.5 Synthèse du chapitre

Dans cette étude, nous avons montré qu'un diagnostic rugueux et correcte son augmente la durée d'vie du matériel et démunie le coût d'intervention ou la panne. On propose alors l'utilisation de niveau global moyen qui permet de découvrir l'état de la machine avant de prendre une décision d'intervention. Ce résultat découle de l'exploitation de données comme référence pratique, vu qu'avant l'intervention et après le changement inévitable, le niveau global moyen de déplacement passe de 99.16 Hz à 61.99 Hz et de même le niveau global moyen de vitesse passe de 12.73 mm/s à 7.09 mm/s. Après la réparation et le calage du moteur, le niveau global moyen de déplacement passe de 99.16 Hz à 11.68 Hz et de même le niveau global moyen de vitesse passe de 12.73 mm/s à 1.23 mm/s, ce qui met dans la plupart du temps cet indicateur inférieur aux valeurs de la norme ISO. Deux avantages importants dans l'utilisation de cet indicateur: d'une part, nous obtenons le calibre de l'état du moto ventilateur en termes de vibration et, d'autre part, elle permet une réduction des pannes et évite les interventions inutiles en conséquence.



Ces outils nous permettent d'identifier la méthodologie pour prendre les décisions d'entretien avant toute intervention. On peut modifier le programme d'entretien appliqué par une utilisation des outils de mesure qui est basée sur le développement technologique et les niveaux globaux moyens sont des indicateurs qui découvrent l'état d'ensemble de la machine.

# Chapitre 3

---

## Bases théoriques de la cyclostationnarité

---

Ce chapitre se concentre sur la théorie de la cyclostationnarité, et ses propriétés propres aux processus dont les caractéristiques évoluent cycliquement au cours du temps. La méthode offre un cadre particulièrement adapté à l'analyse de nombreux signaux acoustiques et vibrations. Après avoir rappelé les notions de l'approche cyclostationnaire dans le contexte mécanique. Nous avons validé ces notions théoriques expérimentalement.

### III.1 Introduction

Dans le contexte de l'analyse vibratoire des machines tournantes et alternatives, l'analyse harmonique tient une place privilégiée puisqu'elle permet de décrire la structure périodique des vibrations du système étudié. Elle offre des outils de traitement puissants lorsque les processus sont stationnaires. Cependant, la plus part des processus vibratoires rencontrés en pratique sont plutôt du type non-stationnaire. Cet état de fait est gênant, car la non-stationnarité étant une non-propriété, il n'existe pas des méthodes générales pour l'analyser. Toutefois, dans le cas des machines tournantes, la présence d'au moins un cycle de base permet d'accepter l'hypothèse de cyclostationnarité qui caractérise une certaine classe de processus non-stationnaires tout en généralisant celle des processus stationnaires. Cette propriété autorise la définition de nouvelles méthodes qui ont l'avantage de profiter du cadre théorique de l'analyse harmonique. Des études récentes illustrent les applications potentielles au diagnostic et au suivi des machines tournantes, en particulier de la corrélation spectrale pour le diagnostic précoce des défauts d'engrenage [**Cap.92**], [**Cap.00**] et des roulements à billes [**Mcc.98**].

Venant combler les limites de l'analyse spectrale, plusieurs méthodes ont également vu le jour et ont été généralement développées pour des défauts bien spécifiques. La révolution dans le domaine du diagnostic vibratoire des machines est sans doute l'utilisation des méthodes périodiques basées sur la cyclostationnarité et la séparation du composant cyclique du signal.

La formulation de la cyclostationnarité présente plusieurs avantages pour l'analyse de tels signaux par rapport aux approches classiques. Tout d'abord elle permet d'appréhender avec les mêmes outils un large spectre de comportements, depuis la simple périodicité déterministe (phénomènes de balourd, de désalignement, d'excentricité, d'inversion de force, défaut d'engrènement, ... etc.) jusqu'à l'aléatoire non stationnaire (mouvement de fluide, forces de frottement, grippage, ...). Ensuite, elle intègre explicitement une dimension temporelle qui permet de suivre l'évolution des non-stationnarités des systèmes étudiés. Cette analyse permet de découvrir les modulations d'amplitude présentes dans les signaux de vibration. La modulation des fréquences varie en fonction des composantes du signal. Ces dernières peuvent souvent fournir des données précieuses. Plusieurs études ont montrées que la présence des modulations confirme l'existence des défauts dans les paliers à roulement et les engrenages.

Dans les études effectuées par Urbanek [**Urb.13**] la modulation d'intensité de distribution

(MID) renvoie des informations similaires à celles de la densité de corrélation spectrale. Il est prouvé que l'intégration de la modulation de l'intensité de distribution (IMID) est la méthode optimale pour la détection de la composante secondaire de la cyclostationnarité dans le signal de vibration.

Dans l'industrie, l'application d'un système de surveillance est très convoitée dans le domaine de la production d'énergie. La surveillance du niveau de vibration est très difficile à quantifiée à cause de la complexité de la composition du réducteur, des variations de charges importantes causées par la pression de vapeur de la turbine et d'autres conditions de fonctionnement. Ceci induit une réduction de fiabilité des systèmes de surveillances industrielles. En plus, pour la même charge, l'amplitude de la fréquence d'engrènement augmente avec l'augmentation du défaut.

Plusieurs applications, faisant appel au spectre, ont été développées dans les études [Cap.91] [Bon.04] et [Bon.05], permettant ainsi la séparation des familles de raies. L'analyse cyclostationnarité est l'outil le plus privilégié dans le domaine de la détection des défauts dans les basses et hautes fréquences. Dans certains cas les modulations ne sont pas évidentes à détecter sur le spectre, c'est la raison pour laquelle l'utilisation de la cyclostationnarité s'est montrée plus efficace [Ant.05]. Dans ce sens l'étude comparative, des deux techniques, appliquée par [Bou.08] a montré que l'analyse cyclostationnarité est très efficace dans le cas des défauts localisés, par contre l'analyse spectrale est insuffisante pour la détection des défauts répartis généralement traduits par une augmentation de l'amplitude de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques.

Dans la présente étude nous avons appliqué la formulation développée par Urbanek [Urb.14] pour le diagnostic du turboalternateur.

### III.2 Principe de la méthode

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

ondelettes et la décomposition empiriques des modulations et qui pourraient être utilisés pour définir l'indicateur de présence des modulations. Par conséquent, la méthode proposée peut être personnalisée afin de spécifier les propriétés des différents signaux à étudier. Afin d'expliquer les principes de (MID), l'expression (1) représente un signal simple  $x(t)$  constitué en une onde sinusoïdale de fréquence  $f$  modulée en amplitude par plusieurs composantes sinusoïdales avec des fréquences correspondant à des multiples d'amplitudes égales à  $y_1 \dots y_k$  [Urb.14].

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

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

Le spectre du signal de la figure 3.1 est constitué d'une raie spectrale située à la fréquence  $f$ , ce qui représente le signal de porteuse, ainsi que des raies spectrales réparties de manière symétrique par rapport à la fréquence  $f$  par une fréquence cyclique. Le principe du (MID) est de faire usage d'un filtre de bande latérale qui permet l'extraction du signal de porteuse avec le potentiel des signaux de modulation correspondants.

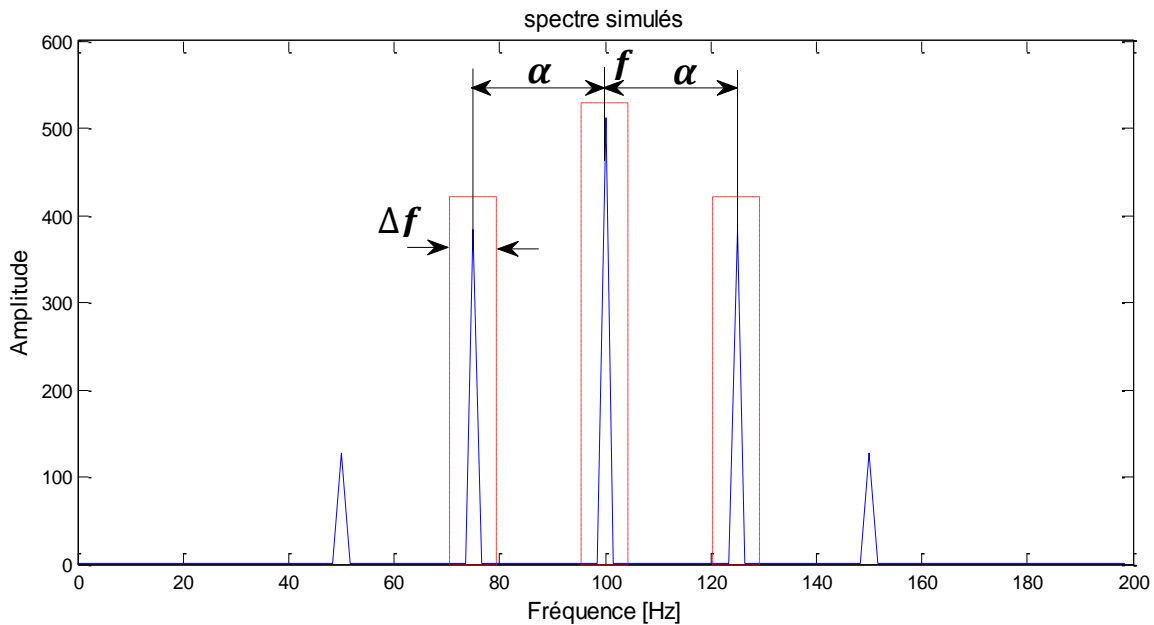


Figure 3.1 Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence.

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

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

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

La figure 3.2 présente un schéma de la méthode utilisée avec un modèle ouvert de fonctionnalité pour une fonction statistique choisie. Une telle fonction doit calculer le facteur d'intensité de corrélation spectrale en choisissant un intervalle de filtre  $[a_1, a_2]$ . Les résultats de la procédure finale présentent les deux types d'indicateur à savoir la densité de corrélation spectrale (MID) et le correspondant d'intégration (IMID) pour une gamme de fréquences choisies.

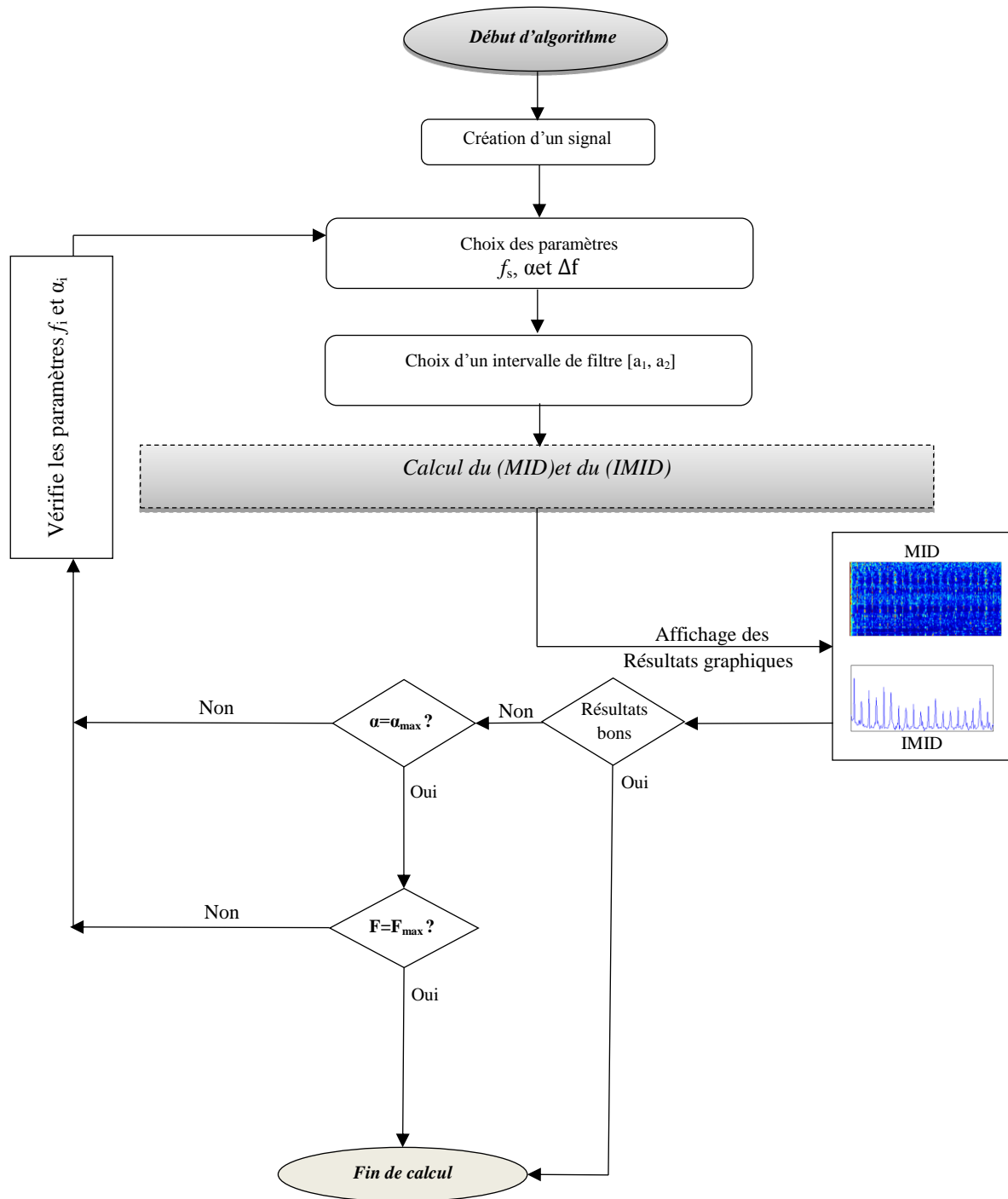


Figure 3.2 Algorithme proposé pour le calcul du MID et de l'IMID.

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

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

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

Et

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

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

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

La densité de corrélation spectrale peut être définie comme suit :

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

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

bande de fréquence exprimé par l'intégrale suivante :

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

L'équation (6) peut être interprété comme une transformée de Fourier à court terme, calculée avec une fenêtre rectangulaire temporelle [Gar.86]. La version filtrée de  $x(t)$  est reliée avec l'enveloppe complexe de la version filtrée du signal  $x(t)$  par la relation suivante:

$$x_{\Delta f}(t; f) = X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f) e^{2j\pi ft} \quad (7)$$

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

$$SC_{x\Delta f}^\alpha(t; f) = \frac{1}{\Delta f} x_{\Delta f} \left( t; f + \frac{\alpha}{2} \right) x_{\Delta f}^* \left( t; f - \frac{\alpha}{2} \right) e^{-2j\pi \alpha t} \quad (8)$$

L'équation (8) peut être donnée par:

$$SC_x^\alpha(t, f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T x_{\Delta f} \left( t; f + \frac{\alpha}{2} \right) x_{\Delta f}^* \left( t; f - \frac{\alpha}{2} \right) e^{-2j\pi \alpha t} dt, \quad (9)$$

A cette phase, il convient de mentionner que la multiplication par  $e^{-2j\pi \alpha t}$  dans l'équation (8) permet un décalage de fréquence équivalent à une fréquence cyclique afin de fournir la même



fréquence centrale pour les composantes  $x_{\Delta f}\left(t; f + \frac{\alpha}{2}\right)$  et  $x_{\Delta f}\left(t; f - \frac{\alpha}{2}\right)$ . D'autre part, étant donné que l'opération présentée dans l'équation (6) peut être interprétée comme un sous-échantillonnage commun et la procédure de filtrage comme une opération de sous conversion pendant le calcul de  $X_{\frac{1}{\Delta f}}(t; f)$ .

Suivant le concept du filtre de bande latérale voir figure 3.1 et les notations introduites dans l'équation (9), la densité de corrélation spectrale entre les composantes  $x_{\Delta f}(t; f + \alpha)$  et  $x_{\Delta f}(t; f)$  sont donnés par:

$$SC_x^\alpha\left(f + \frac{\alpha}{2}\right) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T X_{\Delta f}(t; f) X_{\Delta f}^*(t; f + \alpha) e^{-2j\pi\alpha t} dt, \quad (10)$$

Par analogie, la densité de corrélation spectrale supplémentaire peut être calculée entre les composantes  $x_{\Delta f}(t; f - \alpha)$  et  $x_{\Delta f}(t; f)$  par :

$$SC_x^\alpha\left(f - \frac{\alpha}{2}\right) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_T X_{\Delta f}(t; f) X_{\Delta f}^*(t; f - \alpha) e^{-2j\pi\alpha t} dt, \quad (11)$$

Le décalage de fréquence dans les équations (10) et (11) implique que la fréquence  $f$  soit la fréquence centrale pour les deux composantes filtrées.

Afin d'examiner la relation entre les trois composantes spectrales espacées par la fréquence cyclique  $\alpha$ , on considère le produit des deux densités de corrélation spectrales introduites dans les équations (10) et (11).

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

$$MID_{\Delta f}^{PSC}(f; \alpha) = SC_x^\alpha\left(f + \frac{\alpha}{2}\right) SC_x^\alpha\left(f - \frac{\alpha}{2}\right), \quad (12)$$

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

Le degré de la cyclostationnarité, proposé dans [Ziv.91], représente le rapport de l'énergie entre  $\alpha \neq 0$  et  $\alpha = 0$  pour un signal stationnaire. Son expression mathématique est donné par :

$$DSC^\alpha = \int \left| R_x^\alpha(\alpha) \right|^2 d\alpha / \left| SC_x^0(\alpha) \right|^2 d\alpha, \quad (13)$$

L'expression (13) peut être réécrite en utilisant la corrélation spectrale :

$$DSC^\alpha = \int |SC_x^\alpha(\alpha)|^2 df / \int |SC_x^0(\alpha)|^2 df, \quad (14)$$

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

Donc, la relation entre la source des modulations périodiques et les caractéristiques du signal porteur peut servir comme information supplémentaire pour l'évaluation de l'état des machines tournantes.

Dans certaines applications pratiques du MID pour des signaux vibratoires, le produit de densités de corrélation spectrales, comme une modulation d'intensité de distribution, pourrait ne pas être la mesure la plus utile en raison de grandes différences d'énergie du signal dans différentes bandes de fréquences. Dans ce cas, l'interprétation des plans MID pourrait être plus efficace lorsque la valeur absolue de la densité de corrélation spectrale est normalisée et varie seulement entre 0 et 1. A cet effet, la proposition  $MID_{\Delta f}^{PSC}$  peut être facilement étendue à l'utilisation de la densité spectrale de cohérence en tant qu'une modulation d'intensité de distribution. La fonction de modulation d'intensité de distribution de cohérence spectrale [Bou.97] et [Nik.87] est obtenue par:

$$MID_{\Delta f}^{PSCoh}(f, \alpha) = \left( \frac{SC_x^\alpha(f + \alpha/2)}{\sqrt{SC_x^0(f + \alpha/2)SC_x^0(f)}} \frac{SC_x^\alpha(f - \alpha/2)}{\sqrt{SC_x^0(f - \alpha/2)SC_x^0(f)}} \right), \quad (15)$$

Le dénominateur de l'équation (15) représente une normalisation par l'énergie des signaux utilisés pour la mesure de corrélation spectrale [Rub.97]. Cette propriété pourrait être particulièrement indispensable dans la protection de l'état des rotors des machines tournantes.

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

Comme mentionné précédemment, le MID est une fonction de la fréquence porteuse  $f$  et la fréquence de modulation  $\alpha$ . Pourtant, dans certains cas particuliers, l'utilisateur peut ne pas être intéressé à trouver la gamme spécifique de fréquences porteuses, mais seulement dans l'estimation de l'influence générale des modulations spécifiques des composantes sur le signal

traité. En outre, les représentations tridimensionnelles peuvent causer des difficultés d'interprétations et de prendre des décisions automatiques dans le processus de surveillance des systèmes industriels [Eli.11].

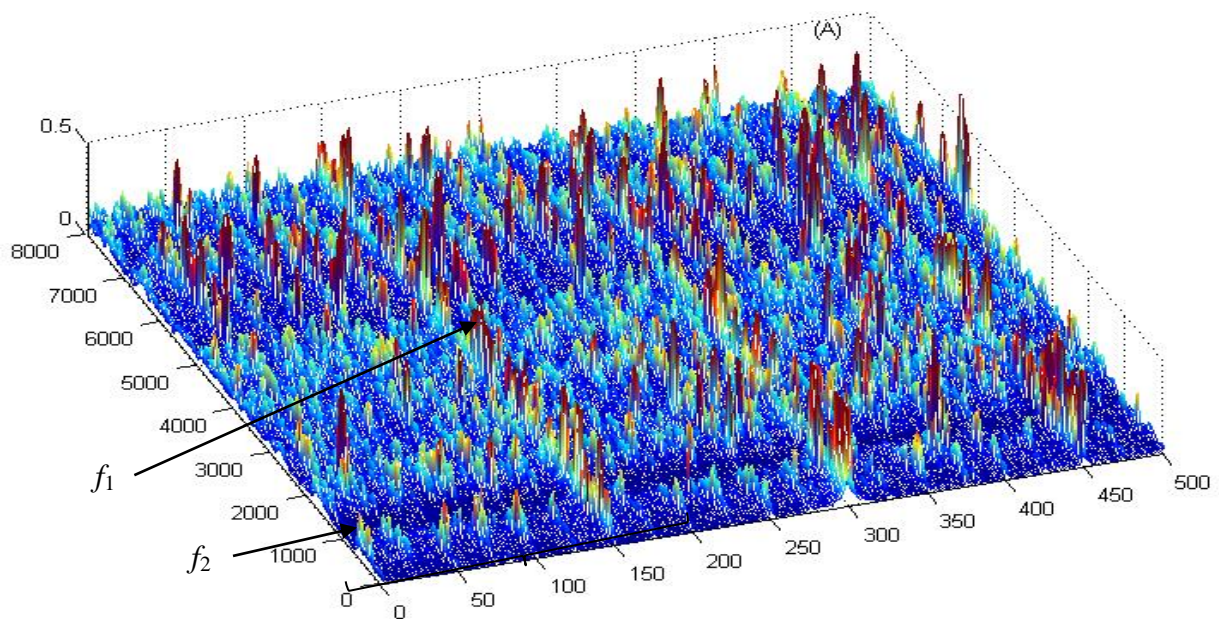
Sur la base de cette remarque, il est plus pratique de représenter le (MID) pas en tant que surface, mais en tant que courbe dépendant uniquement de la fréquence de modulation, après l'intégration sur une bande de fréquence porteuse choisie. Dans le cas d'une modulation d'amplitude, une telle représentation doit être métrique pour la modulation totale.

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

$$IMID_{f_1}^{f_2}(\alpha; \Delta f) = \int_{f_1}^{f_2} MID_{\Delta f}(f; \alpha) df, \quad (16)$$

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

L'idée d'IMID est présentée sur la figure 3.3 b.





pas améliorer les résultats. Elle est due à l'impact de l'ensemble des composantes du signal dans la bande de fréquences considérée sur la densité spectrale de cohérence (Equation 15). Donc le MID donnera de meilleurs résultats quand les bandes spectrales des différentes composantes cycliques ne se chevauchent pas.

### **III.3 Synthèse du chapitre**

Dans ce chapitre, nous avons profité de la nature cyclostationnaire des processus vibratoires des machines tournantes et alternative pour proposer une méthode d'analyse originales adaptées au diagnostic. La nouveauté de notre approche consiste à analyser séparément la contribution du 1<sup>er</sup> ordre et surtout la contribution résiduelle cyclostationnaire du 2<sup>ème</sup> ordre au moins. Après des rappels sur la théorie de la méthode présentée au-dessus, nous allons appliquer dans ce qui suit (chapitre 4) ces méthodes aux différents signaux mesurés au niveau du turbo-alternateur.

# Chapitre 4

---

## Analyse cyclostationnaires expérimentale d'un turboalternateur

---

Dans ce chapitre, nous avons utilisé une méthode de détection de modulation des fréquences des défauts, pour la surveillance des défauts dans les paliers à roulement, les paliers lisses et les dentures d'engrenages d'un turboalternateur. Cette étude se montre par une comparaison de l'analyse spectrale comme une aide au diagnostic et à la prise de décision. On présente tout d'abord, un exemple de l'application de la méthode cyclostationnaires sur un signal de roulement avec un défaut simple identifié sur la bague intérieure, puis sur un système mécanique dans un environnement industriel turboalternateur. Le passage d'une charge de 6 MVA à 5 MVA engendre une variation très importante au niveau des vibrations sur toute la bande de fréquence. L'application de cette méthode à des signaux non stationnés a permis de mettre en évidence d'une manière très claire la présence des défauts sur les paliers du réducteur, ce qui a été difficile à montrer par l'analyse spectrale.

## IV.1 Introduction

La cyclostationnarité est une propriété qui caractérise les systèmes dont les propriétés statistiques évoluent périodiquement au cours du temps, initialement développée dans le cadre des signaux de télécommunications [Ant.06], elle décrit particulièrement bien un certain nombre de signaux mécanique. C'est par exemple le cas des signaux vibratoires et acoustiques générés par les machines tournantes et alternatives. Le formalisme cyclostationnarité présente plusieurs avantages pour l'analyse de tels signaux par rapport aux approches classiques.

La cyclostationnarité s'applique donc potentiellement à la caractérisation du comportement vibratoire et acoustique des systèmes mécaniques aussi variés que des turbines, des machines-outils, des réducteurs à engrenages, des compresseurs, des pompes centrifuges, etc. Elle permet d'apporter de nouvelles solutions à un certain nombre de problèmes récurrents pour le diagnostic et l'identification des systèmes mécaniques, ainsi que pour la séparation de sources concurrents. L'objectif de ce chapitre est précisément de présenter quelques-unes des avancées que la cyclostationnarité a récemment autorisées en mécanique. Les exemples sont issus du domaine de surveillance industrielle des vibrations, mais n'y sont pas restreints dans le principe. Par ailleurs, l'accent est mis sur la présentation de cas d'études plutôt que sur la description détaillée de la méthode, dont le lecteur trouvera par ailleurs les références en bibliographie.

## IV.2 Description de l'installation

Au niveau de l'unité central II, le turbo alternateur GZ1164 est une machine primordiale dans le processus de production des produits fertilisants et engrais alimentaires complexe. Le principe de fonctionnement de cette machine consiste à introduire de la vapeur surchauffée à une pression élevée appelée vapeur d'admission via des conduites de la turbine qui comporte un ou plusieurs étages 16 roue, composés chacun d'un nombre d'aubes, dont l'un est fixe et l'autre mobile, ou chaque roue est composé par un ensemble de 8 ailettes (aubes). Le plus souvent, la direction de l'écoulement de la vapeur est parallèle à l'axe de la turbine avec un angle précis pour augmenter son rendement. L'installation comporte une turbine, un réducteur de vitesse, un alternateur et d'autres accessoires figure 4.1.

L'énergie thermique se transforme en une énergie mécanique qui fait tourner le rotor de la turbine qui est couplée à un réducteur de vitesse. Ce dernier est couplé à un alternateur électrique qui tourne à la même vitesse de sortie du réducteur, avec la même vitesse de

rotation qu'elle que soit la charge. L'alternateur est composé d'un rotor et un stator avec lesquels il transforme la vitesse de rotation en un courant électrique selon sa puissance.

La vapeur issue de la turbine appelée vapeur d'échappement à une basse pression est reconduite avec des tuyauteries vers la condensation et qui sera réutilisée par la suite dans le circuit [Doc.GZ1164].

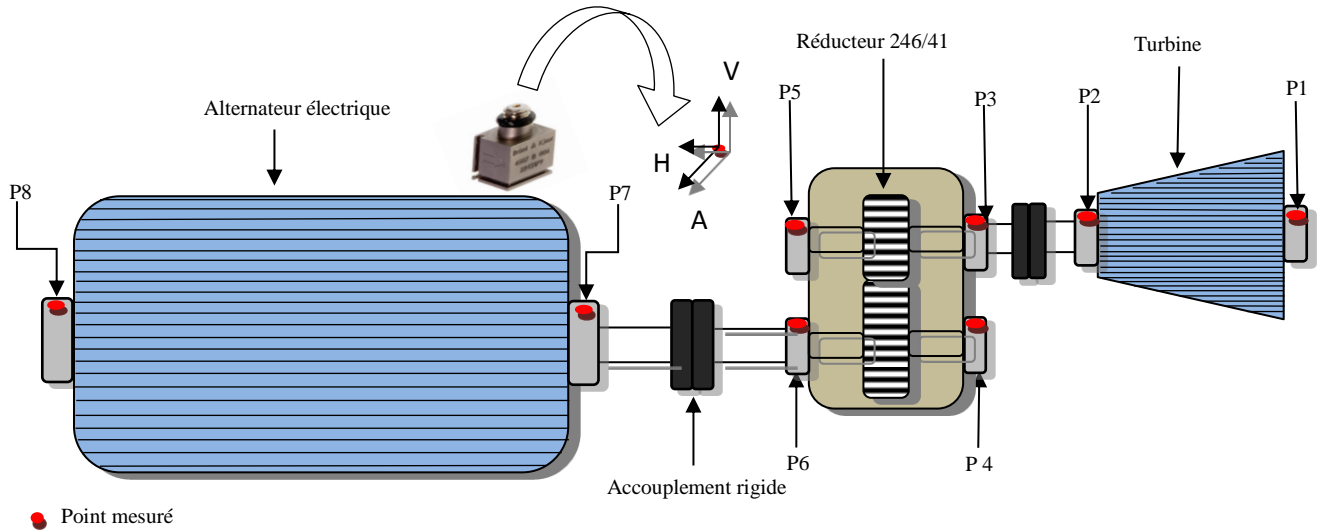


Figure 4.1 Schéma cinématique du turbo alternateur (GZ1164).

#### IV.2.1 Turbine GMX 1164.1

Une partie de la vapeur produite passe par la turbine qui fait tourner un générateur produisant de l'électricité (5,5 KV) par la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique dans la turbine. La figure 4.2.a et b présente la photo et son schéma avec le nombre de roues.

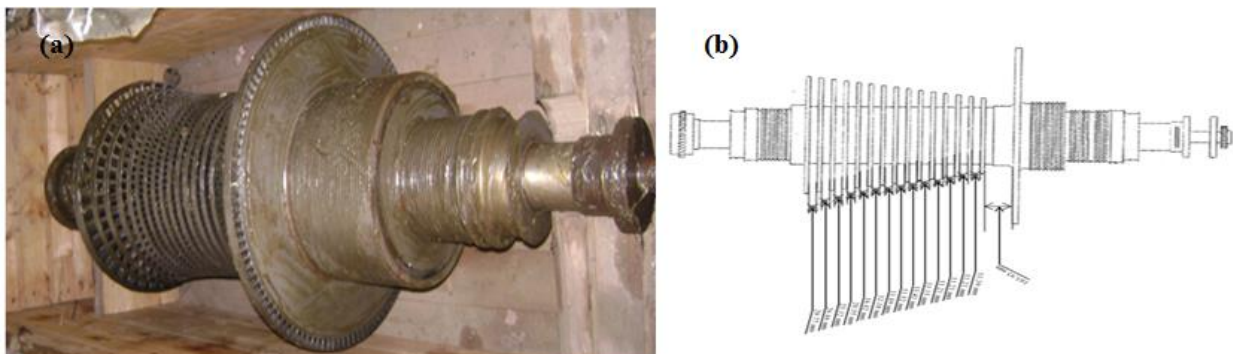


Figure 4.2 Photo du rotor (a), et schéma du rotor (b).



Tableau 4.1 Caractéristiques techniques de la turbine à vapeur.

Type	G400.2
Série	10MVA (GMX1164.1)
Nombre d'étages	16
Nature de fluide	Vapeur
Fournisseur	SIMENS
Poids turbine	11600 Kg
Hauteur d'axe	482.5mm
Diamètre bout d'arbre	66.5mm
Bride d'admission	160ASAø''8 trous
Bride d'échappement	25ASAø12''trous
Puissance normale	462kw
Puissance max	1756kw
Puissance mini	75kw
Pression admission nominale	350 bars
Pression admission max	800 bars
Vitesse maxi	9000 tr/min
Vitesse nominale	6650 tr/min
Vitesse mini	4500 tr/min
Température max	399 C°
Température normale	323C°
Nombre de roue	16 roues
Diamètre moyen	470 mm
Longueur des ailettes	32 mm
Dernier étage diamètre moyen	253 mm
Longueur des ailettes	70 mm
Nombre des ailettes	(40-48-48-56-64-88-88-88-88-88-88-88-88-80-112)
La fréquence de rotation	$F_1 = N_1/60 = 9000/60 = 150 \text{ Hz}$

a) Calcul de la fréquence de passage des aubes

La fréquence de passage des aubes de chaque roue de la turbine, qui possède 16 roues sur chacune sont montées plusieurs ensembles de 8 aubes.

$$F_{PA} = F_1 * N_p = 150 * (40 \text{ à } 112) = 6000 \text{ à } 16800 \text{ Hz.}$$

$$F_{PEA} = F_1 * N_{aubes} = 150 * 8 = 1200 \text{ Hz.}$$

$N_p$  : Le nombre d'aubes dans chaque roue.

$F_{PA}$ : Fréquence de passage des aubes.

$N_{aubes}$  : Le nombre d'aubes fixes dans chaque ensemble de la roue.

$F_{PEA}$  : La fréquence de passage du nombre des aubes fixe par ensemble.

Le tableau 4.2 regroupe les caractéristiques fréquentielles des défauts de passage des aubes.

Tableau 4.2 Caractéristiques Fréquences de passage des aubes.

Nombre de roue	Nombre d'aube ( $N_p$ )	Fréquence de défaut ( $F_{PA}$ )
1	40	5976 Hz
2	48	7171,2 Hz
3	48	7171,2 Hz
4	56	8366,4 Hz
5	64	9561,6 Hz
6	88	13147,2 Hz
7	88	13147,2 Hz
8	88	13147,2 Hz
9	88	13147,2 Hz
10	88	13147,2 Hz
11	88	13147,2 Hz
12	88	13147,2 Hz
13	88	13147,2 Hz
14	88	13147,2 Hz
15	80	11952 Hz
16	112	16732,8 Hz

#### IV.2.2 Réducteur GVAB 420

C'est l'organe qui assure la réduction de la vitesse de rotation entre la turbine qui tourne à une fréquence maximale ( $F_1=150$  Hz) et l'alternateur qui tourne à une fréquence ( $F_2= 25$  Hz). Les arbres du réducteur sont portés par quatre paliers lisses.

Le réducteur est constitué d'un pignon et d'une roue de 41 et 246 dents en chevron, voir figure 4.3. Le tableau 4.3 regroupe les caractéristiques techniques du réducteur.



Figure 4.3 Réducteur GZ 1164.2.

Tableau 4.3 Caractéristiques techniques de réducteur

Modèle / dimension	GVAB420
Puissance nominale	8300 kW
Qualité de transmission	0.18 A PLEN
Vitesse d'entrée ( $N_1$ )	9000 tr/min (150Hz)
Vitesse de sortie ( $N_2$ )	1500 tr/min (25 Hz)
Nombre de dents de pignon	41
Nombre de dents de la roue	246
Rapport de transmission	6

D'après la norme ISO 2372 [Iso.95], le mécanisme étudié est classé dans le groupe 3, à savoir les machines de grande puissance (>300 kW) et monté sur des fondations rigides.

#### IV.2.3 Matériels d'acquisition et de traitement des mesures

Les mesures vibratoires ont été collectées sur les paliers lisses ( $P_1$  à  $P_8$ ) du turboalternateur, dans les trois directions. Deux accéléromètres ont été utilisés ; un accéléromètre industriel type 4511-001, et un autre triaxial type 4524B-001 figure 4.4 A. le turboalternateur figure 4.4 B,



Figure 4.4 Accéléromètres mono axial (industriel) (A), turbo alternateur (B)

#### IV.2.4 L'analyseur pulse

Le Pulse est la plate-forme de Brüel & Kjaer pour les mesures, l'analyse et l'enregistrement du bruit et des vibrations figure 4.5.



Figure 4.5 L'analyseur pulse type 3160-A-042.

Le tableau 4.4 montre les performances de pulse

Tableau 4.4 Performances de Pulse

Nombre de canaux	3050: 1-6 .3160: 1-4 .3052: 1-3 .3053: 1-12
Gamme de fréquence (Echantillonnage)	3050 & 3160: 51.2 kHz, (131 k échantillons par seconde) 3052: 102.4 kHz, (262 k échantillons par seconde) 3053: 25.6 kHz, (65.5 k échantillons par seconde)
Convertisseur A/D	2 x 24 bit (3053: Convertisseur A/D 24 bit seulement)
Support d'enregistrement	Carte mobile Flash micro SD, (16 GB Incluse avec la License)
Batterie	Optionnelle >8 heures d'autonomie (Echangeable en opération)

#### IV.2.5 L'accéléromètre triaxial type 4524B-001

C'est un capteur de vibration piézo-électriques trois directionnel de type 4524B-001 figure 4.6, les différentes propriétés de ce dernier se trouve dans le tableau 4.5.

Tableau 4.5 Propriétés de l'accéléromètre triaxial

Le type	4524B-001
Description	Connecteur TEDS
Sensibilité	10.2 (100) mV/ms <sup>-2</sup> (mV/g)
Gamme de fréquence	0.3 à 6000 Hz
Fréquence de résonance	18 kHz
Niveau de bruit résidu	0.35mg
Température de bon fonctionnement	-54 to +121°C
L'intervalle de mesure	70g
Le choc maximal	5000g
Poids	4.8gram
Connecteur	10-32 UNF

Type de fixation	Cole /par goujant
------------------	-------------------



Figure 4.6 Le capteur triaxial type 4524B-001.

#### IV.2.6 Données des différentes campagnes de mesures réalisées

Vu l'importance du turboalternateur **GZ 1164.2** dans le processus de production par son alimentation en courant électrique, il nécessite une surveillance continue. Durant cette étude réalisée au niveau de l'entreprise nationale de production des produits fertilisants FERTIAL SPA Engrais et fertilisants (production), rte des salines bp 3088, Annaba rp, Annaba (23), Algérie. on a constaté que ce mécanisme est suivi simplement en off line, sur la base des valeurs globales des RMS de vibration des vitesses et de temps à autre par des prélèvements des spectres de vibrations des vitesses et de déplacement en moyenne fréquence [0-1000Hz] et basse fréquence [0-200Hz]. L'objectif des mesures spectrales est la détection d'éventuelles chocs dans le mécanisme, tels que les chocs dans les roulements, les engrenages, frottement d'arbre, usure des paliers,...etc. Malheureusement, les bandes de fréquences utilisées par le service de maintenance ne permettent pas l'identification des défauts mentionnés ci-avant, puisqu'ils sont des phénomènes à haute fréquence, à part le frottement d'arbre et l'usure des paliers lisses.

D'après les niveaux globaux des RMS de vibration de vitesse qui montrent des niveaux de vibrations très élevés, nous avons décidé de lancer une campagne d'essais dans différentes bandes de fréquence pour essayer d'établir un diagnostic concernant les causes potentielles qui provoquent cette augmentation du niveau des vibrations. Le tableau 4.6 regroupe les principales données des mesures collectées.

Tableau 4.6 Données des mesures

Compagne d'essais	F max	Nombre de lignes	Fs	$\Delta f$
1	[0 -200Hz]	1600	512	0.125 Hz
2	[0 -1600Hz]	3200	4096	0.5 Hz
3	[0 -3200Hz]	6400	8192	0.5 Hz
4	[0 -6400Hz]	6400	16384	1 Hz
5	[0 -12800Hz]	6400	32.768	2 Hz
4	[0 -25600Hz]	6400	65.536	4 Hz

En se basant sur les formulations précédemment présentées (chapitre 3), qui ont prouvés, par des simulations, un pouvoir accrue dans la détection des modulations dans les signaux vibratoires mesurés, nous allons appliquer dans ce qui suit les méthodes MID et IMID aux différents signaux mesurés au niveau des roulements d'un simulateur de défauts de machine MFS Spectra Quest, puis sur les paliers du turboalternateur GZ1164.

### IV.3 Cas d'un défaut de roulement du simulateur MFS Spectra Quest

Avant d'utiliser la méthode de la cyclostationnarité sur les signaux mesurés sur le turboalternateur, nous l'avons appliquée d'abord sur un signal mesuré sur le palier d'un roulement du simulateur de défauts de machine MFS Spectra Quest, figure 4.7. Dans le tableau 4.7, on montre les caractéristiques géométriques du roulement 6004E.



Figure 4.7 Photo du simulateur MFS Spectra Quest.

Tableau 4.7 Représente les caractéristiques de roulement à bille **6004E**.

Diamètre de la bague extérieure	42 mm
Diamètre de la bague intérieure	20 mm
Diamètre de la bille	7.14 mm
Nombre de billes Nb	08
Vitesse de rotation	900tr/min (15 Hz)

La fréquence des chocs survenus est généralement appelé Ball Pass Frequency Inner (BPFI) et elle est exprimée comme suit:



$$BPFI = \frac{n \times N}{2} \left( 1 + \frac{d}{D_m} \cos \theta \right), \quad (1)$$

Avec :

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}, \quad (2)$$

Où  $f_r$  est la fréquence de rotation en Hz,  $n$  est le nombre de billes du roulement,  $\theta$  est l'angle de la charge par rapport au plan radial,  $D_m$  indique le diamètre moyen et  $d$  désigne le diamètre d'un élément roulant du roulement à billes figure 4.8.

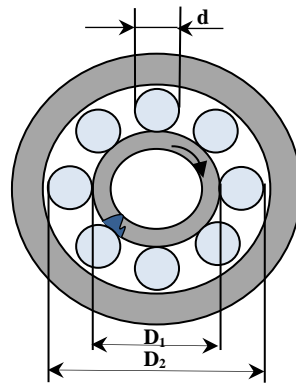


Figure 4.8 Schéma d'un roulement à billes avec un défaut sur la bague intérieure.

#### IV.3.1 Application de l'analyse spectrale

La figure 4.9 **a** présente un signal d'accélération mesuré sur le palier 1 dans la direction radiale avec un capteur mono-axial dans la bande de fréquence [0-4000 Hz] en fixant la fréquence d'échantillonnage  $f_s=10240$  Hz. On constate des impacts clairs espacés de  $\Delta t \approx 0.0138$ s équivalent à 72 Hz. Ce qui correspond à la fréquence du défaut (BPFI). La **figure 4.9 b** représente le spectre du signal mesuré qui montre l'apparition d'un pic correspondant à la troisième harmonique de la fréquence de défaut (3xBPFI) en plus d'un autre pic à la fréquence 806 Hz qui correspond à une fréquence de résonance du système.

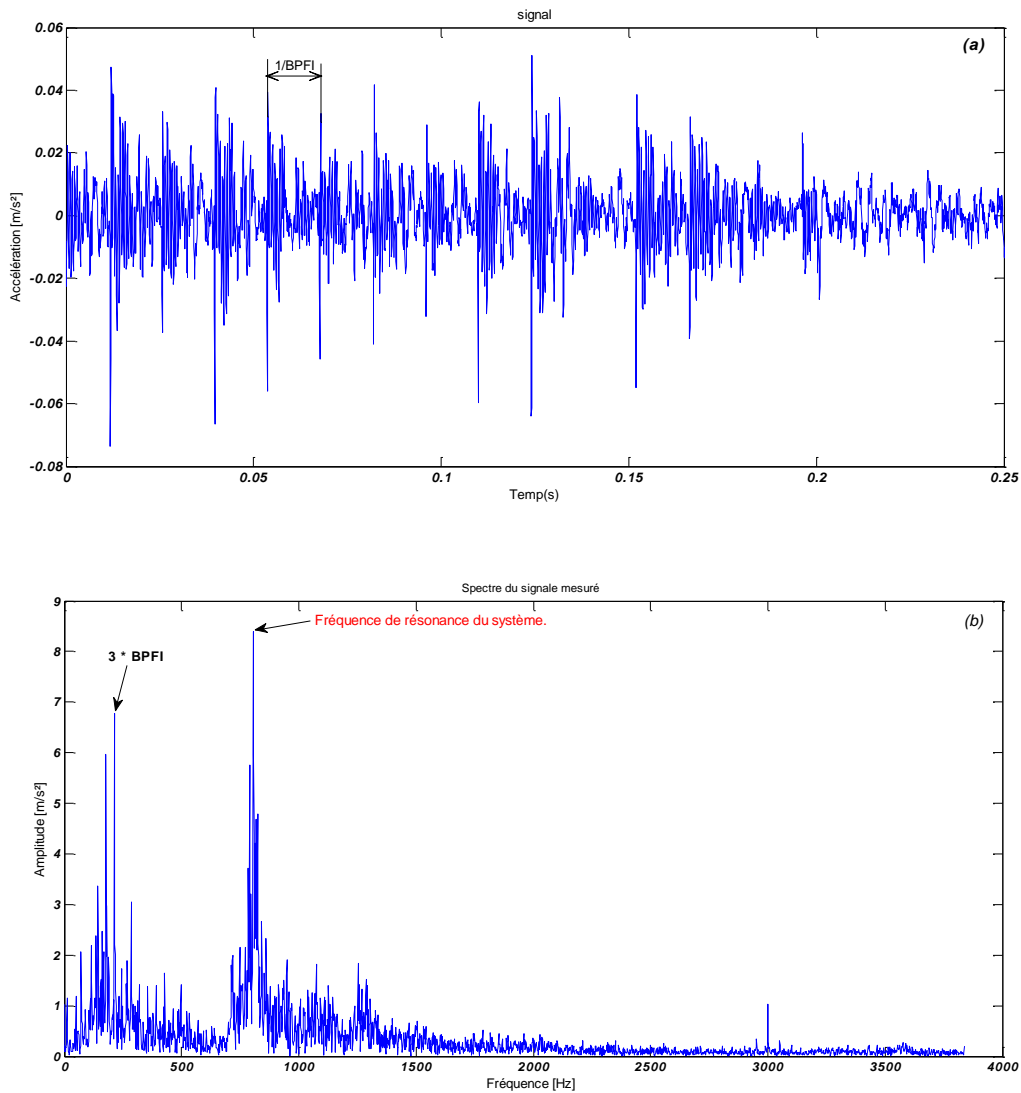


Figure 4.9 Signal mesuré sur un roulement avec un défaut sur la bague intérieure a, spectre du signal mesuré b.

#### IV.3.2 Application de la cyclostationnarité

La figure 4.10 a montré le résultat de l'application du MID sur le signal mesuré sur le palier 1 du simulateur figure 4.9 a. On voit clairement l'apparition d'une fréquence cyclique à  $\alpha = 6.98 \cdot 10^{-3} * f_s \approx 72$  Hz et ses multiples harmoniques correspondant à un défaut de roulement sur la bague intérieure (BPFI). Ce diagnostic n'est pas aussi clair par l'analyse spectrale.

La figure 4.10 b montre le résultat de l'utilisation de l'intégration de la modulation d'intensité de distribution IMID sur le même signal. Elle permet de mettre en évidence d'une manière très claire la fréquence cyclique et leurs modulations.



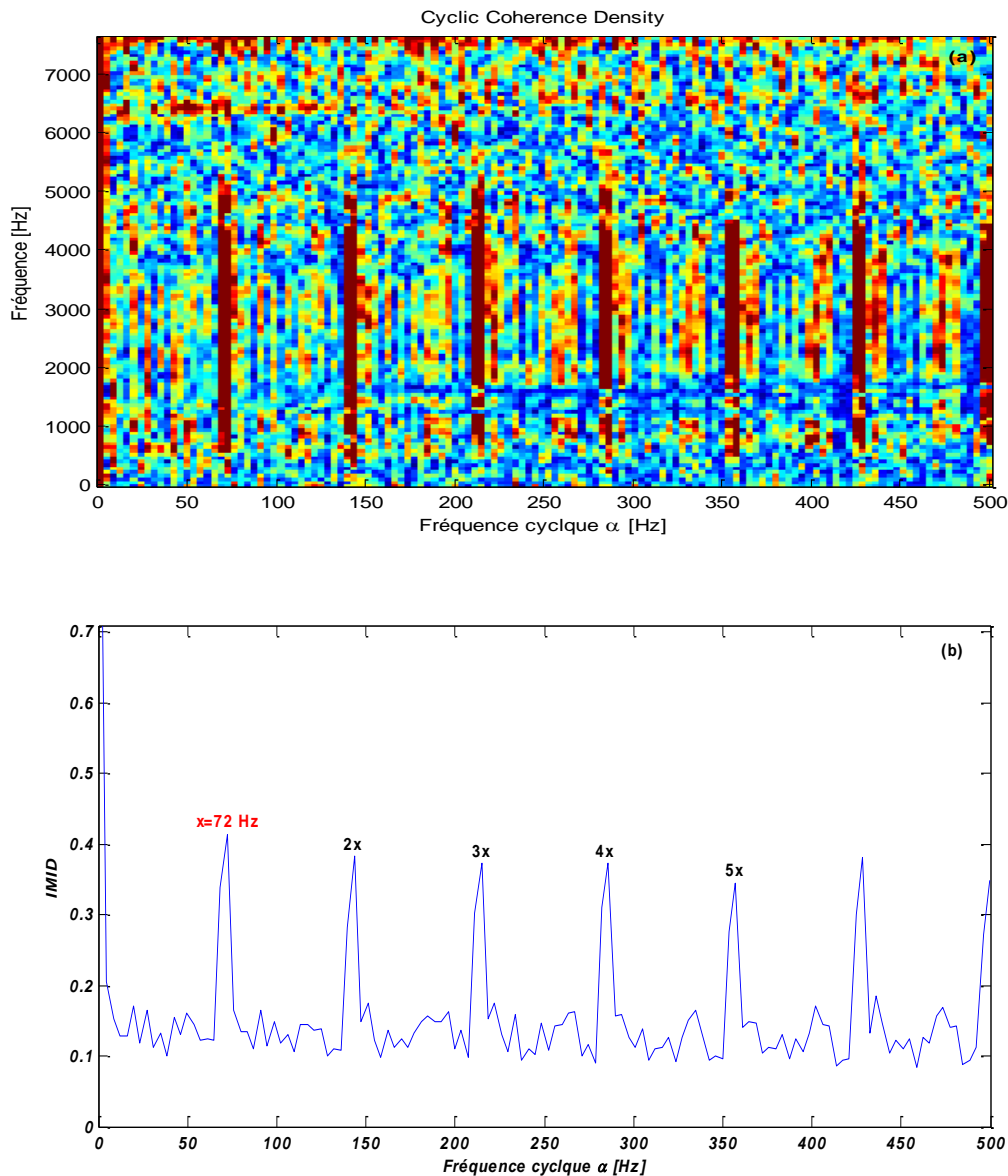


Figure 4.10 Corrélation spectral (MID) **a**, et son intégration (IMID) **b** appliqué au signal de la figure 4.10 a.

#### IV.4 Diagnostic du turbo alternateur GZ1164

##### IV.4.1 Analyse haute fréquence de la turbine

Les figures 4.11 et 4.12 représentent le signal d'accélération mesuré sur le palier 2 dans la direction oblique avec un capteur mono axial et son spectre respectivement dans la bande de fréquence [0-25600 Hz]. On constate l'apparition d'un pic correspondant à la fréquence de passage des ensembles fixes d'aubes  $F_{PEFA}=1196$  Hz, modulé par la fréquence de rotation de la turbine de 149.5 Hz et ses 7<sup>ème</sup> et 14<sup>ème</sup> harmonique correspondant aussi aux fréquences de passage des aubes  $F_{PA}$  du 4<sup>ème</sup> et 16<sup>ème</sup> roue (voir tableau 4.2). Toutes les fréquences de passage d'aubes sont modulées par la fréquence de rotation de la turbine  $Fr_1$ , ce qui nous laisse penser à un défaut dans les aubes des roues du 4<sup>ème</sup> et du 16<sup>ème</sup> étage.

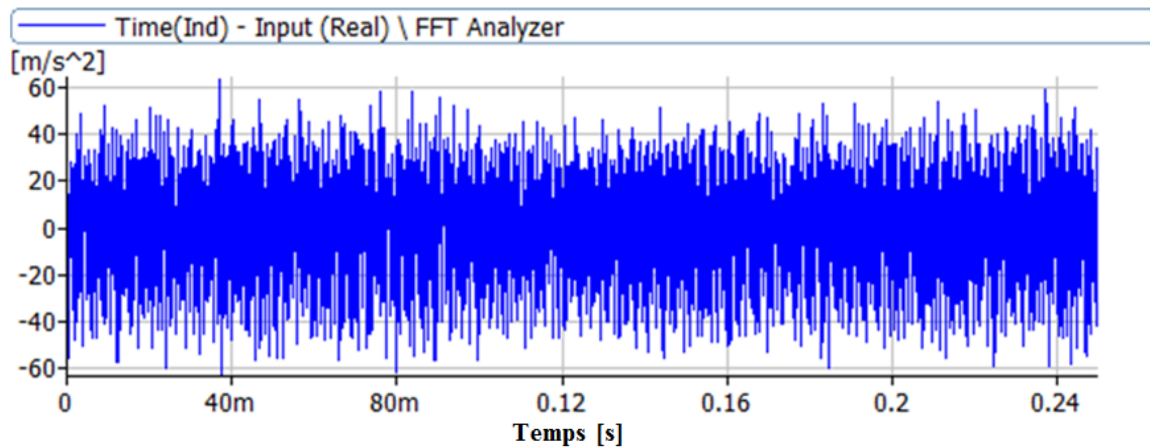


Figure 4.11 Signal d'accélération mesurée sur le palier 2 dans la bande [0-25600 Hz].

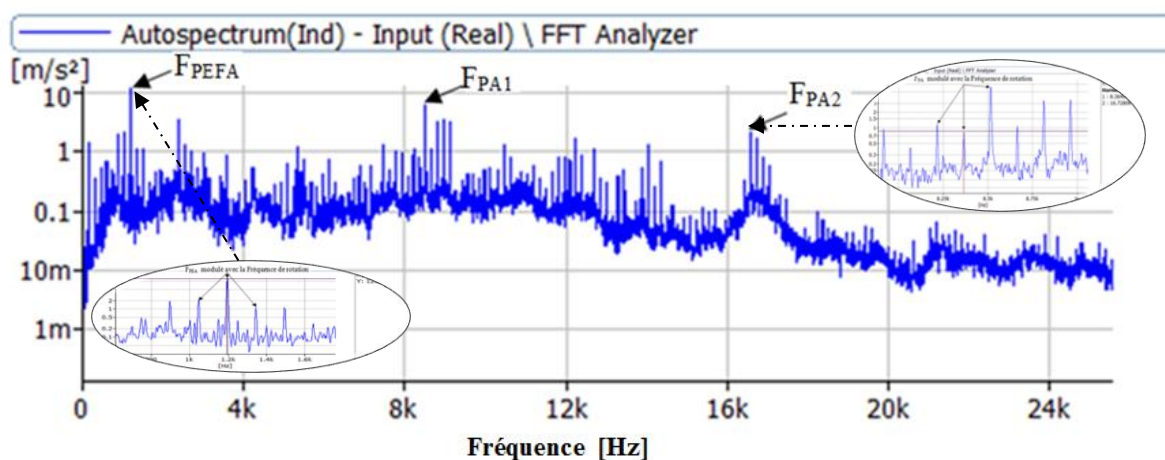


Figure 4.12 Spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 2.

#### IV.4.2 Analyse basse fréquence du Réducteur

##### IV.4.2.1 Palier d'entrée du réducteur

La figure 4.13 présente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 3 dans la bande de fréquence [0-200 Hz]. En plus des pics correspondant aux fréquences d'entrée et de sortie du réducteur environ 150 et 25Hz respectivement, l'analyse du spectre fait apparaître d'autres pics correspondant aux fréquences de 54.88 Hz ( $F_{TH1}$ ) et 104.9 Hz ( $F_{TH2}$ ). D'après la littérature, ceci indique la présence des défauts de tourbillonnement d'huile sur le palier lisse de l'arbre d'entrée du réducteur si la fréquence du pic correspond à la fréquence d'entrée du réducteur par un coefficient qui peut prendre les valeurs entre 0.3-0.5 et parfois égale à 0.7 pour des installations industrielles  $F_{TH1}=54.88$  Hz ( $F_{r1}*0.36$ ) et  $F_{TH2}=104.9$  Hz ( $F_{r1}*0.7$ ). L'analyse spectrale n'a pas permis de mettre en évidence d'une manière claire la présence de défauts de palier lisse.

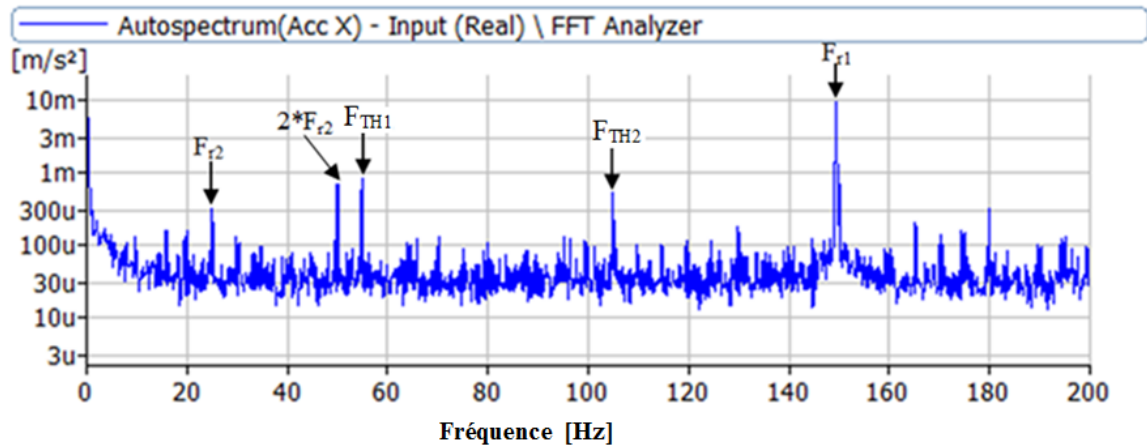


Figure 4.13 Spectre d'accélération du signal mesuré sur le palier 3 dans la bande [0-200 Hz].

#### IV.4.2.2 Palier de sortie du réducteur

La figure 4.14 présente le spectre du signal d'accélération mesuré sur le palier 4 dans la bande de fréquence [0-200 Hz]. L'analyse fait apparaître des pics correspondant à la fréquence d'entrée du réducteur 149.4 Hz et à la fréquence de sortie 25 Hz et ses harmoniques. L'analyse de ce spectre ne permet pas de mettre en évidence la présence du défaut de palier lisse.

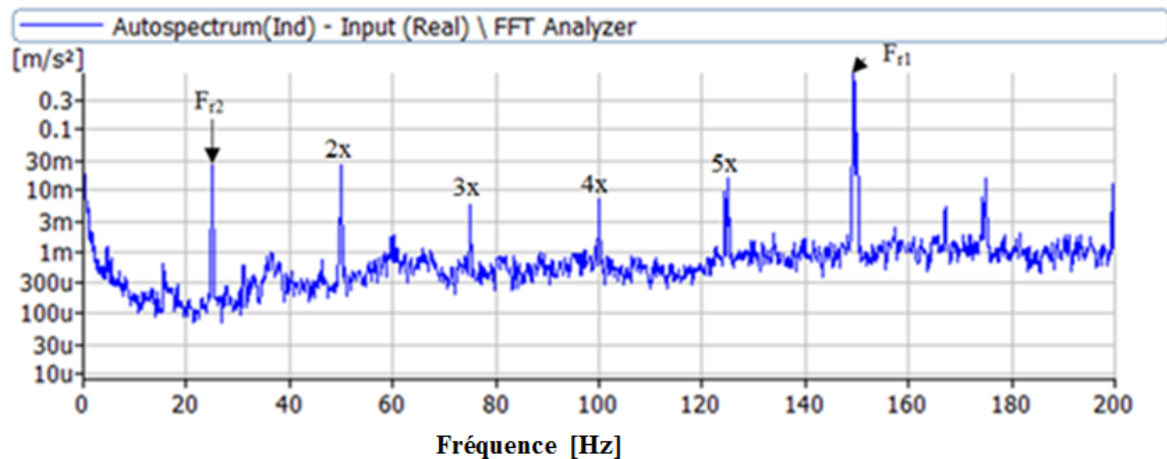


Figure 4.14 Spectre d'accélération du signale mesuré sur le palier 4 dans la bande [0-200 Hz].

#### IV.4.2.3 Analyse haute fréquence du réducteur

Les figures 4.15 et 4.16 représentent le signal d'accélération mesuré sur le palier 3 et son spectre respectivement, dans la bande de fréquence [0-25600 Hz]. Le spectre montre l'apparition de la fréquence d'engrènement ( $F_e=6125$  Hz) et ses harmoniques ( $2F_e=12250$  Hz,  $3F_e=18375$  Hz et  $4F_e=24500$  Hz). La décroissance des amplitudes de la fréquence

d'engrènement et ses harmoniques confirme qu'on a une usure généralisée des dents des roues du réducteur.

Le zoom, effectué sur le spectre précédent voir figure 4.17, montre la présence d'un grand nombre de pics de périodicité correspondant aux fréquences de rotation de l'arbre d'entrée et de l'arbre de sortie du réducteur. Cela confirme la présence de défaut sur les dents du pignon et de la roue.

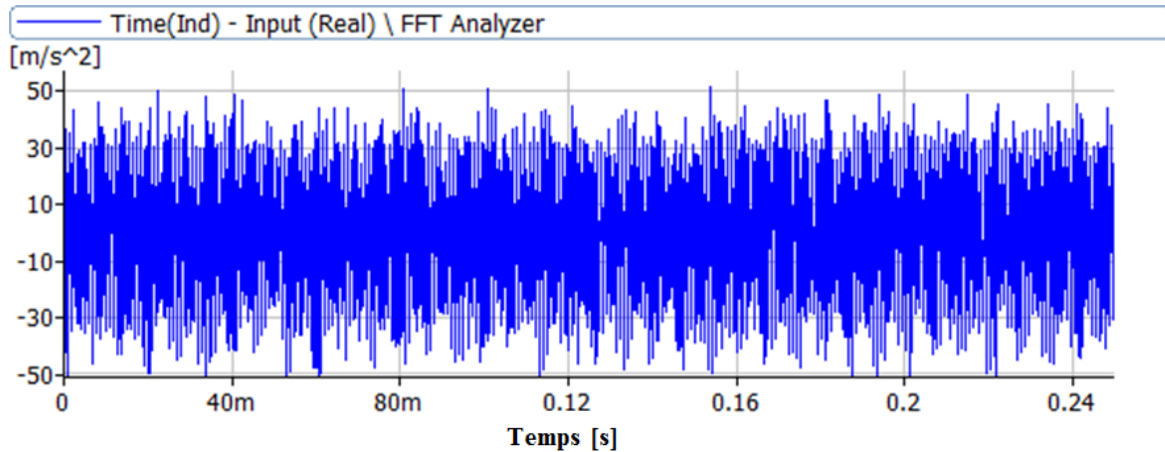


Figure 4.15 Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-25600 Hz] du réducteur.

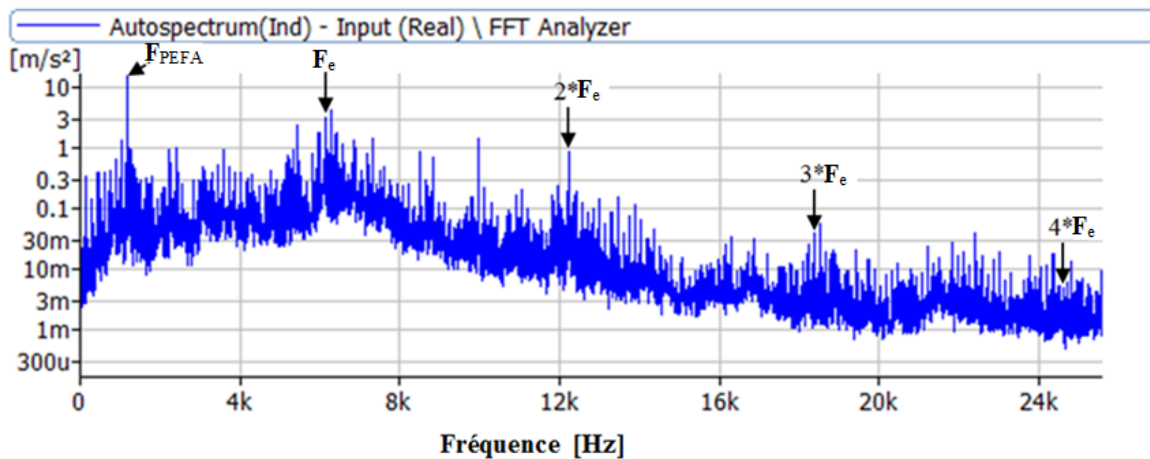


Figure 4.16 Spectre d'accélération du palier 3 du réducteur.

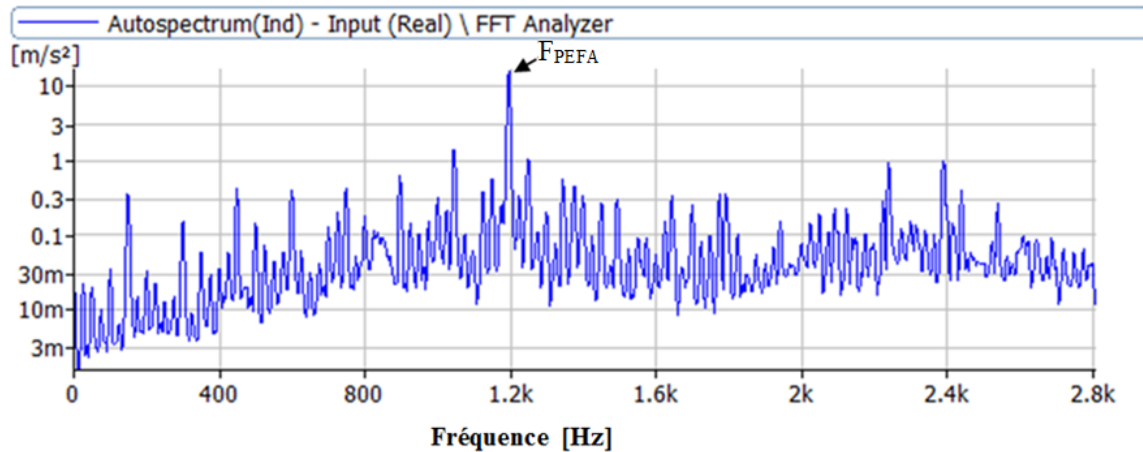


Figure 4.17 Zoom du spectre dans l'intervalle [0-3200 Hz].

## IV.5 Application de la cyclostationnarité aux signaux mesurés sur les paliers du réducteur

### IV.5.1 Analyse du réducteur en basse fréquence

Dans la partie précédente, nous avons montré que l'analyse spectrale a permis de mettre en évidence les défauts d'usure sur les dents de la roue d'entrée et de sortie, cependant cette dernière méthode n'a pas permis de localiser d'une manière claire la présence de défauts dans les paliers lisses du réducteur, pour cette raison, nous avons décidé d'utiliser la méthode de cyclostationnarité qui permet de chercher d'une manière très efficace les modulations qui peuvent être présents dans les signaux mesurés.

### IV.5.2 Palier d'entrée du réducteur

L'application de l'analyse de modulation d'intensité de distribution par la puissance spectrale de cohérence  $MID_{\Delta f}^{PS_{Coh}}$  pour chaque variation fréquentielle au signal d'accélération mesuré sur le palier 3, figure 4.18, montre l'apparition de deux fréquences cycliques la première à  $\alpha_2 = 3 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 12.5$  Hz, correspondant à  $\frac{1}{2}$  fois la fréquence de rotation de l'arbre de sortie du réducteur et la deuxième d'une amplitude très importante pour  $\alpha_1 = 18,22 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 74.75$  Hz correspondant à  $\frac{1}{2}$  fois la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée du réducteur avec  $f_s = 4096$  Hz, voir figure 4.19 a. Ce phénomène, s'explique par la présence d'un défaut de tourbillonnement d'huile dans les paliers lisses.

L'utilisation de l'intégration de la modulation d'intensité de distribution (IMID) permet de mettre en évidence d'une manière très claire les deux fréquences cycliques et leurs modulations voir figure 4.19 b.

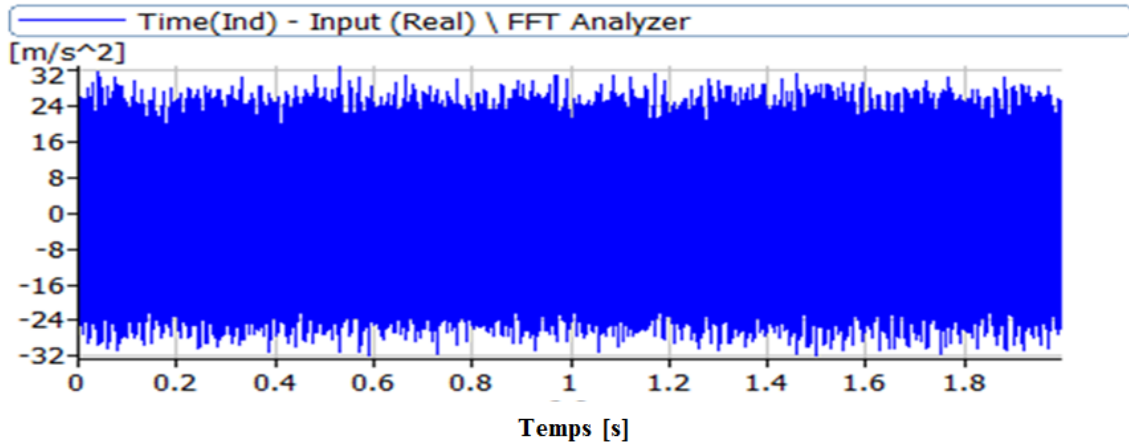


Figure 4.18 Signal d'accélération mesurée sur le palier 3 dans la bande [0-1600 Hz].

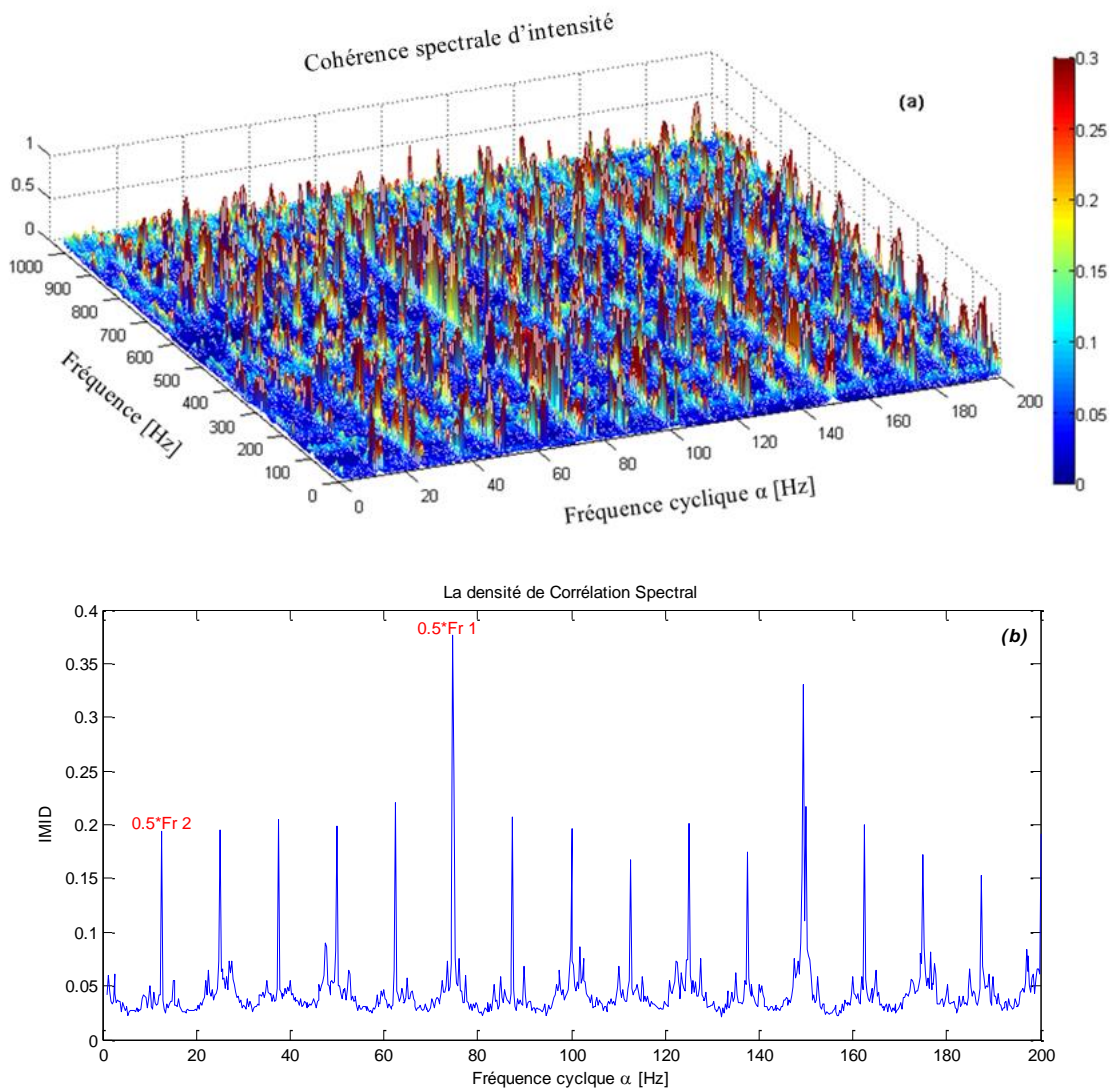


Figure 4.19 Cohérence spectrale d'intensité (MID) **a**, et son intégration (IMID) **b** du signal de la figure 4.19 ( $\Delta f=0.5\text{Hz}$ ).



## IV.5.3 Palier de sortie du réducteur

L'application de la méthode MID sur le signal mesuré sur le palier de sortie 4 **figure 4.20**, donne un spectre semblable au spectre typologie correspondant au défaut du frottement dans le rotor [**Bru.05**] voir figure 4.22. Il montre l'apparition d'une fréquence cyclique fondamentale à  $\alpha = 2.4 \cdot 10^{-2} \cdot f_s \approx 12.5$  Hz avec  $f_s = 512$  Hz, et ses multiples harmoniques correspondant à  $\frac{1}{2}$  fois la fréquence de rotation de l'arbre de sortie du réducteur (25 Hz), sont visibles sur la figure 4.21 a.

L'application de l'IMID, figure 4.21 b, permet de mettre en évidence d'une manière encore plus claire la fréquence cyclique fondamentale  $\alpha = 12.5$  Hz et ses multiples harmoniques. D'après le spectre typologique du défaut figure 4.23, le phénomène présenté par la figure 4.21 b correspond bien à un défaut de frottement d'arbre dans le palier lisse.

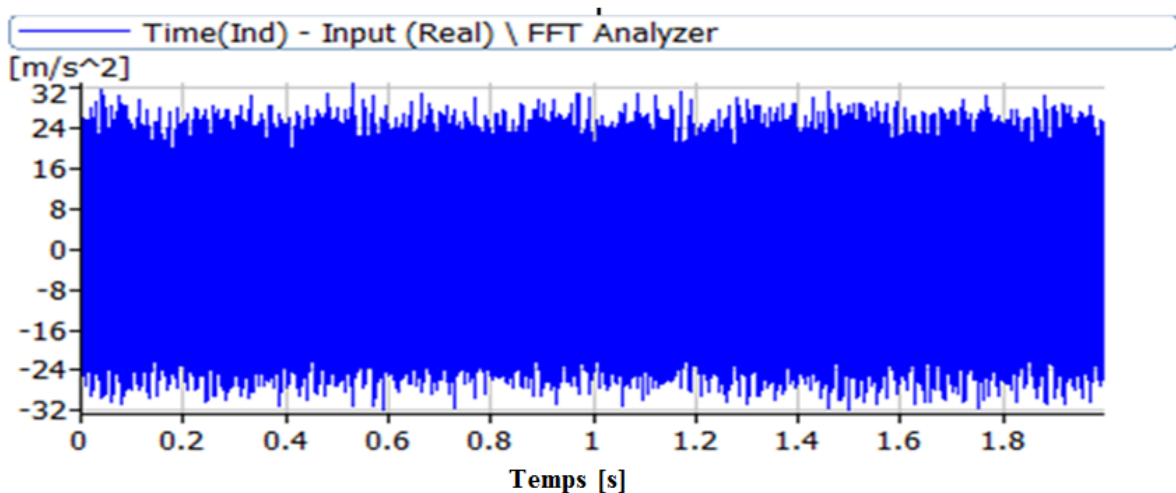
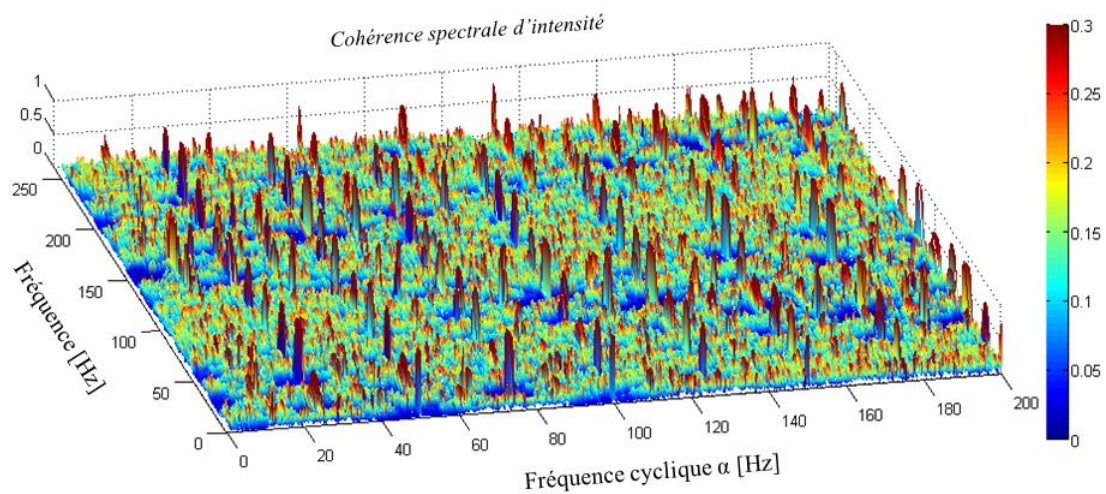


Figure 4.20 Signal d'accélération mesurée sur le palier 4 du réducteur, dans la bande [0-200 Hz].



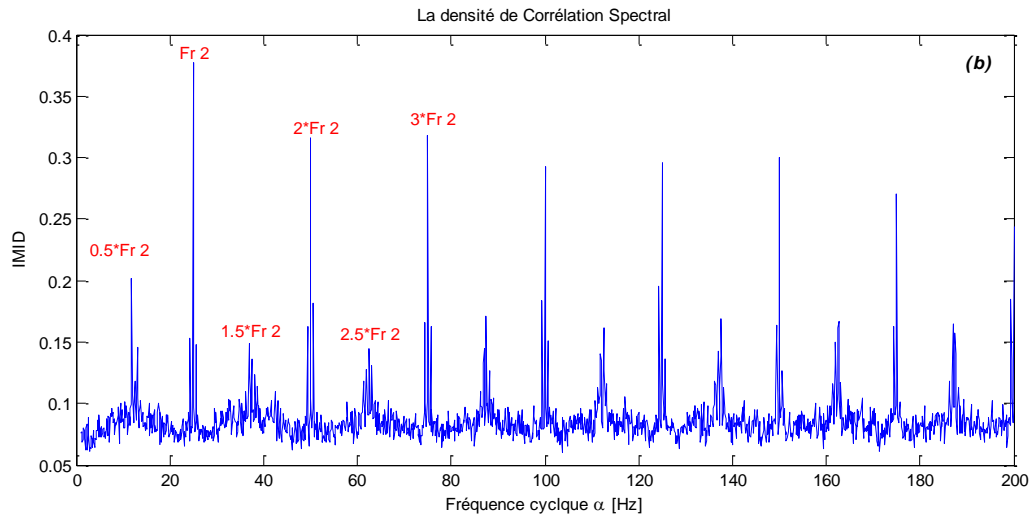


Figure 4.21 Corrélation spectrale (MID) a, et son intégration (IMID) b, du signal de la figure 4.21.

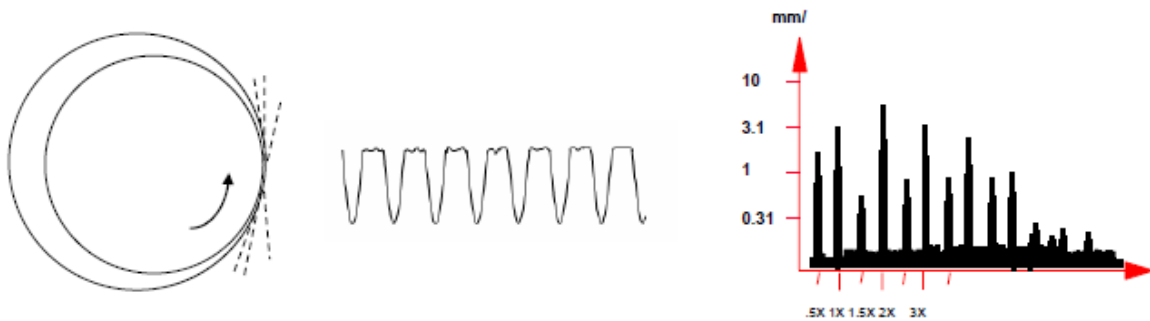


Figure 4.22 Spectre typologique [Brüel&KjærVibro].

### Remarque Importante

Le diagnostic présenté ci-dessus est basé sur des signaux qui ont été mesurés le **23/05/2013**. Une année plus tard le **02/04/2014**, une révision a été faite pour le réducteur, qui a confirmé la présence d'une usure importante dans les deux paliers d'entrée et de sortie du réducteur, voir photo 4.1, ce qui est confirmé par notre analyse.

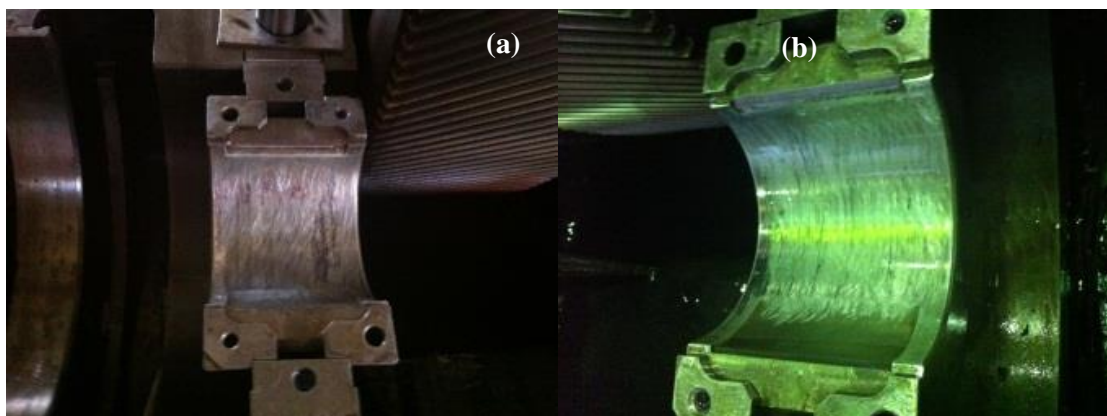


PHOTO 4.1 usure dans le palier 3 (a), usure dans le palier 4 (b).



#### IV.5.4 Analyse du réducteur en haute fréquence

Le traitement des signaux mesurés sur les paliers du réducteur dans des bandes de fréquences élevées, par l'analyse spectrale a permis de mettre en évidence la présence d'usures sur un grand nombre de dents des roues du réducteur, voir paragraphe (5.2). Nous avons voulu confirmer ce résultat par l'application de la cyclostationnarité.

L'application du MID sur un signal mesuré dans la bande de fréquence [0-25600 Hz] sur le palier 3 du réducteur voir figure 4.15 montre l'apparition de deux fréquences cycliques : la première pour  $\alpha_1=3.81 \cdot 10^{-4} \cdot f_s \approx 25$  Hz correspondant à la fréquence de rotation de l'arbre de sortie et la deuxième pour  $\alpha_2=2.28 \cdot 10^{-3} \cdot f_s \approx 150$  Hz, d'une amplitude très importante et correspondant à la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée. Les modulations de ces deux fréquences cycliques, expliquent bien la présence d'usure généralisée des dents des deux roues, voir figure 4.23 a et la photo 4.2. L'application de l'IMID permet de mettre en évidence d'une manière très claire et visible les deux fréquences cycliques et leurs modulations, voir figure 4.23 b.

On constate aussi l'apparition d'une fréquence porteuse à 1196 Hz; qui correspond à la fréquence de passage des ensembles fixes d'aubes et son cinquième et sixième harmonique à 5980 Hz et 7176 Hz. Ces deux dernières correspondent aux fréquences de passages d'aubes de la roue 1 et 2 de la turbine, voir figure 4.23 a.

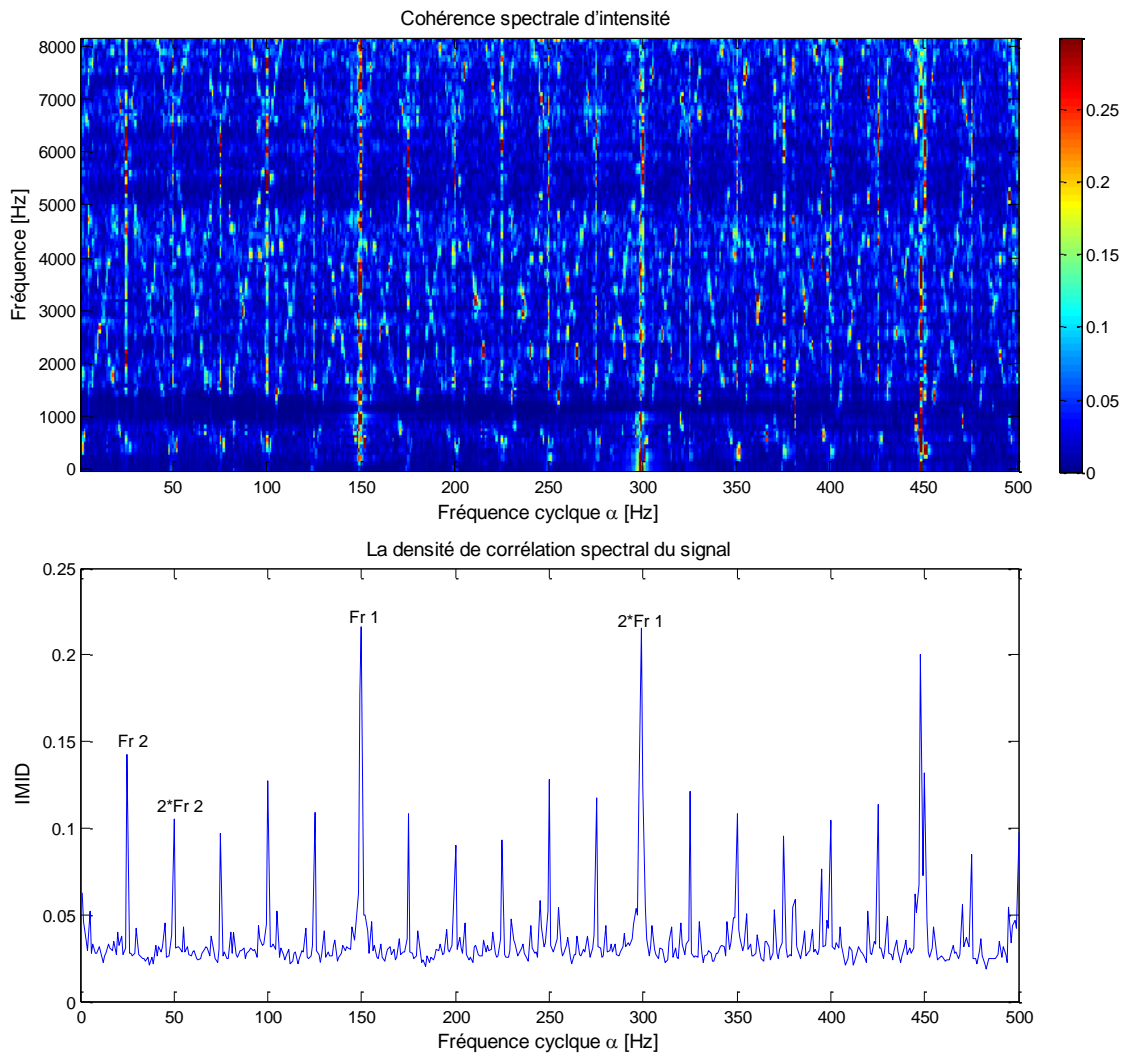


Figure 4.23 Corrélation spectrale (MID) a, et son intégration (IMID) b, du signal de la figure 4.16.



Photo 4.2 Usure des dents d'engrenage.

## IV.6 Etude comparative

### IV.6.1 Pour deux charges différentes du turboalternateur

La diminution de la production de la charge électrique de 6 MVA à 5 MVA provoque une augmentation du niveau de vibration sur toute la bande de fréquences pour tous les paliers de la turbine figure 4.24, et du réducteur figures 4.25 et 4.26. Au niveau du pic correspondant à la fréquence de 1196 Hz et certains de ces harmoniques le niveau vibratoire dépasse 20 dB au niveau des paliers P4 et P5 du réducteur. Pour le palier P2 de la turbine le niveau de l'harmonique 2 du pic à 1196 Hz marque une augmentation d'environ 20 dB pour la charge 5 MVA, mais d'une manière générale l'augmentation du niveau vibratoire n'est pas très important en comparaison avec le niveau de vibration du réducteur. Cette différence de niveau vibratoire sur toute la bande de fréquences peut s'expliquer par la présence de deux défauts l'un en basse fréquence (défaut de frottement dans les paliers lisses) et l'autre en haute fréquence (défaut d'usure des dents). Ce niveau est lié étroitement avec la fréquence  $F_{PEFA}$  est ces harmonique qui correspondent aux fréquences de passages des aubes.

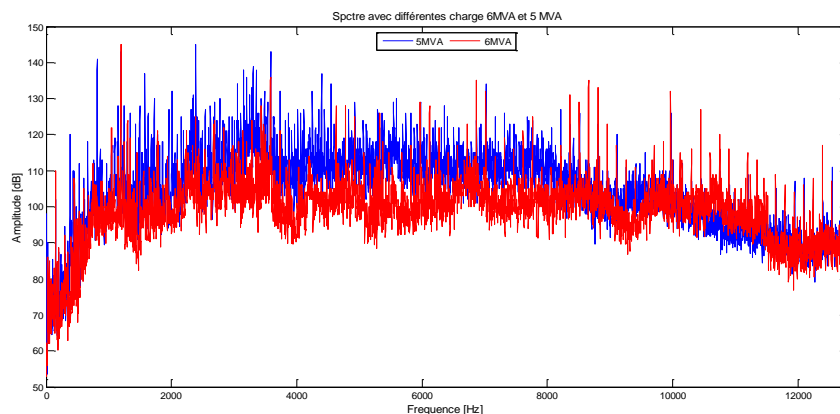


Figure 4.24 Spectres des signaux mesurés sur le palier 2 pour différentes charges.

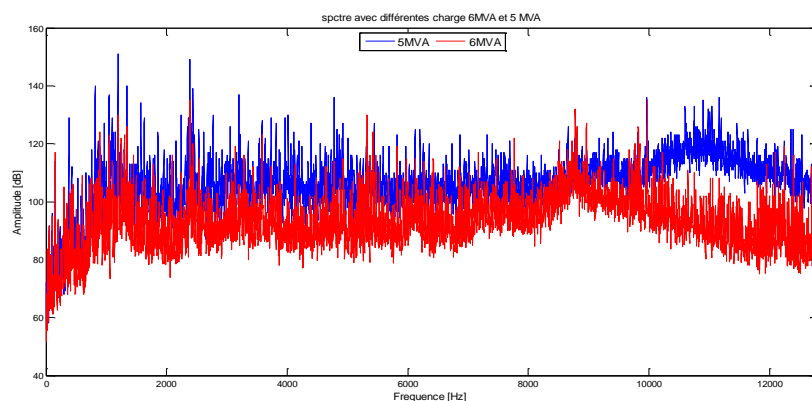


Figure 4.25 Spectres des signaux mesurés sur le palier 4 pour différentes charges.

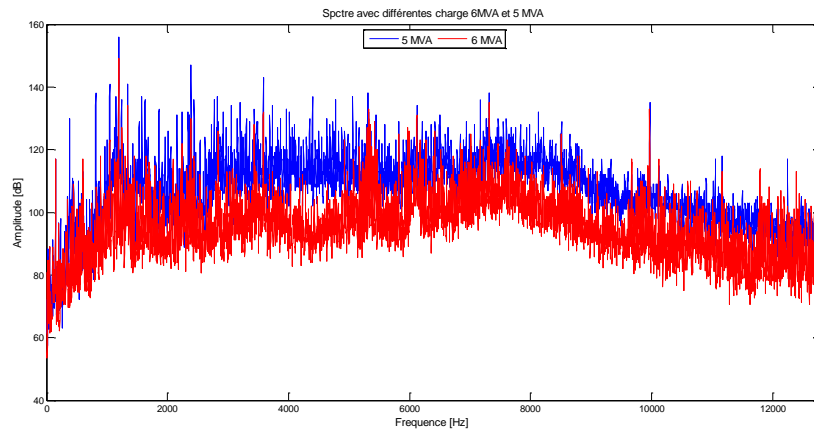


Figure 4.26 Spectres des signaux mesurés sur le palier 4 pour différentes charges.

#### IV.7 Synthèse du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons montré que le diagnostic du turboalternateur par des méthodes classiques de traitement des signaux a montré des limites dans l'identification des défauts qui apparaissent en basse fréquence. Pour remédier à ce problème, nous avons utilisé la méthode de la cyclostationnarité qui a un grand pouvoir de localisation des modulations présentes dans les signaux non stationnaires.

Toute fois l'analyse spectrale a permis d'identifier les défauts d'usure sur les dents des deux roues dentés du réducteur par l'apparition d'un grand nombre de pics correspondant aux deux fréquences de rotations des arbres d'entrée et de sortie du réducteur en plus de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. Elle a montré aussi l'apparition très claire de la fréquence de passage des aubes  $F_{PA}$  et la fréquence de passage des ensembles fixes des aubes  $F_{PEFA}$  où leurs amplitudes ont été très influencées par la diminution de la charge électrique de 6MVA à 5MVA. Malheureusement, l'analyse spectrale n'a pas permis de localiser les défauts de paliers lisses.

L'utilisation de la cyclostationnarité par l'intermédiaire de ces deux indicateurs MID et IMID a permis de mettre en évidence toutes les modulations existantes dans les signaux mesurés que ce soit en basse ou en haut fréquence. Ces deux indicateurs ont permis d'identifier le problème majeur responsable de l'élévation du niveau vibratoire dans le réducteur, qui est la présence du tourbillonnement d'huile et le frottement d'arbre dans les paliers lisses de ce dernier. Les résultats que nous avons trouvés, ont été confirmés par le service de maintenance de l'entreprise presque une année après la prise des mesures.

## **Conclusion Générale**

Après une étude bibliographique sur les différentes méthodes utilisées dans le traitement des signaux vibratoires, dans le domaine de diagnostic des machines tournantes, nous avons présenté un exemple d'application pour une démarche de suivi et de diagnostic vibratoire. On a montré qu'en utilisant une stratégie adéquate basée un calcul cinématique des défauts potentiels présents sur un mécanisme et l'utilisation des techniques spécifiques, on peut arriver un diagnostic correcte.

Pour l'analyse du turbo ventilateur, nous avons proposé un nouvel indicateur scalaire, basé sur le calcul du niveau de vibration global moyen, qui tient compte des niveaux globaux calculés pour chaque palier dans les trois directions axiale, horizontal et verticale. Cet indicateur, nous a permis de mieux comprendre le comportement vibratoire du mécanisme et nous a orientés vers la mesure topographique qui a révélé l'existence d'une différence de niveau de 16 mm entre le palier 2 du moteur et le socle en béton et qui a été la source principale de tous les problèmes de l'augmentation du niveau vibratoire au-delà des normes internationaux.

Par la suite, nous avons présenté les notions théoriques de la méthode de la cyclostationnarité, qui est basée sur la détection des modulations dans les signaux non stationnaires, par la présentation de la modulation d'intensité de distribution (MID) en fonction de la fréquence porteuse et fréquence cyclique. En effet, un signal non stationnaire présente des périodicités cachées ; c'est-à-dire, il n'est pas périodique au sens strict mais certaines propriétés statistiques de ce signal sont périodiques. L'intégration de la modulation d'intensité de distributions donne l'IMID, qui a l'avantage d'être une fonction d'une seule variable de fréquence, elle est un bon indicateur de présence de modulations dans les signaux vibratoires mesurés.

Toute fois l'analyse spectrale a permis d'identifier les défauts d'usure sur les dents des deux roues dentés du réducteur par l'apparition d'un grand nombre de pics correspondant aux deux fréquences de rotations des arbres d'entrée et de sortie du réducteur en plus de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. Elle a montré aussi l'apparition très claire de la fréquence de passage des aubes FPA et la fréquence de passage des ensembles fixes des aubes FPEFA où leurs amplitudes ont été très influencées par la diminution de la charge électrique

produite de 6MVA à 5MVA. Malheureusement, l'analyse spectrale n'a pas permis de localiser les défauts de paliers lisses. L'application de la cyclostationnarité aux signaux mesurés sur le turboalternateur a permis de mettre en évidence d'une manière très claire la présence de défauts de frottement et de tourbillonnement d'huile dans les paliers lisses du réducteur, ce qui a été difficile à montrer par l'analyse spectrale.

Comme perspective, nous proposons l'utilisation de la méthode de cyclostationnarité d'ordre deux, dans d'autre domaine et avec d'autre méthode de traitement, qui nécessite des mesures de signaux vibratoires en utilisant un top tour.

## Référence bibliographique

- [Ahm.97] S. Ahmed. Panorama des méthodes d'analyse et de diagnostic des machines tournantes, *Revue Française de Mécanique* vol 4 1997
- [Ant.01] J. Antoni, G. Glossiotis. Cyclostationarity analysis of rolling-element bearing vibration signals, *Journal of sound and vibration*, 248 (2001) 829-845.
- [Ant.04] J. Antoni J, F. Bonnardot, A. Raad, M. El Badaoui. Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18 (2004) 1285–314.
- [Ant.05] J. Antoni. Blind separation of vibration components: Principale and démonstration, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) 1166–1180.
- [Ant.06] J. Antoni, R.B. Randall. The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006) 308–331.
- [Ant.07] J. Antoni. Cyclic spectral analysis in practice, *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing* 21 (2007) 597–630.
- [Ant.07] J. Antoni. Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals: facts and fictions. *J Sound Vib*, 304 (2007), 497–529.
- [Ant.08] J. Antoni. Blind separation of vibration components. Principles and demonstrations, *Mechanical Systems and Signal Processing* 22 (2008), 1082–1091.
- [Ant.09] J. Antoni. Cyclostationarity by examples, *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009) 987–1036.
- [Ant.12] J. Antoni. M. Sidahmed. Contrôle et diagnostic à partir des signaux acoustiques et vibratoires, Thèse, Université de Technologie de Compiègne 60205, France 2012.
- [Aug.05] D. Augeix. Analyse vibratoire des machines tournantes, traité mesure et contrôle, *Techniques de l'Ingénieur BM 5145*, version 2005.
- [Bad.97] M. El Badaoui, M. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière. Diagnostic d'un train d'engrenages par analyse cepstrale synchrone. 16ème Colloque GRETI sur le traitement du signal et des images, 15-19 Septembre 1997, Grenoble. France.

- [Bek.08] R. E. Bekaa. Fondements du traitement du signal, livre office des publications universitaires, OPU. 05-2008.
- [Bel.07] A. Belsak, J. Flasker. Detecting cracks in the tooth root of gears. *Engineering Failure Analysis* 14 (2007), 1466-1475.
- [Bol.03] F. Bolaers, J.P. Dron et L. Rasolofondraibe. Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire. XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, 649. 12/04/2003.
- [Bol.04] F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet et L. Rasolofondraibe. Advanced detection of rolling spalling from de-noising vibratory signals. *Control engineering practice*, 12 (2004):181-190.
- [Bon.04] F. Bonnardot, J. Antoni, R.B. Randall, M. El Badaoui. Enhancement of second order cyclostationary signals, in: *Proceedings of the ICASSP'04*, Montreal, Canada, May 17–21, 2004.
- [Bel.05] A. Belsak, J. Flasker, Detecting cracks in the tooth root of gears, *Engineering Failure Analysis* 14 (2007) 1466-1475.
- [Tra.08] B. Trajin. Détection automatique et diagnostic des défauts de roulements dans une machine asynchrone par analyse spectrale des courants statoriques. *JCGE 08* lyon, 16 et 17 décembre 2008.
- [Bon.05] F. Bonnardot, R.B. Randall, F. Guillet. Extraction of second-order cyclostationary sources—application to vibration analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 2005: 1230–1244.
- [Bou.03] A. Boulenger et C. Pachaud. *Analyse vibratoire en maintenance, Surveillance et diagnostic des machines*, Dunod, 2003.
- [Bou.05] A. Boulenger. *Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations, traité de maintenance*, Techniques de l'Ingénieur MT 9285, version 2005.
- [Bou.08] R. Boustany, J. Antoni. Blind extraction of a cyclostationary signal using reduced-rank cyclic regression—a unifying approach, *J. Mechanical Systems and Signal Processing* 22 520–541. 2008.
- [Bou.98] A. Boulenger et C. Pachaud. *Surveillance des machines par analyse des vibrations, Du dépistage au diagnostic*, Afnor, 1998.



- [Bou.98] A. Boulenger, C. Pachaud. Diagnostic vibratoire par la maintenance préventive, Dunod, Paris 1998.
- [Bre.02] C. Breneur, Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements, Thèse INSA de Lyon, N° d'ordre 02 ISAL 0096, 2002.
- [Brü.02] Brüel & Kjær, Brüel & Kjær magazine. Prédiction Partner hip, partenariat pour la cartographie et la prévision du bruit, Bruit et vibration, le bulletin international de Brüel & Kjær, No .1. 2002.
- [Brü.05] Brüel & Kjær vibro. Analyse des vibrations maintenance conditionnelle des machines tournantes. Brüel & Kjær vibro copyright 0906 v.1-B 2005 site [www.bkvibro.com](http://www.bkvibro.com).
- [Brü.95] Détection des défauts des roulements – Notes d'applications BO 0341-11– Copenhagen, Brüel & Kjaer, pages 4. 1995.
- [Cap.20] C. Capdessus, M. Sid Ahmed and J.L. Lacoume. Cyclostationary processes: application in gear faults early diagnosis, Mechanical Systems and Signal Processing 14 (2000), 371-385.
- [Cap.92] C. Capdessus, M. Sidahmed, Applications. Analyse des vibrations d'un engrenage : Cepstre, corrélation, spectre, Traitement du signal, Volume 8 (1992), 365-372.
- [Cap.97] C. Capdessus et M.Sidahmed, Analyse des vibrations d'un engrenage:Cepstre, Corrélation, Spectre, Traitement du signal, Vol 8 (1997), 365-372.
- [Che.04] A. Chevalier. Guide du dessinateur industriel, Hachette Technique, 2004.
- [Chi.06] X. Chimentin, L. Rasolofondraibe, F. Bolaers et B. Pottier, J. P. Dron. Détection précoce de défaut de roulement par adaptation d'ondelette aux signaux de type choc. 12ème Colloque National de la Recherche en IUT, Brest, 1-2 juin 2006.
- [Chr.07] F. Christophe. Défaillance des engrenages la comprendre pour mieux l'éviter. Fluides et transmissions, n° 99, Avril 2007.
- [Cor.98] A. C. Cormick and A. K. Nandi. Cyclostationarity in rotating machine vibrations, Mechanical systems and signal processing. 12 (1998), 225-242.
- [Del.01] F. Deleu. G. Delaunay. Etude des signaux vibratoires d'engrenages par une méthode cyclostationnaires - Méthodes de surveillance et techniques de diagnostic

- acoustique et vibratoires. 4ème Conférences internationales 25 octobre 2001. 211-221.
- [Dje.07] A. Djebala, N. Ouelaa, N. Hamzaoui Et S. Guenfoud. Optimisation de l'utilisation des indicateurs scalaires dans le cadre de la maintenance prédictive des paliers à roulements. Congrès algérien de mécanique de construction, Alger, 29-30 avril 2007.
- [Dje.08] A. Djebala. Application de la transformée par ondelettes à l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques. Thèse doctorale, Université Badji Mokhtar, 2008.
- [Dje.09] A. Djebala, N. Ouelaa, N. Hamzaoui. S. Guenfoud. Application de la transformée en ondelettes discrète dans la détection des défauts de roulements. Mécanique industrielle 4 (2009), 217-241.
- [Djo.07] M. Djouada, R. Ziani, A. Felkaoui, R. Zegadi. Diagnostic des défauts par un couplage réseaux de neurones artificiels - algorithmes génétiques. 5ème Conférence internationale sur computer Intégrale, 03-04 Novembre 2007.
- [Doc.GZ1164] Document technique, groupe turboalternateur GZ1164. Département maintenance FERTIAL.
- [Dro.03] J. Dron, F. Bolaers et L. Rasolofondraibe, Optimisation de la détection de défauts de roulements par débruitage des signaux par soustraction spectrale, Mécanique et Industries 4 (2003), 213-219..
- [Duc.05] G. Duchemin. Maintenance des machines et des moteurs, traité de maintenance, Techniques de l'Ingénieur BM 4188, version 2005.
- [Dye.78] D. Dyer, R.M. Stewart. Detection of rolling element bearing damage by statistical analysis – ASME Journal of Mechanical Design, 100 (1978), 229-235.
- [Elb.99] Elba, M. Badaoui. Contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale. Thèse de Doctorat, Université Jean Monnet, Roanne, 1999.
- [Eme.12] T. Emmanuel. Etude et modélisation de la fatigue de contact en présence d'indentation dans le cas de roulements tout acier et hybrides. Compiègne, France. Septembre 2012.

- [Fan.06] X. Fan, J. Zuo. Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006), 966-982.
- [Gal.11] D. Galar, L. Pilar, B. Luis. Application of dynamic benchmarking of rotating machinery for e-maintenance. Lulea University of Technology, Journal springer link, 246–262, Lulea, Sweden 2011.
- [Gar.86] W. Gardner. Measurement of spectral correlation. *IEEE Trans Acoustic Speech Signal Process ASSP-34* (1986), 415-436.
- [Gar.90] D. Garreau, M. Sidahmed, *Méthodes avancées de traitement du signal en vue de la surveillance des machines – Mécanique Matériaux Electricité*, 43 (1990), 289-314.
- [Han.02] J. Hang. *Practice preventive maintenance, mechanical, pneumatic, hydraulic, electrical, cold*. ISBN 210 00 6561 0, Paris 2002.
- [Hen.79] G. Henriot. *Traité théorique et pratique des engrenages, Tome1*, Dunod, Paris, 1979.
- [Iso.95] Présentation de la norme ISO 2372. Norme Internationale ISO 10816 (1995) remplace la norme ISO 2372. 1974.
- [Lej.97] G. Lejeune, J. Lacoume, P. Marchand, M. Durnerin, N. Martin, J. Liénard, A. Silvent. Cyclostationnarité d'ordres 1 et 2 : application à des signaux vibratoires d'engrenages, seizième colloque gretsi, 15-19 septembre 1997. Grenoble.
- [Len.06] V. Lenaerts. Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements. *Revue Scientifique des ISILF*, N°20. 2006.
- [Lyo.92] P. Lyonnet. *La maintenance mathématiques et méthodes*, Tec & Doc, 1992.
- [Mat.89] J. Mathew. Monitoring the vibrations of rotating machine elements, an overview – The ASME Design Technical Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal. 231-236.1989.
- [Mil.06] X. Milisen et V. Lenaerts. Comparaisons de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements, *Revue Scientifique des ISILF*, N° 20, 2006.
- [Moh.07] S. Mohamed, H. Fenniri, G. Delaunay. Séparation aveugle de sources cyclostationnaires par utilisation des statistiques de second ordre, Fascicule n° 2 Prépublication n° 29. 2007.

- [Mon.75] R. Monk. Vibration measurement gives early warning of mechanical Faults – Processing Engineering, 1975, pages 7.
- [Mon.95] F. Monchy. La fonction maintenance, Masson, 1995.
- [Mor.05] J. Morel. Surveillance vibratoire et maintenance prédictive, traité mesure et contrôle, Techniques de L'Ingénieur R6100, version 2005.
- [Mul.05] A. Muller. Contribution à la maintenance prévisionnelle des systèmes de production par la formalisation d'un pronostic. Thèse de Doctorat, Ecole doctorale IAEM, Lorraine, France, 2005.
- [Nik.02] N. Nikolaou, A. Antoniadis. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets. NDT & International 35 (2002), 197-205.
- [Pac.09] C. Pachaud. Contribution de l'analyse de l'intensité du courant électrique à la détection de défauts de machines tournantes. Revue internationale sur l'ingénierie des risques industriels, 2 (2009), 75-95.
- [Pac.97] C. Pachaud, R. Salvetas, C. Fray. Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive process, Mechanical Systems Signal Processing 11 (1997), 903–916.
- [Par.06] A. Parey, M. Badaoui, F. Guillet et N. Tandon. Dynamic modeling of spur gear pair application of empirical mode decomposition-based statistical analysis for early detection of localized tooth defect, Journal of Sound and Vibration 294 (2006), 547-561.
- [Pnr.13] Projet National de Recherche N° 13/u24/3112 intitulé, Etude et installation d'une politique de maintenance et de sécurité industrielle pour la surveillance des machines tournantes, (2013).
- [Raa.07] A. Raad, J. Antoni, and M. Sidahmed. Indicators of cyclostationarity: Theory and application to gear fault monitoring. Mechanical Systems and Signal Processing 22 (2007), 574–587.
- [Ran.80] R. Randall Advances in the application of cepstrum analysis to gearbox diagnosis – Second International Conference Vibrating Machinery 25-28, Comping.169-174, 1980.
- [Ran.81] R. Randall et J. Hee. Cepstrum analysis, Note d'application Brüel & Kjaer, 1981.

- [Ran.82] R. Randall. A new method of modeling gear faults. *Journal of Mechanical Design*, 104 (1982), 259-267.
- [Rub.97] R. Rubini, M. Sidahmede. diagnostic of gears systems using the spectral correlation density of vibration signal, Congress SAFE Process 97, Hull, August 1997.
- [Sgh.10] K. Sghir, M. Badaoui, M. Thomas, F. Guillet, M. Bakrim, D. Aboutajdine. Identification aveugle paramétrique basée sur la cyclostationnarité à l'ordre deux de la fonction de transfert à partir des mesures vibratoires. 2010.
- [Sho.84] R.. Shotter. The observation and interpretation of gear tooth failures. AGARD Conference on Gears and Power Transmission Systems for Helicopter and Turboprops, Lisbon, p.31 (1984), 13-45.
- [Shu.99] Shunk. Manual on Operating VIBROTEST 60. Enterprise fertial (1999).
- [Urb.12] J. Urbanek , T. Barszcz , J. Antoni. Time–frequency approach to extraction of selected second-order cyclostationary vibration components for varying operational conditions . *Measurement* . 2012.
- [Urb13] J. Urbanek, T. Barszcz, J. Antoni. A two-step procedure for estimation of instantaneous rotational speed with large fluctuations. *Mechanical Systems and Signal Processing* 38 (2013), 96–102.
- [Urb.14] J. Urbane, T. Barszcz, J. Antoni. Integrated modulation intensity distribution as a practical tool for condition monitoring. *Journal of Applied Acoustics* 77 (2014), 184–194.
- [Ziv.91] G. Zivanovic, W. Gardner. Degrees of cyclostationarity and their application to signal detection and estimation. *Journal of Signal Processing*, 22 (1991), 287–297.