

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT GENIE ELECTRIQUE

N°: ... // 2025



DOMAINE : SCIENCES ET
TECHNOLOGIE FILIERE :
ÉLECTROMECHANIQUE
OPTION : MAINTENANCE INDUSTRIELLE

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par: **Slimi Achraf**

Intitulé

**La surveillance et le diagnostic des défauts d'un système
électromécanique par l'analyse vibratoire**

Jury composé de :

Pr. Belkhiri Salah	Université de M'sila	Président
Pr. Ghemari Zine	Université de M'sila	Encadreur
Dr. Defdaf Mabrouk	Université de M'sila	Examineur

Année universitaire : 2024/2025

Remerciements

Nous exprimons, tout d'abord, notre profonde gratitude à Dieu Tout-Puissant qui nous a accordé la force, la patience et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce travail.

Nous adressons nos remerciements les plus sincères à Monsieur Zine GHEMARJ, notre encadrant, pour sa disponibilité constante, ses orientations précieuses et son accompagnement bienveillant tout au long de ce projet. Son expertise et ses conseils ont grandement contribué à la qualité de ce mémoire.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury, pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail, ainsi que pour leurs remarques pertinentes et enrichissantes qui ne manqueront pas d'éclairer nos futures démarches professionnelles ou académiques. Nous tenons à remercier chaleureusement l'ensemble du corps enseignant et le personnel administratif de notre établissement, pour la qualité de l'enseignement dispensé et pour leur soutien tout au long de notre parcours universitaire.

Nos pensées les plus reconnaissantes vont à nos familles, et en particulier à nos parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien moral et matériel, et leur confiance indéfectible. Leur présence à nos côtés a été une source inestimable de motivation.

Enfin, nous remercions nos amis et collègues pour leur entraide, leur encouragement et les moments partagés, ainsi que toutes les personnes, connues ou anonymes, qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.

Dédicace

*Nous dédions ce travail, fruit de plusieurs mois d'efforts,
aux personnes qui nous ont toujours soutenus par leur
amour,*

leur présence et leurs encouragements.

*À nos chères mères, pour leur amour inconditionnel, leurs
prières silencieuses et leur soutien sans faille.*

*À nos pères, pour leur sagesse, leur patience et leur
confiance
en nous.*

*À notre encadrant, Monsieur Dr. Zine GHEMARJ , pour sa
précieuse orientation, sa bienveillance et ses conseils
éclairés
tout au long de ce travail.*

*Et enfin, au peuple palestinien, symbole de
résistance, de dignité et d'espoir, vous êtes une source
d'inspiration
pour l'humanité entière.*

Merci à vous tous.

Résumé

Ce mémoire traite de l'utilisation de l'analyse vibratoire pour le diagnostic des défauts des machines électriques tournantes, avec une application sur un alternateur industriel de l'entreprise SAIMEG.

Après avoir présenté les principaux types de défauts affectant les machines asynchrones, ainsi que les bases théoriques de l'analyse vibratoire, une étude expérimentale a été menée. Celle-ci a permis d'identifier des anomalies telles qu'un déséquilibre rotorique, un défaut d'alignement, des problèmes de roulements et des perturbations électromagnétiques.

Les résultats obtenus confirment la pertinence de l'analyse vibratoire comme outil efficace de maintenance prédictive, contribuant à améliorer la fiabilité et la disponibilité des équipements industriels.

المخلص

يتناول هذا البحث استخدام تحليل الاهتزازات لتشخيص الأعطال في الآلات الكهربائية الدوارة، مع تطبيق عملي على مولد SAIMEG كهربائي صناعي في شركة

بعد عرض أهم أنواع الأعطال التي تصيب المحركات غير المتزامنة، وكذلك المبادئ النظرية لتحليل الاهتزازات، تم إجراء دراسة تجريبية مكثت من الكشف عن عدة أعطال مثل اختلال توازن الدوار، سوء المحاذاة، عيوب في المحامل وتشوهات كهرومغناطيسية

تؤكد النتائج فعالية تحليل الاهتزازات كأداة موثوقة في الصيانة التنبؤية، مما يساهم في تحسين موثوقية وتوافر المعدات الصناعية.

Abstract :

This thesis focuses on the use of vibration analysis for diagnosing faults in rotating electrical machines, with a practical application on an industrial alternator at the SAIMEG company.

After presenting the main types of faults affecting asynchronous machines and the theoretical principles of vibration analysis, an experimental study was conducted. The results revealed several issues, such as rotor imbalance, misalignment, bearing defects, and electromagnetic disturbances.

The findings confirm the effectiveness of vibration analysis as a reliable tool for predictive maintenance, enhancing the reliability and availability of industrial equipment.

Table de figures

Figure I.1 : Classification des défauts selon leurs origines.....	12
Figure I.2 illustre la vue générale d'une MAS tout en spécifiant ses différentes parties constitutives.....	14
Figure I.3 : Photo du stator d'une machine asynchrone.....	15
Figure I.4 : Rotors d'une MAS.....	16
Figure I.5 : Pourcentage des défauts (2008)	18
Figure I.6: Différents défauts au niveau de stator de la machine asynchrone.....	19
Figure I.7 : Défaut de rupture de barres et d'anneau de court-circuit.....	20
Figure2.1 : vibration harmonique.....	23
Figure2.2 : vibration périodique.....	24
Figure2.3 : vibration aléatoire.....	25
Figure2.4 : grandeur remarquable.....	25
Figure2.5 : modes de détection usuels	27
Figure2.6 : les différentes amplitudes de vibration sinusoïdale.....	30
Figure2.7 : diagramme de choix des mesures des grandeur en fonction de la grammer de fréquence	33
Figure2.8 : <i>Exemple des points de mesurage lors de l'analyse vibratoire</i>	36
Figure2.9 : spectre d'amplitude d'une vibration harmonique.....	37
Figure2.10 : vibration périodique sinusoïdale.....	38
Figure2.11 : spectre d'amplitude d'une vibration périodique.....	39
Figure2.12 : spectre de vitesse vibration d'une vibration périodique.....	39
Figure2.13 : : spectre de d'accélération vibration d'une vibration périodique.....	40
Figure2.14 : exemple de limites vibratoires proposées par les normes AFNOR E 90-300 ou ISO 2372.....	42
Figure3.1. Spectres FFT simulés – directions radiale (rouge), axiale (bleue) et tangentielle (verte).....	60
Figure 3.2. Spectre de l'enveloppe – défauts de roulement simulés.....	63
Figure 3.3. Spectre fréquentiel de défauts de déséquilibre rotorique.....	72
Figure 3.4. Spectre fréquentiel simulé pour un défaut d'alignement.....	74
Figure 3.5. <i>Spectre d'enveloppe – Défaut de roulement</i>	
Figure 3.6. Signal d'enveloppe (Hilbert).....	75
Figure 3.7. Spectre de vibration –raies latérales autour de 50Hz.....	77

Table des matières

Chapitre I : Les défauts des machines électriques et leur diagnostic

I.1 – Introduction	3
I.2 - Diagnostic des machines électriques	3
I.3 - Constitution des machines asynchrones	5
I.3.1 - Stator	5
I.3.2 - Rotor	6
I.3.3 - Enroulements	7
I.4 - Les défauts des machines asynchrones	7
I.4.1 - Défauts électriques	8
I.4.2 - Les défauts de l'onduleur	10
I.4.3 - Les défauts de GTO se produisent	11
I.4.4 - Les défauts de la commande de l'onduleur	11
I.5 - Les méthodes de diagnostic des machines asynchrones	12
I.5.1 - Diagnostic par analyse des vibrations mécaniques	12
I.5.2 - Diagnostic par analyse du flux magnétique axial de fuite	12
I.5.3 - Diagnostic par analyse du couple électromagnétique	13
I.5.4 - Diagnostic par analyse de la puissance instantanée	13
I.5.5 - Diagnostic par analyse du courant statorique	13
I.5.6 - Diagnostic par analyse du vecteur de Park	14
I.5.7 - Diagnostic par utilisation des techniques d'intelligence artificielle	14
I.6 - Conclusion	14

Chapitre 2 : Notion sur les vibrations et la méthode d'analyse vibratoire.

2.1. Introduction	26
2.2. Définition de vibration	26
2.3. Les différentes formes de vibrations :	
2.3.1. Vibrations harmoniques	26
2.3.2. Vibrations périodiques	27
2.3.3. Vibrations aléatoires	28
2.4. Vocabulaire	29
2.5. Les modes de détection	30
2.5.1. Valeur efficace X_{eff}	31
2.5.2. Valeur crête X_c	31
2.5.3. Valeur crête à crête X_{cc}	31
2.5.4. Relations entre les différents modes de détection	31
2.6. Les Caractéristiques de vibration	32
2.6.1. La fréquence	32
2.6.2. L'amplitude	34
2.6.3. Les grandeurs de mesure de vibrations	34
2.6.4. Le décibel	37
2.7. Méthode de l'analyse vibratoire	37

2.7.1. Méthode de niveau global	38
2.7.2. Méthode de l'analyse en fréquence	38
2.8. Les étapes de mesure	38
2.8.1. Les points de mesurage	39
2.8.2. Exploitation des résultats	39
2.8.3. Représentation spectrale	39
2.9. Les groupes de machines	43
2.10. Seuils de jugement	44
2.11. Les défauts des machines tournantes et leurs fréquences	46
2.12. Conclusion :	

Chapitre 3: Présentation de l'entreprise UMFPDR /SAIEG SPA Ex MEI

• 1. Historique de l'entreprise	47
• Domaines d'activité De l'unité UMFPDR /SAIEG.....	47
• 2. Pôle Maintenance.....	48
• 2.1. Fabrication Mécanique.....	48
• 2.1.1. Atelier Mécanique.....	48
• 2.1.2. Traitement de surface (Régulage).....	48
• 2.1.3. Chaudronnerie & soudure.....	49
• 2.1.4. Atelier de métallisation plasma.....	49
• 2.2. Réparation des machines électriques tournantes.....	49
• 2.3. Réparation "Diesel"	49
• 2.3.1. Atelier Diesel de M'Sila.....	49
• 2.3.2. Atelier Diesel de Touggourt.....	49
• 2.3.3. B Atelier Diesel de Béchar.....	49
• 3. Pole Fabrication de la pièce de rechange et des parties nobles des Turbines.....	50
• 3.1. Usinage Numérique.....	50
• 3.1.1. Processus d'usinage numérique	50
• 3.2. Fonderie de précision.....	50
• 3.2.1. Processus de fabrication de castings par fonderie a la cire perdue	50
• 4. Intervention sur site du client "Field Service"	51
• 5. Contrôle qualité	51
• 5.1. Contrôles Non Destructifs 'CND'	51
• 5.2. Contrôles Destructifs.....	51
• 6. Le management qualité et le maintien de la certification du SMQ.....	52
• 7. Clients.....	52
• 8. Organigramme générale	52

Chapitre 4 : Application de l'analyse vibratoire sur une machine au sein de l'entreprise SAIMEG M'Sila, Algérie.

4.1. Introduction	53
4.2. Méthodologie.....	53

I.1.1	4.2.1. Identification de la machine cible.....	53
I.1.2	4.2.3. Instrumentation et acquisition des données.....	54
4.3.	Modèle mathématique pour le diagnostic des défauts de roulements.....	55
4.3.1.	Modélisation du signal vibratoire.....	55
4.3.2.	Transformée d'enveloppe.....	56
4.3.3.	Calcul des indicateurs statistiques.....	57
4.4.1.	Prétraitement du signal.....	58
4.4.2.	Analyse spectrale (Transformée de Fourier rapide – FFT)	59
4.4.3.	Analyse de l'enveloppe spectrale.....	59
4.4.4.	Analyse temporelle et temporelle-fréquentielle.....	59
4.4.5.	Indicateurs de sévérité.....	59
4.4.6.	Comparaison avec les seuils ISO.....	60
I.1.3	4.5. Analyse des résultats et diagnostic vibratoire.....	60
4.5.1.	Spectres de vibration.....	60
4.5.2.	Analyse par spectre d'enveloppe.....	63
4.6.	Analyse comparative des résultats simulés et expérimentaux.....	66
I.1.4	4.6.1. Méthodologie de comparaison.....	66
I.1.5	4.6.2. Interprétation des résultats par type de défaut.....	67
I.1.6	4.6.3. Tableau comparatif des fréquences caractéristiques.....	67
I.1.7	4.7. Indicateurs temporels et statistiques.....	68
Chapitre II.	4.7.1. Seuils de détection et classification automatique des défauts.....	69
II.1.1	4.7.2. Approche basée sur l'apprentissage supervisé.....	69
II.1.2	4.7.3. Processus de classification.....	69
II.1.3	4.7.4. Résultats attendus.....	70
II.1.4	4.8. Diagnostic de différents défauts de l'alternateur au sein de l'entreprise SAIMEG à M'Sila.....	70
4.8.1.	Méthodologie employée.....	70
4.8.2.	Types de défauts détectés.....	71
4.8.3.	Corrélations avec les données de maintenance.....	82
II.1.5	4.8.4. Recommandations.....	83
II.1.6	4.9. Conclusion.....	83
Conclusion générale.....		84

Introduction générale

Introduction Générale

Dans un contexte industriel en constante évolution, la fiabilité des équipements constitue un facteur déterminant pour garantir la continuité de production, la maîtrise des coûts d'exploitation et la sécurité des installations. Parmi ces équipements, les machines électriques tournantes, telles que les alternateurs et moteurs asynchrones, sont largement utilisées pour répondre aux besoins en énergie mécanique ou électrique. Malgré leur robustesse et leur efficacité, ces machines ne sont pas exemptes de défaillances. Ces dernières, souvent progressives et silencieuses, peuvent évoluer vers des pannes critiques si elles ne sont pas détectées à temps.

Face à ces enjeux, les entreprises industrielles s'orientent de plus en plus vers des approches de maintenance conditionnelle ou prédictive, reposant sur des techniques de surveillance avancées. Parmi elles, l'analyse vibratoire s'impose comme une méthode efficace, non intrusive et largement éprouvée pour le diagnostic des machines tournantes. En analysant les signaux vibratoires générés par une machine en fonctionnement, il devient possible de détecter précocement une grande variété de défauts — qu'ils soient mécaniques, comme un déséquilibre ou un défaut de roulement, ou électromagnétiques, comme une excentricité du champ ou une asymétrie d'alimentation.

Ce mémoire s'inscrit dans cette problématique industrielle et vise à étudier l'apport de l'analyse vibratoire dans le diagnostic des défauts des machines tournantes, à travers une application concrète sur un alternateur utilisé dans l'entreprise SAIMEG, spécialisée dans la production d'énergie en Algérie.

Pour cela, le travail est structuré en quatre chapitres principaux :

- Le premier chapitre dresse un panorama des différents défauts susceptibles d'affecter les machines électriques, en particulier les machines asynchrones, tout en expliquant les causes, manifestations et conséquences possibles.
- Le deuxième chapitre présente les principes fondamentaux de l'analyse vibratoire, ses différentes méthodes (temporelle, spectrale, enveloppe, etc.), ainsi que les grandeurs physiques associées à la mesure des vibrations.
- Le troisième chapitre est consacré à la présentation de l'entreprise SAIMEG, de son environnement industriel, de ses équipements critiques et du contexte de l'étude.
- Enfin, le quatrième chapitre propose une étude expérimentale du diagnostic vibratoire appliqué à un alternateur de l'entreprise, en s'appuyant sur les données mesurées, leur traitement spectral et l'interprétation des résultats obtenus.

À travers ce mémoire, il s'agit non seulement de démontrer l'efficacité de l'analyse vibratoire pour la détection des défauts, mais aussi de mettre en lumière son potentiel en tant qu'outil stratégique pour la maintenance préventive dans les environnements industriels à fortes exigences de performance et de fiabilité.

Chapitre I

Les défauts des machines électriques et leur diagnostic

1.1.Introduction

Les machines électriques, en particulier les machines asynchrones, constituent le cœur des systèmes électromécaniques utilisés dans une multitude d'applications industrielles telles que la production, la transformation, le pompage, la ventilation ou encore la manutention. Leur fonctionnement robuste, leur coût relativement faible et leur adaptabilité en font des moteurs largement utilisés dans l'industrie moderne. Cependant, leur fiabilité opérationnelle est un facteur critique : toute défaillance peut entraîner des interruptions de production, des pertes économiques importantes, voire des risques pour la sécurité du personnel et des installations.

Ces machines sont exposées à une variété de défauts potentiels pouvant affecter leur performance. Ces défauts peuvent être d'origine électrique (défauts d'isolement, courts-circuits entre spires, déséquilibre d'alimentation), mécanique (désalignement, défauts de roulements, excentricité, balourds), ou encore liés à l'électronique de puissance dans le cas d'un pilotage via variateurs de vitesse (harmoniques, défauts de commutation, surtensions transitoires). Chacune de ces anomalies, si elle n'est pas détectée à temps, peut évoluer vers une défaillance majeure.

Dans ce contexte, la mise en place de techniques de diagnostic fiables et précoces est devenue une priorité stratégique pour les industriels. Le diagnostic préventif permet non seulement de réduire les arrêts non planifiés, mais aussi d'optimiser les programmes de maintenance et de prolonger la durée de vie utile des équipements. Parmi les techniques disponibles, l'analyse des vibrations mécaniques occupe une place prépondérante. Elle permet de détecter une large gamme de défauts mécaniques à un stade précoce, grâce à une surveillance continue ou périodique des signaux vibratoires générés par la machine en fonctionnement.

Ce chapitre propose ainsi une vue d'ensemble approfondie des défauts typiques observés dans les machines asynchrones, leur classification selon leur origine, et un focus détaillé sur les méthodes de diagnostic, avec une attention particulière portée à l'analyse vibratoire, qui s'avère être un outil puissant dans les stratégies de maintenance conditionnelle et prédictive.

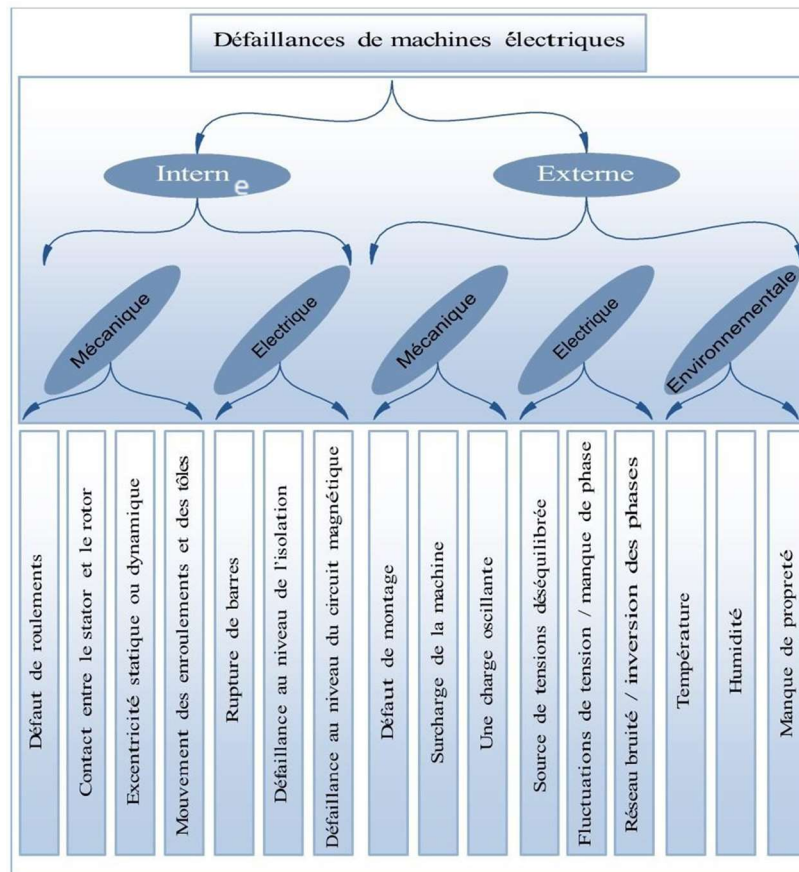


Figure I.1. Classification des défauts selon leurs origines [1]

Ou de Les défauts électriques au niveau du stator, qui se manifestent par l'ouverture d'une phase ou un court-circuit au sein d'une même phase, entre deux phases ou entre une phase et la carcasse du stator.

Les défauts électriques au niveau du rotor, qui comprennent une ouverture ou un court-circuit des spires pour les machines à rotor bobine et de rupture ou fissure des barres et/ou des anneaux de court-circuit pour les machines à cage.

- Les défauts mécaniques au niveau de l'alésage du stator, ou au niveau du rotor tels que les défauts de roulement, d'excentricité et d'alignement.
- Une défaillance au niveau des composants électroniques de puissance de la commande du système d'entraînement.

En raison de la symétrie des machines électriques, toute apparition d'un défaut induit une distorsion au niveau du champ magnétique tournant, qui règne dans l'entrefer de cette dernière. Elle provoque l'apparition d'harmoniques, caractérisant ces défauts, sur les signaux fonctionnement de la machine. Ces signaux peuvent être électriques ou mécaniques tels que les courants, les tensions, le flux, le couple et la vitesse. Les techniques de détection et d'identification des défauts font encore l'objet de nombreux travaux de recherche, car il reste

encore plusieurs questions ouvertes :

- La définition d'une unique procédure de diagnostic pour la détection et l'identification de tout type de défaut.
- L'augmentation de la robustesse des techniques de détection en les rendant insensibles aux conditions d'exploitation.
- La détection fiable des pannes pour un fonctionnement avec un contrôle de position, de vitesse et de couple.
- La détection fiable de pannes dans des conditions de travail variables.
- Un diagnostic efficace ouvre la voie à une commande tolérante aux défauts, et doit par conséquent augmenter la robustesse du processus industriel. Ces dernières décennies, l'avènement de l'électronique de puissance a permis d'envisager des nouvelles applications, ainsi que de retirer les meilleures performances du fonctionnement des machines électriques. Néanmoins cette avancée technologique a apporté d'autres risques de défaillance au niveau des processus d'entraînements électriques.

Actuellement, plusieurs laboratoires de recherche se penchent sur la conception et l'élaboration de nouvelles stratégies de commande [2], permettant de rattraper les pertes de performances, qui suivent l'apparition des défauts au niveau de la machine. La mesure de signaux pertinents nous permet de surveiller, d'une manière non invasive,

1.2. Constitution des machines asynchrones

La figure I.2 illustre la vue générale d'une MAS tout en spécifiant ses différentes parties constitutives :

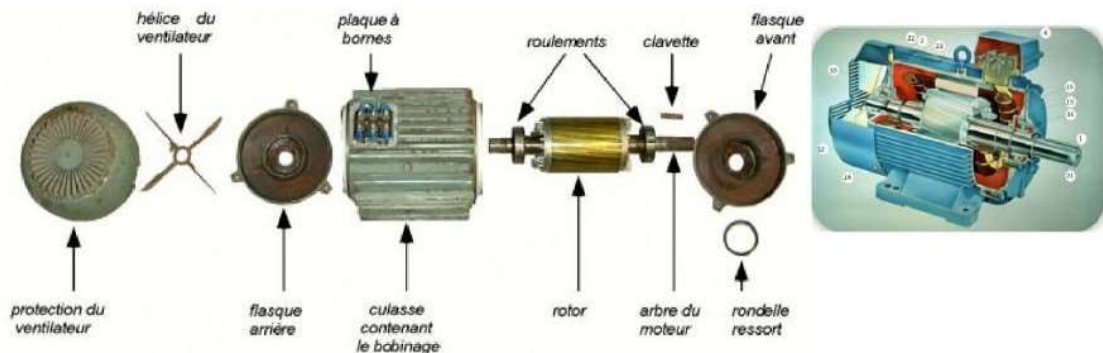


Figure 1.2. Vue générale d'une MAS

La machine asynchrone à cage d'écureuil est constituée des principaux éléments suivants :

1. Stator ;

2. Rotor ;
3. Enroulements ;

1.2.1. Stator

Il est constitué d'un enroulement bobiné réparti dans les encoches du circuit magnétique. Ce circuit magnétique est constitué d'un empilement de tôles dans lesquelles sont découpées des encoches parallèles à l'axe de la machine (figure I.2). Le bobinage statorique peut se décomposer en deux parties : les conducteurs d'encoches et les têtes de bobines. Les conducteurs d'encoches permettent de créer dans l'entrefer, le champ magnétique à l'origine de la conversion électromagnétique. Les têtes de bobines permettent, quant à elles, la fermeture des courants en organisant la circulation judicieuse des courants d'un conducteur d'encoche à l'autre. L'objectif est d'obtenir à la surface de l'entrefer une distribution de courant la plus sinusoïdale possible, afin de limiter les ondulations du couple électromagnétique [4] [3].

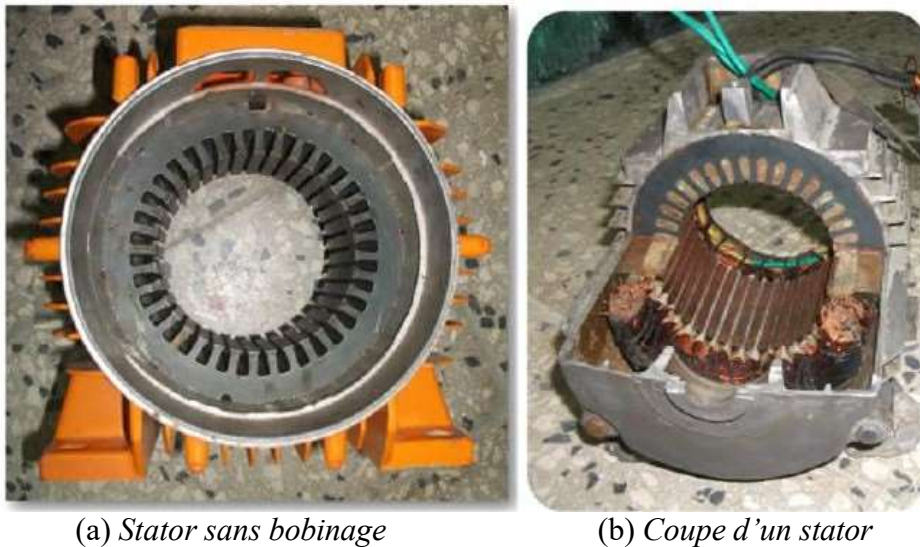


Figure I.3. Photo du stator d'une machine asynchrone

1.2.2. Rotor

Dans le rotor à cage, les anneaux de court-circuit permettent la circulation des courants d'un conducteur d'encoche (barre rotorique) à l'autre. Ces barres conductrices sont régulièrement réparties, et constituent le circuit du rotor (figure I.4). La cage est insérée à l'intérieur d'un circuit magnétique constitué de disques en tôles empilés sur l'arbre de la machine analogue à celui du moteur à rotor bobiné. Dans le cas du rotor à cage d'écureuil, les conducteurs sont réalisés par coulage d'un alliage d'aluminium, ou par des barres massives de cuivre préformées et frettées dans les tôles du rotor. Il n'y a généralement pas, ou très peu, d'isolation entre les barres rotoriques et les tôles magnétiques, mais leur résistance est suffisamment faible pour que

les courants de fuite dans les tôles soient négligeables, sauf lorsqu'il y a une rupture de barre [4].

Les encoches rotoriques sont inclinées par rapport à l'axe longitudinal pour diminuer les harmoniques supérieurs d'espace et réduire la réactance liée à la position de la variation angulaire rotor / stator.



(a) Coupe d'un rotor à cage d'écureuil en aluminium [6] (b) Cage d'écureuil [8]

Figure I.4. Rotors d'une MAS

1.2.3. Enroulements

Les trois bobines (un enroulement par phase) sont identiques, décalées l'une par rapport à l'autre de 120° et sont alimentées par des tensions triphasées. Elles produisent un champ magnétique tournant à la fréquence de rotation.

1.3. Les défauts des machines asynchrones

Bien que la machine asynchrone soit réputée robuste, elle peut parfois présenter différents types de défauts. Ces défauts se déclarent dans les différentes parties de la machine en commençant par la connexion des phases statoriques et en finissant par l'accouplement mécanique du rotor à la charge. Ces défaillances peuvent être prévisibles ou intempestives, mécaniques, électriques ou magnétiques, et leurs causes sont très variées. Une étude statistique menée par [3] sur les machines asynchrones à cage d'écureuil, exploitées dans le domaine de l'industrie pétrochimique, nous révèle que certains défauts sont plus fréquents que d'autres comme exposé par le diagramme de les (figures I.5) en présentant le pourcentage de défauts susceptibles d'affecter ces machines de grande puissance.

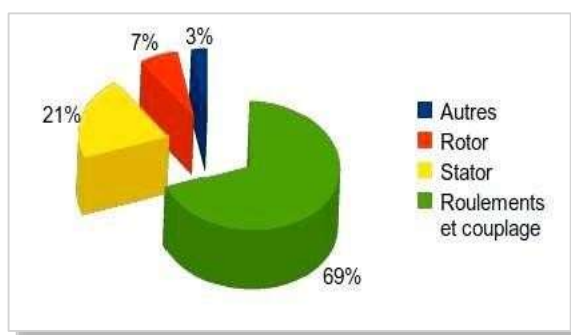


Figure I.5. Pourcentage des défauts (2008)

1.3.1. Défauts électriques

Les défaillances électriques, au niveau du stator ou au niveau du rotor, peuvent avoir plusieurs formes et plusieurs causes. A titre d'exemple : le déséquilibre des tensions d'alimentation de la machine ou encore les démarrages fréquents provoquent un échauffement excessif des bobinages statorique conduisant à terme à une destruction locale de l'isolant. De même, les efforts électrodynamiques que subissent les conducteurs des phases, se traduisent par des vibrations mécaniques ayant pour effet de détériorer l'isolant. Sur le plan électrique, les fronts de tension génèrent par les convertisseurs statiques accentuent le phénomène et réduisent, par conséquent, la durée de vie de l'isolant des conducteurs. Quant aux origines environnementales, nous pouvons citer l'humidité, les produits corrosifs ou abrasifs, . . .

➤ Au niveau du stator :

Les défauts affectant le stator peuvent être classés comme suit:

- ✓ Défauts thermiques liés aux surcharges et à l'âge qui endommagent l'isolant des conducteurs.
- ✓ Défauts électriques qui consistent en des courts circuits entre phases, entre spires ou en des mises à la terre de spires. Ils sont liés à une dégradation de l'isolation provoquée, par exemple, par des surtensions transitoires ou une mauvaise tenue de l'isolant dans un environnement donné (humidité, température).
- ✓ Défauts mécaniques comme les mouvements d'une bobine suite à des vibrations d'origine électromagnétiques. Ceci peut entraîner une détérioration de l'isolant [9][10].

En définitive, tous ces défauts conduisent, à terre, à la mise en court-circuit de tout ou partie de l'alimentation de la machine. Ils seront donc à l'origine de transitoires de courant et de couple pouvant être critiques pour la chaîne de traction.

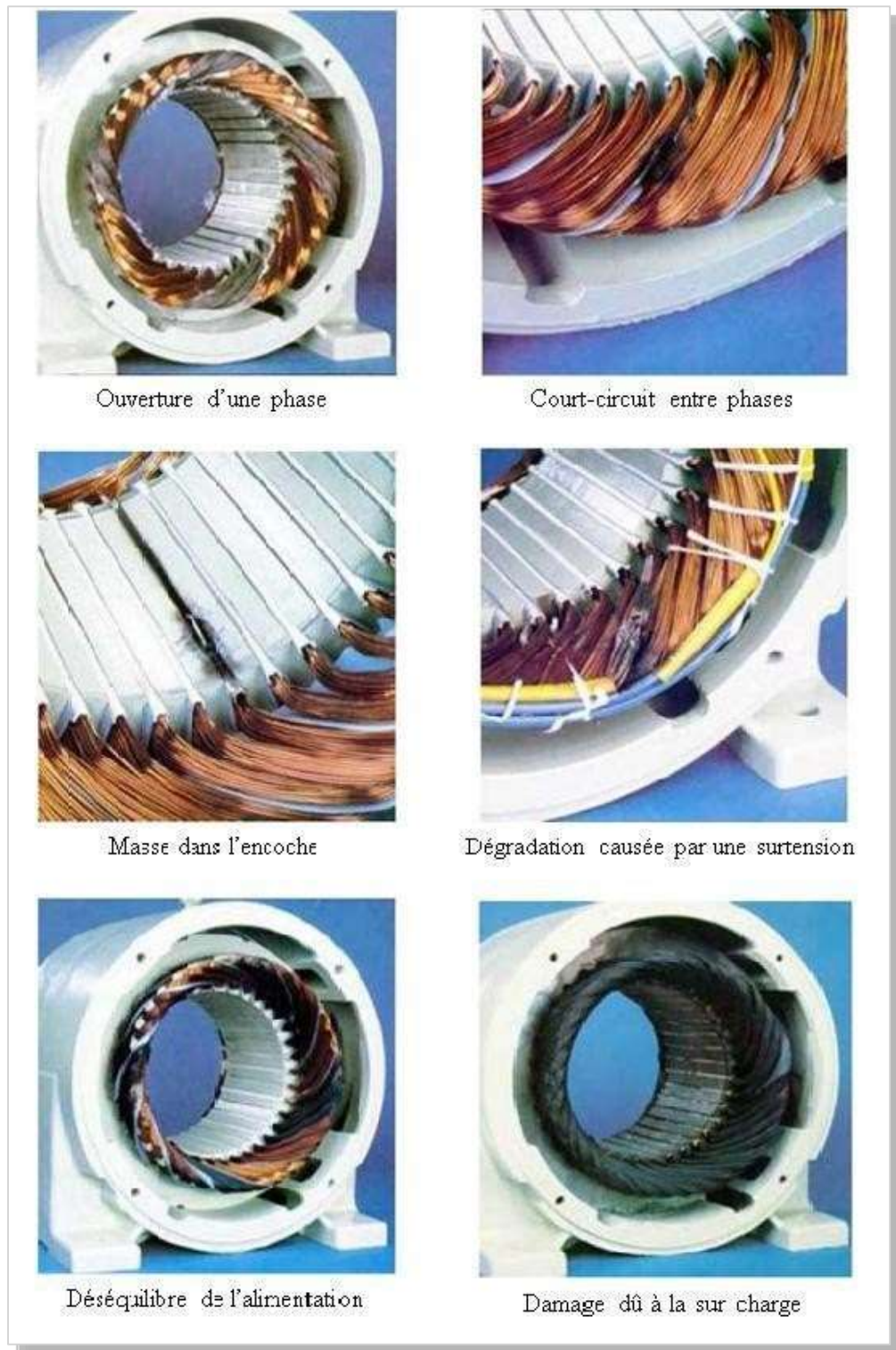


Figure I.6. Différents défauts au niveau de stator de la machine asynchrone

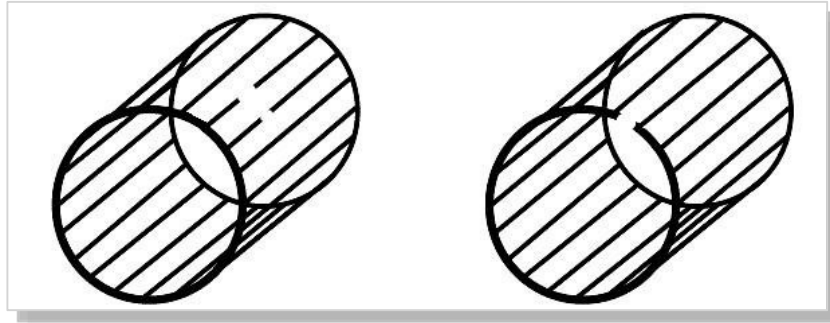
➤ Au niveau du rotor

Les défauts affectant le rotor sont aussi de diverses natures:

- ✓ Défauts thermiques affectant les barres ou l'anneau de court-circuit qui peuvent être à l'origine de vibrations ou de détériorations des éléments de la cage. Ces

défauts peuvent être dus, par exemple, à une insuffisance du refroidissement.

- ✓ Défauts d'excentricité du rotor par rapport au stator causés entre autres par un mauvais alignement ou par un mauvais usinage. Ils se manifestent par des vibrations supplémentaires.



- ✓ Défauts mécaniques comme une rupture de barre.



Figure I.7. Défaut de rupture de barres et d'anneau de court-circuit

1.3.2. Les défauts de l'onduleur

Les défauts de l'onduleur consistent essentiellement dans le fonctionnement défectueux des composants de puissance et de la commande des semi-conducteurs [6].

Les onduleurs de tension utilisés par la traction ferroviaire utilisent essentiellement les thyristors GTO et, depuis peu, les IGBT.

La mise en défaut brutale du composant peut avoir plusieurs origines. Cependant, c'est essentiellement un phénomène thermique qui est la cause directe des destructions de composant, la température du silicium atteignant une valeur critique qui lui fait perdre ses capacités de semi-conducteur [6].

1.4. Diagnostic par analyse des vibrations mécaniques

Le diagnostic des défauts en utilisant les vibrations mécaniques est la méthode la plus utilisée dans la pratique. Les forces radiales, créées par le champ d'entrefer, provoquent des vibrations dans la machine asynchrone.

La force magnétomotrice contient les effets des asymétries du stator ou du rotor, en plus la permanence dépend de la variation de l'entrefer (à cause des ouvertures des encoches statoriques et rotoriques, l'excentricité).

Pour la surveillance de vibrations on utilise des capteurs tels que les accéléromètres. Des balourds magnétiques, mécaniques et/ou des forces produisent des vibrations. Ces dernières sont mesurées suivant la direction radiale ou la direction axiale. Les mesures ainsi effectuées sont analysées du point de vue spectrale. Les spectres des signaux de vibrations, issus du moteur avec défaut, sont comparés avec ceux enregistrés lorsque le moteur est en bon état. Ceci permet la détection aussi bien des défauts électriques que mécaniques (défauts d'enroulements statoriques, irrégularité d'entrefer et asymétrie de l'alimentation).

1.5. Conclusion

Bien que la machine asynchrone soit réputée pour sa robustesse, elle n'est pas exempte de défaillances. Ces défauts, qu'ils soient d'origine électrique, mécanique ou électronique, peuvent avoir des conséquences importantes sur la performance du système dans lequel elle est intégrée. La compréhension de leurs origines et de leurs manifestations permet de mieux cibler les stratégies de diagnostic et de maintenance. Parmi les techniques les plus utilisées, l'analyse des vibrations mécaniques se distingue par son efficacité et sa capacité à détecter divers types d'anomalies. Enfin, les recherches actuelles visent à développer des méthodes de diagnostic plus robustes, capables de fonctionner dans des conditions variables et de s'adapter à l'évolution des technologies d'entraînement électrique.

Chapitre II

Notion sur les vibrations et la méthode d'analyse vibratoire

2.1. Introduction

L'analyse des vibrations des machines permet de poser un diagnostic sur leur état de fonctionnement et de mettre en œuvre des stratégies de maintenance prédictive, la mesure des vibrations est l'outil le plus efficace qui permet de détecter de façon précoce les défauts de machines, bien avant qu'un échauffement ou qu'un accroissement des particules d'usure ne soient rendue significatifs. En effet l'analyse des signaux vibratoires donne des informations sur les processus de dégradations internes.

2.2. Définition de vibration

On désigne par vibration la variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. En fait, Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Il existe de nombreux exemples, qu'ils soient artificiels ou naturels, pour lesquels on observe cette phénomène. La balançoire et le shimmy dans les roues d'une voiture sont deux cas typiques parmi tant d'autres. Les vibrations ont des formes et des comportements très variables.

2.3. Les différentes formes de vibrations

On classe généralement les vibrations d'après l'évolution de la variable considérée dans le temps (périodicité). On distingue ainsi les vibrations :

- Harmoniques.
- Périodiques.
- Aléatoire.

2.3.1. Vibrations harmoniques

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde comme désigne (la figure 3.1). Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle qui est générée par le balourd d'un rotor en mouvement [5].

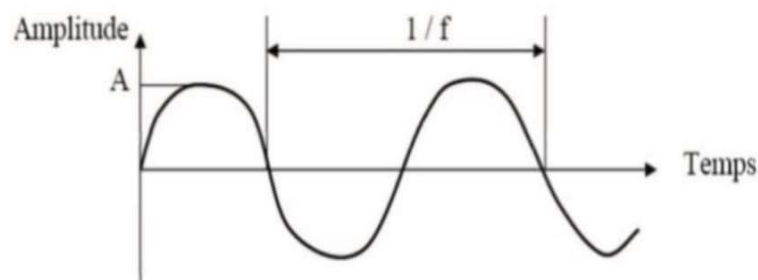


Figure 3.1. Vibration harmonique

Elle est décrite par l'équation :

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

Avec :

ω = vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($2\pi f$).

f = fréquence du mouvement.

φ = phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

2.3.2. Vibrations périodiques

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période. Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines. La forme de cette vibration est composée de plusieurs vibrations harmoniques.

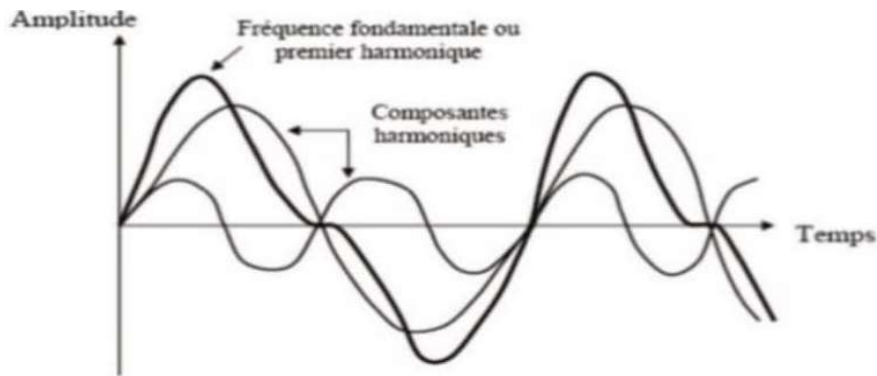


Figure 3.2. Vibration périodique

2.3.3. Vibrations aléatoires

Une vibration aléatoire est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps. C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur.



Figure 3.3. Vibration aléatoire

2.4. Vocabulaire

Ce chapitre fait appel à un vocabulaire qu'il convient de définir au préalable.

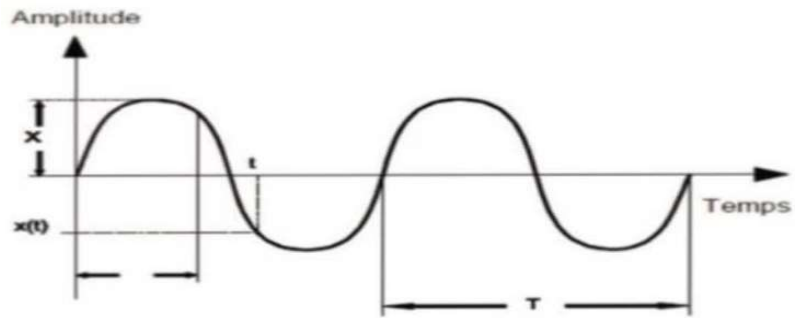


Figure 3.4. Grandeurs remarquable

La variable $x(t)$: C'est la valeur instantanée de la grandeur considérée.

Le module X : C'est la plus grande valeur que la variable $x(t)$ puisse prendre.

La période T : C'est l'intervalle de temps au bout duquel la variable $x(t)$ reprend la même valeur dans la même direction (unité : seconde [s]).

La fréquence f : C'est le nombre de périodes par unité de temps. La fréquence est l'inverse de la période. Elle égale à :

$$f=1/T$$

Les unités usuelles de mesure de la fréquence sont : l'hertz [Hz], égal à 1 cycle par seconde. le cycle par minute [cpm].

La pulsation ω : Encore appelée vitesse angulaire, sa formule est :

$$\omega=2\pi f$$

L'unité de pulsation est : le radian/seconde [rad/s].

La phase ϕ : La phase est représentative du temps qui s'écoule entre une référence que l'on se donne et l'instant que l'on considère. Elle est exprimée en unités d'angle, sachant que :

$$\text{à } t = 0 \phi = 0 \text{ rad}$$

$$\text{à } t = T \phi = 2\pi \text{ rad (ou } 360^\circ)$$

La notion de phase n'a de signification que pour une vibration harmonique.

2.5. Les modes de détection

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection :

- Valeur efficace.
- Valeur crête.
- Valeur crête à crête

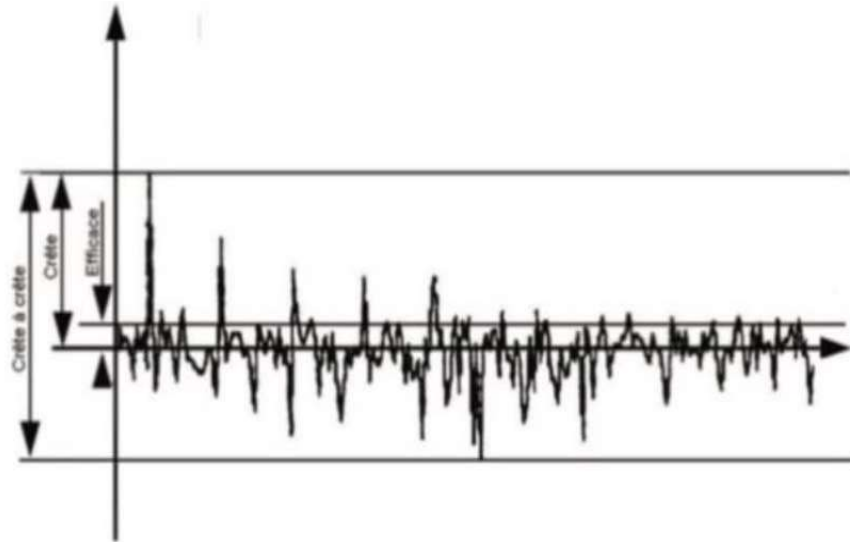


Figure 3.5. Modes de détection usuels

2.5.1. Valeur efficace X_{eff} :

Pour une vibration périodique, la valeur efficace est la moyenne quadratique des valeurs efficaces de chacune des vibrations harmoniques la constituant :

$$X_{eff} = \sqrt{(X_{1_eff}^2 + X_{2_eff}^2 + \dots + X_{n_eff}^2)}$$

Ou

$$X_{eff} = \sqrt{T \int_0^T x^2(t) dt}$$

Dans la littérature, peut également être notée (rms = root mean square).

2.5.2. Valeur crête X_c

La valeur crête d'une vibration est la valeur maximale prise par la variable dans l'un des sens positif ou négatif.

Dans la littérature, peut également être notée (peak) ou (Spitze) ou encore .

2.5.3. Valeur crête à crête X_{cc} :

La valeur crête à crête d'une vibration est la somme des deux valeurs crêtes pour les sens positif et négatif.

Dans la littérature, peut également être notée (peak to peak) ou (Spitze-Spitze) ou encore .

2.5.4. Relations entre les différents modes de détection :

Pour une vibration harmonique, à l'exclusion de toute autre vibration périodique, les relations suivantes sont vérifiées :

$$X_{eff} = \frac{X_c}{\sqrt{2}} = \frac{X_{cc}}{2}$$

$$X_c = X_{eff} \cdot \sqrt{2} = \frac{X_{cc}}{\sqrt{2}}$$

$$X_{cc} = X_{eff} \cdot 2 = \sqrt{2} \cdot X_c$$

On utilisera la mesure efficace lorsqu'on cherchera à apprécier l'énergie mise en jeu dans la machine (effet de la moyenne quadratique). De l'autre côté, on utilise la mesure crête ou crête à crête pour chercher les contraintes maximales subies par le machine (effet des valeurs maximales).

2.6. Les caractéristiques de vibration

Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature.

2.6.1. La fréquence

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné, lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz (Hz) une vibration qui se produira 50 fois par seconde aura donc une fréquence de 50 Hz.

1 Hertz = 1 cycle / seconde

L'hertz est la fréquence d'un phénomène périodique dont la période est 1 seconde. Donc si la fréquence f d'un phénomène est de 50 Hz c'est à dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (ou période T) en secondes ainsi :

$f = 50$ Hertz

$T = 1 / 50$ de seconde

Donc la fréquence f est l'inverse de la période.

L'unité normalisée de la fréquence est le hertz. On rencontre parfois des valeurs exprimées en CPM (cycles par minute) ou RPM (rotations par minute) d'où :

$$1 \text{ Hz} = 1 \text{ CPM} / 60 = 1 \text{ RPM} / 60$$

Il est intéressant parfois d'exprimer les phénomènes liés à la vitesse de rotation en multiples ou en ordre de la fréquence de rotation. Cette représentation a l'avantage de lier le phénomène vibratoire à une fréquence (généralement la vitesse de l'arbre induisant le phénomène).

2.6.2. L'amplitude :

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre, on peut définir :

L'amplitude maximale par rapport point d'équilibre appelée amplitude crête (A_c) ou niveau crête.

L'amplitude double aussi appelée l'amplitude crête à crête (A_{cc}) ou niveau crête-crête.

L'amplitude efficace (A_{eff}) aussi appelée RMS (root mean square, en anglais) au niveau efficace. Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdal comme illustre-la (figure 3.1).

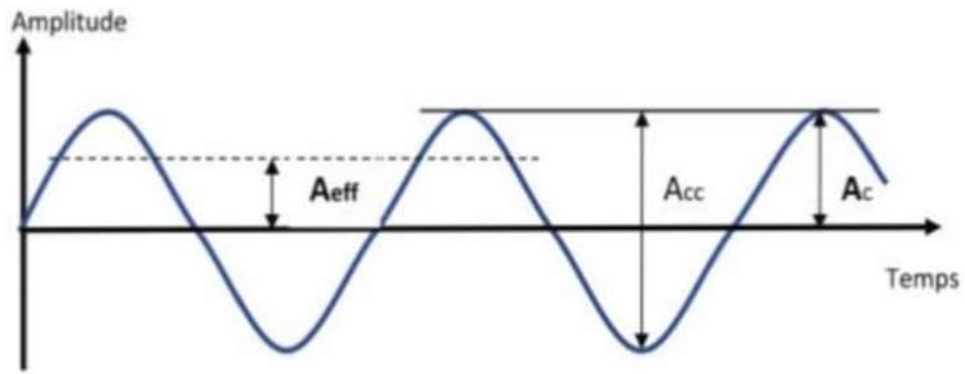


Figure 3.6. Les différentes amplitudes de vibration sinusoïdale

L'amplitude efficace s'exprime de la façon suivante :

C

$$A_{\text{eff}} = \frac{A_c}{\sqrt{2}} = 0.707 A_c$$

Dans le cas d'une vibration complexe quelconque il n'existe pas de relation simple entre la valeur crête de l'amplitude (A_c) et la valeur efficace de l'amplitude (A_{eff}) défini mathématiquement par la relation :

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t a^2(t) dt}$$

Avec :

$a(t)$: l'amplitude instantanée du signal vibratoire.

t : la durée d'analyse du signal vibratoire.

Généralement cette relation est obtenue par un processus d'intégration réalisé directement par la plupart d'appareils de mesure courant.

2.6.3. Les grandeurs de mesure de vibrations

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes :

1- Déplacement vibratoire $s(t)$:

Le déplacement $s(t)$ d'une vibration harmonique est décrit par l'équation suivante :

$$s(t) = S \cdot \sin(\omega t + \phi)$$

Les unités couramment utilisées sont le micromètre [μm] et le millième d'inch [mil], avec 1 mil = 25,4 μm .

2- Vitesse vibratoire $v(t)$:

Il se trouve que le déplacement est généralement un mauvais indicateur de la « nocivité » de la vibration. On sait en effet qu'un déplacement donné représente un risque moins grand à basse fréquence, qu'à haute fréquence.

La vitesse $v(t)$ de cette vibration s'obtient par dérivation de l'équation de déplacement :

$$v(t) = \frac{d}{dt}(s) = S \cdot \omega \cdot \cos(\omega t + \phi)$$

$$v(t) = S \cdot \omega \cdot \sin(\omega t + \phi + \frac{\pi}{2})$$

$$v(t) = V \cdot \sin(\omega t + \phi + \frac{\pi}{2})$$

Les unités couramment utilisées sont le millimètre par seconde [mm/s] ou l' inch par seconde [IPS], avec 1 IPS = 25,4 mm/s.

3- L'accélération vibratoire $a(t)$:

Pour différentes raisons liées soit à l'application (analyse modale par exemple), soit au capteur, on préfère souvent mesurer un troisième paramètre, l'accélération. Cette dernière est la dérivée de la vitesse ou encore la dérivée seconde du déplacement par rapport au temps.

L'accélération $a(t)$ de la vibration s'obtient par dérivation de l'équation de vitesse :

$$a(t) = \frac{d(v)}{dt} = V \cdot \cos(\omega t + \phi + \frac{\pi}{2})$$

$$a(t) = A \cdot \sin(\omega t + \phi + \pi)$$

$$a(t) = -A \cdot \sin(\omega t + \phi)$$

Les unités couramment utilisées sont le mètre par seconde au carré [m/s^2] ou le [g], g étant l'unité d'accélération de la pesanteur. En mesure de vibrations, la valeur retenue est :

$$1 \text{ g} = 9,807 \text{ m/s}^2.$$

On notera que les relations ci-après ne sont valables que pour des vibrations purement harmoniques (à un seul ω). Il ressort de l'équation de déplacement, de vitesse et d'accélération les relations suivantes entre les modules et entre les phases.

$$|S| = \omega |V| = \omega^2 |A|$$

$$|V| = |S| \cdot \omega = \omega |A|$$

$$|A| = |V| \cdot \omega = |S| \cdot \omega^2$$

Cette équation montre que l'on choisira préférentiellement :

- La grandeur déplacement pour détecter des phénomènes à basse fréquence ($\omega = 2\pi f$ petit).
- La grandeur accélération pour détecter des phénomènes à haute fréquence ($\omega = 2\pi f$ grand).
- La grandeur vitesse pour détecter des phénomènes se situant dans une large gamme de fréquence ($\omega = 2\pi f$ moyen). Comme illustre le diagramme suivant :

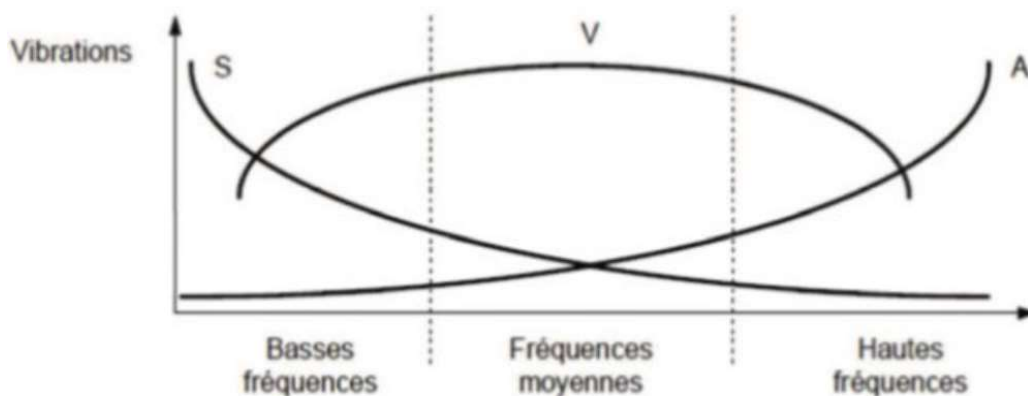


Figure 3.7. Diagramme de choix des mesures de grandeurs en fonction de la gamme de fréquence

2.7. Méthode de l'analyse vibratoire

Toutes machines possédant des composantes en mouvement génèrent un certain niveau de vibration quel que soit le soin apporté à leur fabrication. Le niveau de ces vibrations est le paramètre le plus significatif de l'état d'une machine tournante. Quand ce niveau change, la première manifestation physique d'une anomalie apparaîtra, causant une potentielle dégradation et de panne. Aujourd'hui, l'emploi des technologies intégrant les méthodes avancées de traitement de signal occupe une place privilégiée pour faire un diagnostic d'un équipement mécanique. Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse vibratoire, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet d'améliorer la disponibilité et la sécurité par détection précoce et le suivi de la dégradation des éléments critiques, ainsi localiser l'organe défectueux sans démontage de la machine. [6]

Deux méthodes sont appliquées pour le suivi vibratoire des machines tournantes :

- Par niveau global.
- Par l'analyse en fréquence.

2.7.1. Méthode de niveau global

La méthode du niveau global, consiste à apprécier le niveau vibratoire de la machine en mesurant la valeur efficace de ces vibrations et de la comparer aux seuils de jugement préconisés par les normes. Selon la norme AFNOR.E90-30, l'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine.

La mesure du niveau global permet de suivre de manière fiable une machine. Elle ne permet pas d'établir un diagnostic. En effet sous une valeur en déplacement, vitesse ou accélération, tous les phénomènes mécaniques sont confondus (Balourd, lignage, engrènement, roulement). Donc la mesure du niveau global permet d'émettre un avis sur la situation du phénomène en fréquence (d'origine basse ou haute fréquence).

2.7.2. Méthode de l'analyse en fréquence

La mesure de la sévérité vibratoire permet de savoir si le comportement vibratoire d'une machine dépasse les limites admissibles. Mais au vu des résultats, il n'est pas possible d'émettre une hypothèse sur les causes et les excitateurs de vibration. Ces informations ne pourront être obtenues qu'en réalisant une analyse en fréquence.

Le diagnostic vibratoire se base sur l'identification du phénomène mécanique, à la fréquence de la vibration qu'il génère. Pour cela il faut donc représenter la vibration dans l'espace des fréquences ; cette opération se réalise mathématiquement en effectuant une transformée de FOURIER du signal temporel vibratoire. Le résultat est appelé SPECTRE fréquentiel. Chaque composant du spectre correspond à une fréquence caractéristique bien définie (Déséquilibre,

résonance, engrenement, lignage...). L'analyse en fréquence s'effectue en général lorsque le niveau vibratoire de la machine est jugé supérieur au seuil admissible.

2.8. Les étapes de mesure

La mesure de vibration est détectée par le capteur, relié à un appareil de mesure portable. Cet appareil qui permet l'instauration d'un suivi très efficace, et permet d'élaborer une banque de données, relié à un logiciel expert permettant l'établissement des routes de relevés et l'exploitation des résultats de mesure.

2.8.1. Les points de mesurage

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique, etc. Elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. On conçoit aisément que les meilleurs points de mesurage dans le cadre de la maintenance des machines sont les paliers et qu'il serait déraisonnable de prendre des mesures sur les carters.

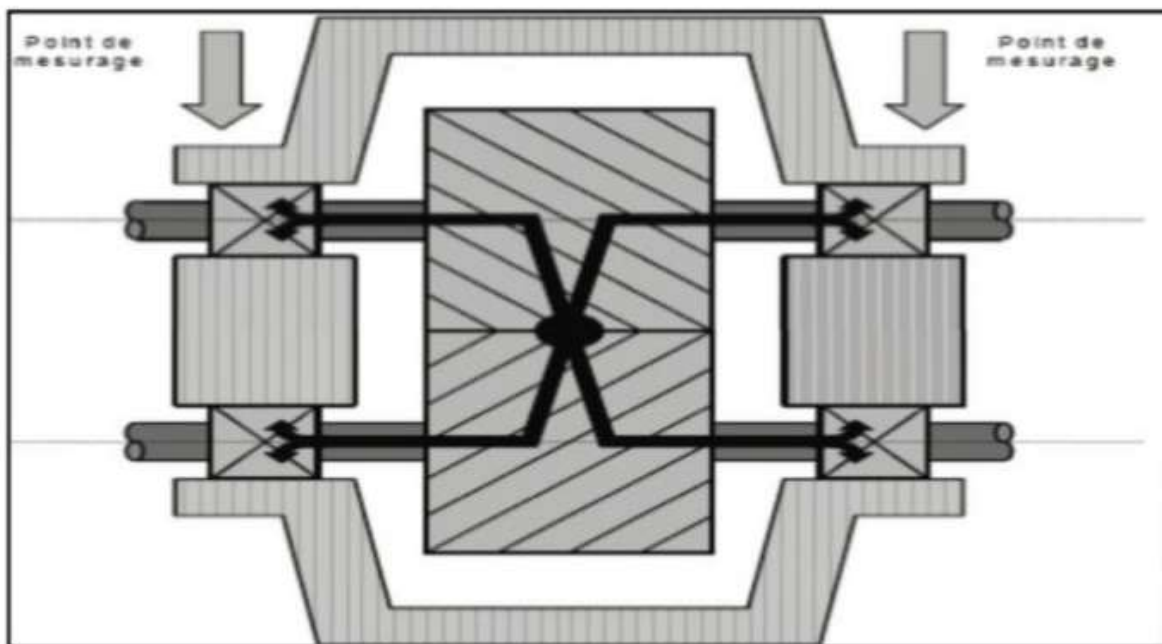


Figure 2.8. Exemple des points de mesurage lors de l'analyse vibratoire.

2.8.2. Exploitation des résultats :

Après la collecte, on peut éditer différents rapports sur les mesures réalisées à l'aide du système expert intégré à un micro-ordinateur. Parmi ces rapports on cite :

- Points en déplacement d'alarme avec courbes et spectre associés.
- Tableaux des valeurs.
- Points de mesures.

- Liste des commentaires.

2.8.3. Représentation spectrale

Les spectres mémorisés sont représentés sur un écran ou imprimés avec la liste des pics pour un diagnostic rapide ou une éventuelle comparaison avec le spectre de référence de la machine, ou des spectres déjà établis.

A- Cas d'une vibration harmonique

Le mouvement vibratoire le plus simple est sinusoïdal (harmonique). Comme il a été vu précédemment, ce phénomène est caractérisé par sa période T , mesurée en secondes. La fréquence f est telle que $f = 1/T$, et la pulsation $\omega = 2\pi f$.

Le déplacement vibratoire s 'exprime alors [5] :

$$S(t) = S_c \cdot \sin(2\pi f t) = S_c \cdot \sin(\omega t)$$

Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, on vérifie que :

$$S_{eff} = 2S_c$$

Ayant mesuré cette valeur, et connaissant la fréquence f , on peut construire un diagramme appelé « spectre d'amplitude » où l'on va porter la valeur efficace en fonction de la fréquence. Pour une vibration sinusoïdale, on obtient un point unique, de coordonnées (f, s) . En pratique, on préfère tracer une raie de hauteur s , située à la fréquence f

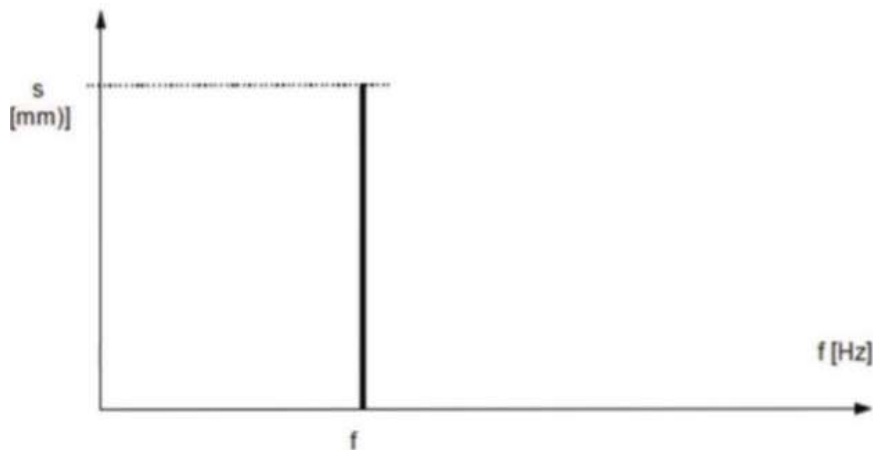


Figure .3.9. Spectre d'amplitude d'une vibration harmonique

B- Cas d'une vibration périodique, mais non-harmonique

Cette vibration est également de période T , mais sa forme n'est pas sinusoïdale.

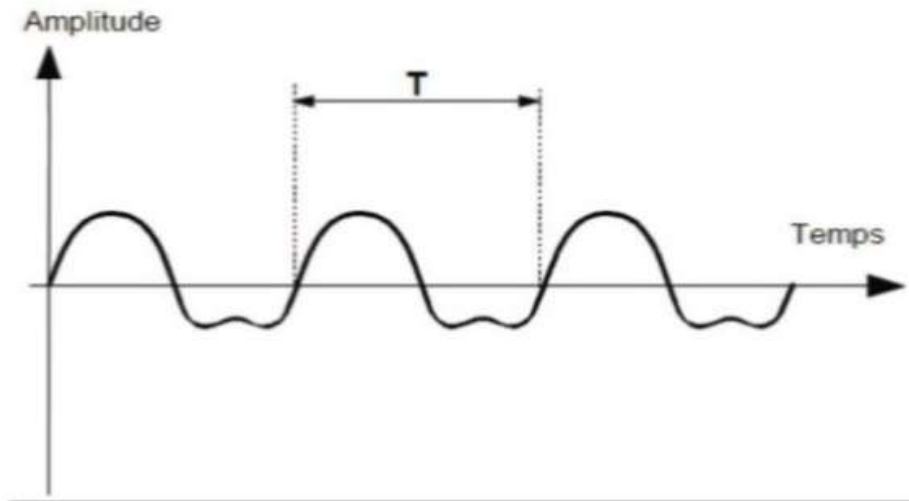


Figure 3.10. Vibration périodique non sinusoïdale

- Déplacement vibratoire

La valeur efficace du déplacement vibratoire s'exprime alors :

$$S_{\text{eff}} = 2Sc$$

On montre qu'une vibration périodique est une somme de vibrations sinusoïdales de fréquences multiples de f . Son spectre est donc constitué de raies aux fréquences f , $2f$, $3f$, ..., dont les hauteurs sont égales aux valeurs efficaces de chaque composante sinusoïdale.

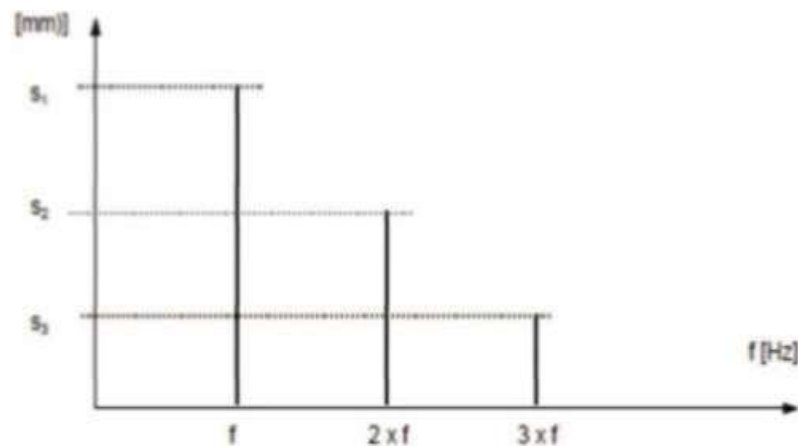


Figure 3.11. Spectre d'amplitude d'une vibration périodique

- Vitesse vibratoire

Si l'on applique l'équation 12 à ce spectre, on constate que les différentes composantes, exprimées en vitesse vibratoire, ont des amplitudes respectives de :

$$v_1 = s_1 \times 2\pi f.$$

$$v_2 = s_2 \times 2\pi (2f).$$

$$v_n = s_n \times 2\pi (nf).$$

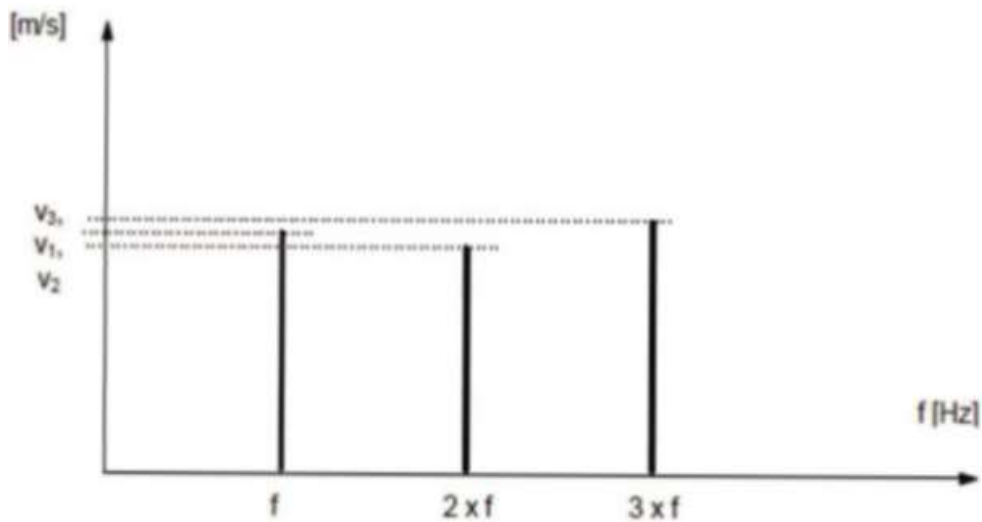


Figure 3.12. Spectre de vitesse vibratoire d'une vibration périodique

- **Accélération vibratoire**

Si l'on applique l'équation 12 à ce nouveau spectre, on ne constate que les différentes composantes, exprimées en accélération vibratoire, ont des amplitudes respectives de :

$$a_1 = s_1 \times (2\pi f)^2.$$

$$a_2 = s_2 \times (2\pi (2f))^2.$$

$$a_n = s_n \times (2\pi (nf))^2.$$

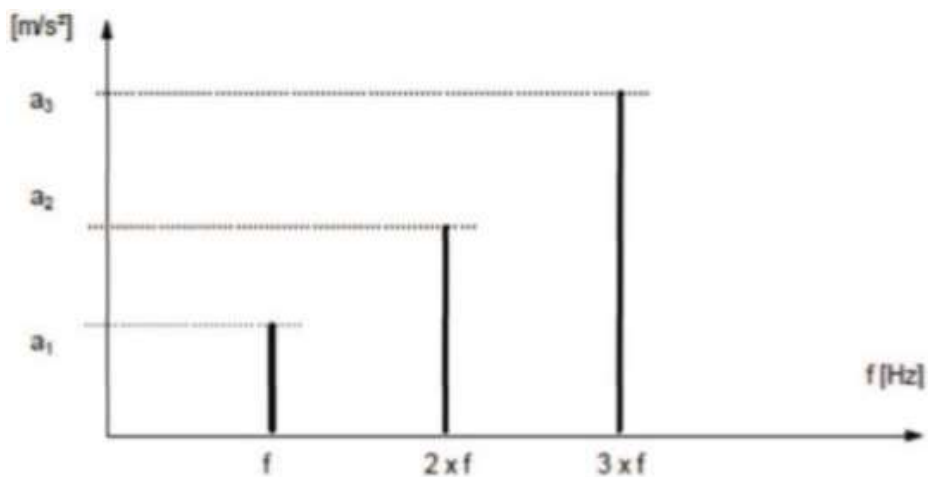


Figure 3.13. Spectre d'accélération vibratoire d'une vibration périodique

On ne constate que le fait de mesurer une grandeur plutôt qu'une autre n'apporte pas d'information supplémentaire sur l'origine des vibrations, mais donne un poids plus important à une zone du spectre.

2.9. Les groupes des machines

L'analyse vibratoire est réalisée sur plusieurs machines tournantes pour cela elles sont regroupées selon les normes par des critères de distinction qui sont la puissance, les fondations et la présence d'effets de masse alternatifs non compensables (par exemple les machines à piston). Ces groupes sont:

- **Groupe I** : Eléments de moteurs ou de machines qui, dans leurs conditions normales de fonctionnement, sont intimement solidaires de l'ensemble d'une machine (par exemple moteur électrique produit en série, puissance jusqu'à 15 kW).
- **Groupe II** : Machines de taille moyenne (en particulier moteurs électriques de puissance comprise entre 15 et 75 kW) sans fondations spéciales. Moteurs montés de façon rigide ou machines (puissance jusqu'à 300 kW) sur fondations spéciales.
- **Groupe III** : Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations lourdes et relativement rigides dans la direction des vibrations.
- **Groupe IV** : Moteurs de grandes dimensions et autres grosses machines ayant leurs masses tournantes montées sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations (par exemple groupes turbogénérateurs, particulièrement ceux qui sont installés sur des fondations légères).
- **Groupe V** : Machines et dispositifs mécaniques d'entraînement avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement rigides dans la direction des vibrations.
- **Groupe VI** : Machines et dispositifs mécaniques d'entraînement avec effets d'inertie non équilibrés (dus au mouvement alternatif des pièces), montés sur des fondations relativement souples dans la direction des vibrations. Machines avec masses tournantes accouplées souplement (par exemple arbres de broyeurs). Machines telles que centrifugeuses avec déséquilibres variables, capables de fonctionner isolément, sans l'aide d'éléments de liaison. Cribles, machines à tester la fatigue dynamique et génératrice de vibrations pour les industries de transformation.

3.10. Seuils de jugement

La norme propose pour chacun des quatre premiers groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants :

- Bon.
- Admissible.
- Encore admissible.
- Inadmissible.

Ces seuils ne sont qu'une proposition basée sur une statistique regroupant de très nombreuses machines de types très différents. Il est de la responsabilité de l'utilisateur d'affiner ces seuils machine par machine, en fonction de leur historique. Ces seuils pourront ainsi être modifiés à la baisse ou à la hausse.

La norme ne propose aucun seuil de jugement pour les machines des groupes V et VI, car ils comprennent les machines alternatives, présentant des comportements très variables en fonction du nombre de cylindres, de l'angle entre ces cylindres et du calage des manetons. Ces groupes comprennent également des machines à balourd variable ou des machines construites spécialement pour vibrer. Les seuils de jugement pour les machines des groupes V et VI ne pourront donc être déterminés que par le constructeur ou l'utilisateur.

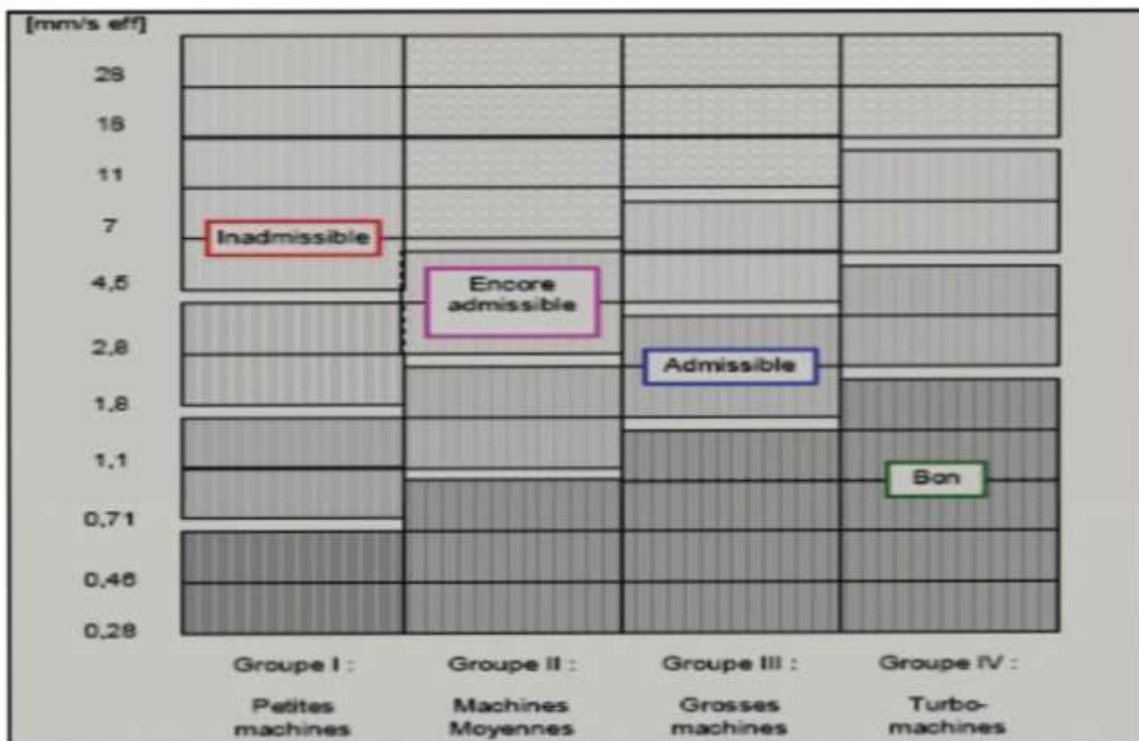


Figure 3.14. Exemple de limites vibratoires proposées par les normes AFNOR E 90-300 ou ISO 2372

2.11. Les défauts des machines tournantes et leurs fréquences :

Cause (défaut)	Fréquence	Amplitude	Remarques	Direction
balourd	$1 * f_{rot}$	Proportionnelle a la vitesse de rotation Un déphasage de 90° sur deux mesures orthogonales	Amplitude max dans la direction radiale	Radiale
Alignement	$2.3 * f_{rot}$	En plus des vibrations radiale vibrations axiale souvent importante	Les mesure axiale doivent effectue sur le palier fixe de la ligne d'arbre	Radiale Axiale
Fixation Serrage	$1.2.3 * f_{rot}$		Aucune déphasage sure deux mesure orthogonale	Radiale
Courroie défectueuse	$1.2.3 * f_{rot}$	Importante dans la direction radiale	Le nombre de battement selon l'état de la courroie	Radiale
Engrenage	$Z * f_{rot}$	Niveau important en accélération	bonds latiales autour de fe	Radiale axiale
Palier lisse (frottement)	$(0.42-0.48) * f_{rot}$	Très important si l'arbre faiblement charger	Vibration rencontrée sure les palier avec arbre grand vitesse	Radiale
Défaut électrique	$1.2.3 * f_{électrique}$	Constante et reproductible	Apparaissent seulement sous tension	Radiale axiale
Défaut hydraulique	Nbre pole $* f_{rot}$	Instable		Radiale axiale
Roulement	Haute fréquence	Non constante	Amplitude max	Radiale axile
Faux round d'un pignon	$F_e = f_{rot}$ pignon		Bandes latérales autour de la fréquence fe	Radiale axile

Tableau 3.1. Les défauts et leurs fréquences

La légende du tableau :

- f_{rot} : fréquence de rotation.
- f_e : fréquence d'engrènement.
- Z : nombre des dents.

Ce tableau est un outil pour identifier les défauts existants dans notre dispositif d'étude.

2.12. Conclusion

Dans ce chapitre, j'ai représenté la méthode de l'analyse vibratoire, qui permettra de mettre en évidence un grand nombre des défauts causeront les pannes dans les machines tournantes par l'identification de leurs fréquences.

Le but de cette méthode est d'éviter les arrêts de production non programmé, augmenter la durée de vie des équipements et assurer un contrôle de qualité permettant de mettre une procédure de maintenance efficace.

Chapitre III

Présentation de l'entreprise

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons l'entreprise UMFPDR / SAIEG SPA (ex MEI), acteur majeur dans le domaine de la maintenance et de la fabrication des pièces de rechange en Algérie. Cette présentation vise à offrir une vue d'ensemble sur son historique, ses domaines d'activité, son organisation structurelle, ainsi que les services techniques qu'elle propose. Nous mettrons également en lumière ses pôles de compétence, ses installations industrielles, ses certifications qualité et ses principaux clients, afin de mieux comprendre son rôle stratégique dans le secteur énergétique national, notamment au service de grandes entreprises comme SONELGAZ et SONATRACH.

3.2. Historique de l'entreprise

Fondée en filiale à fin 1997, l'unité de maintenance et de fabrication des pièces de rechange UMFPDR /SAIEG (Ex Société de Maintenance des Equipements Industriels par abréviation MEI) est issue de la fusion, des ateliers centraux de maintenance, créés en 1984 et des services d'intervention de l'ancienne direction de production de l'électricité de SONELGAZ. Elle est située à 06 km au nord-ouest du chef-lieu de la ville de M'Sila et s'étend sur une superficie totale de 130 000 m² et est composée d'un ensemble de magasins et de bâtiments auxiliaires.

UMFPDR /SAIEG assure essentiellement la maintenance, la réhabilitation d'équipements énergétique ; qu'il s'agisse de turbines, groupes électrogènes, moteurs électriques ou transformateurs et la fabrication de pièces de rechange mécanique nobles.

UMFPDR /SAIEG subi trois opérations de fusion-absorption ; successivement de 'ARMEL', en 2012, 'SKMK' en 2017 et Rouïba éclairage en 2022 qui a donné la naissance de la société algérienne des industries électrique et gazière dénommée SAIEG.

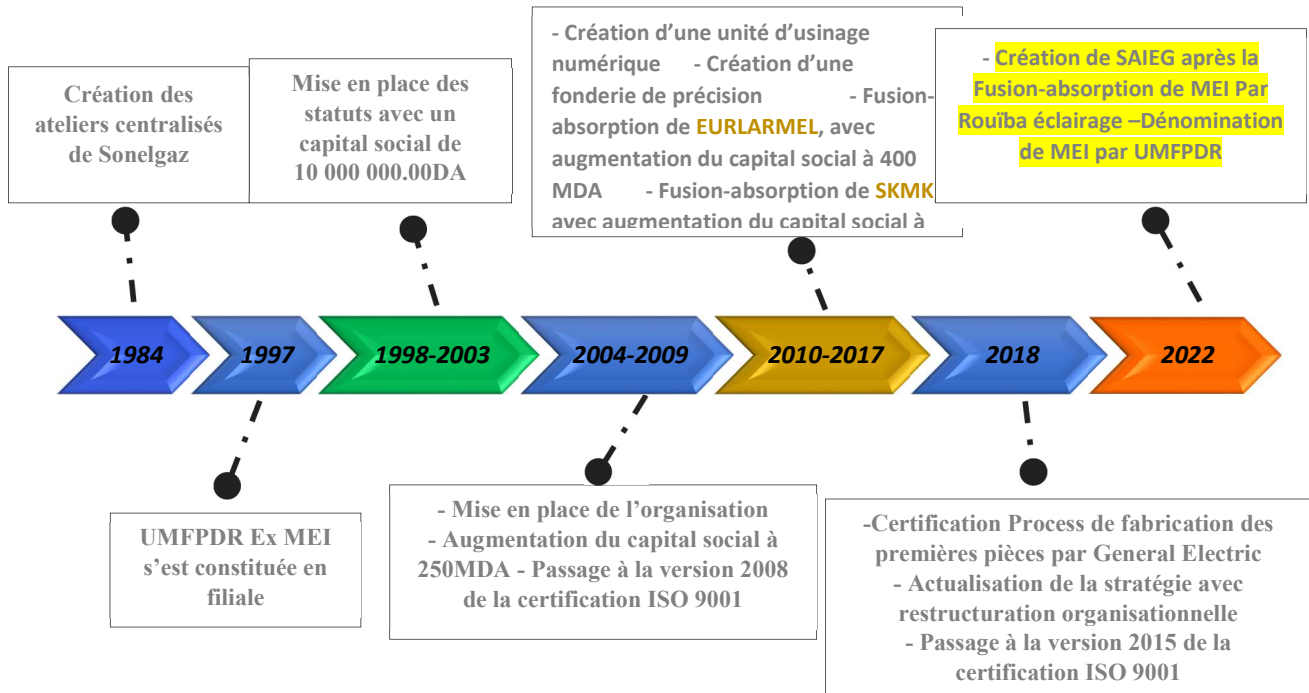


Figure 3.1. Historique de l'entreprise

3.3. Domaines d'activité de l'unité UMFDPDR /SAIEG

- Rénovation des groupes électrogènes en ateliers.
- Inspection des turbines à gaz, à vapeur et groupes Diesel sur site
- Rénovation des machines électriques tournantes MT, BT
- Travaux de grosse mécanique (tournage, fraisage, rectification ...)
- Travaux de grosse mécanique (tournage, fraisage, rectification ...)
- Equilibrage de roues de turbines, de rotors, de gros moteurs électriques, rotors turbocompresseurs et turboalternateurs.
- Traitements thermiques.
- Chaudronnerie (retubage, fabrication de ballon BP, distillateurs thermiques, moules de buses, réparation de vannes hydrauliques, fabrication de baffles et réparation des cheminées de turbines à Gaz
- Réparation de coussinets, tous types confondus...
- Réparation et revêtement des pièces par projection plasma (APS et HVOF).
- Fabrication de Pièces de rechange de dimension moyenne
- Réparation, entretien, expertise et Essais des transformateurs MT/BT en atelier, entretien et réhabilitation des équipements de postes sur site.
- Traitement des huiles diélectriques.
- Fourniture et installation des Transformateurs et des équipements de postes.

- Maintenance, études et installation des systèmes de télésurveillance.
- Maintenance des transformateurs THT/HT/MT en partenariat
- Fabrication par procédés de moulage et usinage numérique des parties noble des Turbines.

Pour soutenir ses activités, **UMFPDR /SAIEG** s'est stratégiquement constituée en deux pôles Opérationnels :

- Le pôle de maintenance qui comporte les activités de réparations mécaniques, réparations Diesel et électriques ;
- Le pôle fabrication de la pièce de rechange –Unité d'usinage numérique et fonderie de précision.

3.4.Pôle Maintenance

3.4.1. Atelier Mécanique

Cet atelier divisé en deux chaînes de réparation mécanique lourde et mécanique légère, l'importance et la multitude des équipements utilisés et le savoir-faire du personnel permettent de répondre à tous les besoins en matière d'usinage et d'équilibrage de pièces mécaniques.

3.4.2. Traitement de surface (Régulage)

L'atelier de traitement des surfaces est composé d'un four d'étamage, de préchauffage de fusion du régule et d'une machine à réguler par centrifugation. Cet atelier répond aux besoins du réglage des coussinets des turboalternateurs des groupes turbines à gaz et turbines à vapeur de diamètre de 100 à 2000 mm ; ainsi que des grands paliers des cimenteries allant jusqu'à 6500mm.

3.4.3. Chaudronnerie & soudure

L'atelier de chaudronnerie et de soudage est destiné à la réparation des ensembles mécano soudés qui prend en charge aussi tous les travaux de chaudronnerie et de soudage.

- Soudage à l'arc électrique.
- Soudage par point résistance
- Soudage TIG
- Soudage MIG-MAG
- Soudage oxyacétylénique

3.4.4. Atelier de métallisation plasma

L'atelier de métallisation plasma (la métallisation par poudre flamme) est un procédé qui consiste à mettre à l'état plasma un métal d'apport noble, à une température de 20 000 C°, et de le projeter par l'intermédiaire d'un gaz transporteur sur une pièce en rotation. Ce procédé est destiné pour le revêtement de pièces cylindriques des parties chaudes des turbines.

3.5.Réparation des machines électriques tournantes

L'Activité réparation d'électromécanique est destinée pour la réparation de moteurs électriques AC de basse tension allant de 1 à 350KW et de moteurs électriques DC allant de 1 à 50KW. Ainsi que les moteur MT, et la réparation des alternateurs...etc. Elle est composée de deux ateliers un sis à M'sila et l'autre à Oran.

L'atelier de M'sila est équipé d'un vireur de démontage, d'un four de décapage, d'un tour à bobiner, d'un stand pour la préparation des isolants, d'un tour à bobiner programmable, d'un stand d'imprégnation et d'une plateforme d'essais des moteurs avec générateur d'induction.

3.5.1. Réparation "Diesel"

3.5.1.1.Atelier Diesel de M'Sila

C'est un atelier conçu pour le démontage et le remontage des moteurs Diesel, de stands divers pour la réparation des sous-ensembles et d'un banc d'essais allant jusqu'a 4MVA.

3.5.1.2.Atelier Diesel de Touggourt

C'est un atelier de proximité, conçu pour palier à la maintenance des groupes électrogènes Diesel, du Sud Est.

3.5.1.3.Atelier Diesel de Béchar

C'est un atelier de proximité, conçu pour palier à la maintenance des groupes électrogènes Diesel, du Sud Ouest.

En plus d'être doté de quatre vireurs lui permettant de manipuler les groupes lors du démontage est aussi équipé de quatre ponts roulants respectivement de 40 tonnes et de 05 tonnes ainsi que de 03 poutres roulantes de 3 tonnes.

3.5.2. Pole Fabrication de la pièce de rechange et des parties nobles des turbines

3.5.2.1.Usinage numérique

A partir de 2013, UMFPDR /SAIEG s'est lancée dans l'usinage d'ailettes de 20 à 100 Méga watts de puissance, destinées à équiper les turbines à gaz et à vapeur des centrales de production de l'électricité de la société de production de Sonelgaz, en important de la matière moulée ou 'Casting'. Ce qui représente, jusque-là 50% de la chaine de valeur de l'ailette.

3.5.2.2.Processus d'usinage numérique

1. Centre d'usinage à 5 axes
2. Machine de mesure tridimensionnelle (MMT)
3. Perçage des trous de refroidissement
4. EDM à fil
5. EDM par enfonçage
6. Revêtement HVOF

7. Répartition des ailettes

3.6. Fonderie de précision

Aussi, pour économiser sur les charges liées à l'importation de matière brute, et par la même, faire des économies en devises, UMFPDR /SAIEG de par sa fonderie de précision aura complété son processus de fabrication à 100%.

3.6.1. Processus de fabrication de castings par fonderie a la cire perdue

1. Injection cire
2. Contrôle Cire
3. Assemblage grappe
4. Enrobage céramique
5. Renforcement moule
6. Desserrage
7. Pré- cuisson
8. Isolation et renforcement du moule avec de la laine de verre
9. Préchauffage
10. Coulée
11. Décochage
12. Tronçonnage
13. Traitement thermique
14. Finition
15. Contrôle final

3.6.2. Intervention sur site du client "Field Service"

Nos équipes d'intervention communément appelées agents techniques d'intervention ; définies à UMFPDR /SAIEG sont affectées aux activités suivantes au niveau des centrales de production de l'électricité :

Les interventions d'urgence, d'entretien et de maintenance des équipements.

De son côté l'équipe d'intervention informe de l'avancement, de la réalisation des activités, ainsi que de toute information utile :

Informations complémentaires sur les événements, les difficultés, les demandes de renforts, ... etc.

Ces agents d'intervention réalisent des interventions techniques telles que des révisions partielles, des révisions générales et des réhabilitations de groupes de production « TV, TG et Diesel », au niveau de toutes les centrales de production de l'électricité de par le territoire

national, afin de satisfaire les demandes du client interne ' Sonelgaz ', dans les UMFPDR /SAIEG
Glleures conditions de sécurité, de qualité, de délais et de coût.

3.6.3. Contrôle qualité

En collaboration étroite avec les principaux acteurs du marché de la maintenance, UMFPDR /SAIEG développe des compétences sur les appareils de mesure et de contrôle qualité tels que :

- Machine de mesures tridimensionnelle 'MMT'
- Bras de robot
- Alignement laser
- Contrôle Non Destructif 'CND' spécifique (Radioscopie et FPI)

Pour des opérations courantes de maintenance et dans le cadre de la démarche qualité ISO 9001 / 2015, UMFPDR /SAIEG a développé et acquis des moyens de :

3.6.4. Contrôles Non Destructifs 'CND'

- Ressuage ou 'PT'
- Magnétoscopie ou 'MT'
- Ultrasons 'UT'
- Tomographie ou 'RT'
- Courant de Foucault ou 'ET'

3.6.5. Contrôles Destructifs

D'autres essais de contrôle, tout aussi importants et complémentaires des précédentes opérations sont utilisés pour des essais de dureté, des mesures d'épaisseur, contrôle dimensionnel, contrôle de rugosité et bien sur les expertises.

Nos solutions en expertise et contrôle sont destinées aux différents secteurs de l'industrie (pétrole et gaz, cimenteries, centrales électriques,) qui exigent non seulement qualité, mais également expertise et réactivité en matière de service.

Compte tenu des exigences qualificatives sécuritaires et des progrès techniques, nos techniciens de contrôle ; au nombre de 10 par des organismes extérieurs agréés et reconnus.

Chaque technicien possède des habitations internes et des certifications d'inspecteurs, délivrées par des instituts externes tels que Vinçotte, YIT Yamani Institut

A 'UMFPDR /SAIEG', le service contrôle qualité a pour unique mission de garantir la conformité des produits livrés au client, lors d'opérations de maintenance et de réhabilitation.

3.7. Le management qualité et le maintien de la certification du SMQ

L'unité de maintenance et de fabrication des pièces de rechange 'UMFPDR /SAIEG (Ex Société de Maintenance des Equipements Industriels par abréviation MEI) a certifié Depuis Octobre

2003 son SMQ selon la norme ISO 9001 version 2000,2008 et 2015. Pour améliorer ses performances environnementales (UMFPDR /SAIEG ex MEI) a lancé une démarche pour obtenir la certification d'un système de management environnemental selon le référentiel ISO 14001. La certification selon les normes 9001 reconnaît l'efficacité de notre organisation et nous permet de garantir la confiance et la satisfaction de nos clients.

3.7.1. Clients

Les principaux clients sont

- SONELGAZ (société de production d'électricité)
- SONATRACH DIVISION PRODUCTION
- SONATRACH TRC
- GENERAL ELECTRIC
- ACC
- CIMENTERIES

3.7.2. Organigramme générale :

L'unité de maintenance et de fabrication des pièces de rechange 'UMFPDR /SAIEG (Ex Société de Maintenance des Equipements Industriels par abréviation MEI) est structurée en 01 service, 04 divisions et deux directions, chapeautées par une direction centrale.

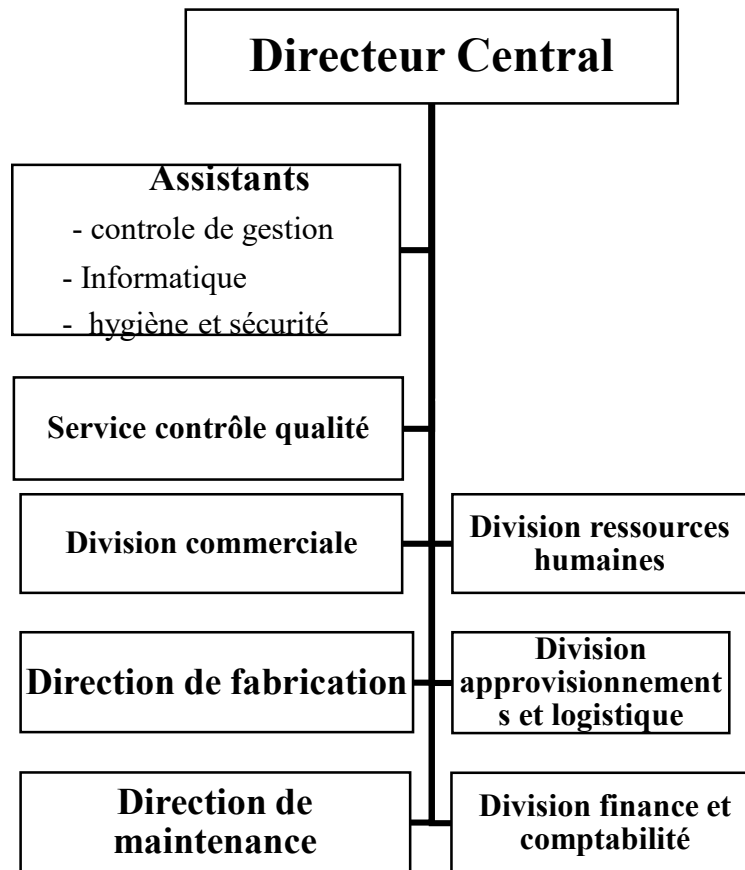


Figure 3.2. Organigramme générale

3.8. Conclusion

L'analyse de l'unité UMFPDR / SAIEG SPA révèle une entreprise dynamique, structurée et en constante évolution, qui a su s'adapter aux exigences technologiques et industrielles du secteur énergétique. Par son expertise diversifiée, son engagement qualité, sa capacité d'innovation et son positionnement stratégique, l'entreprise contribue activement à la fiabilité des installations électriques et gazières en Algérie. Sa transformation progressive à travers les fusions, l'intégration de technologies avancées, ainsi que le renforcement de ses capacités en usinage et en fonderie, témoignent de sa volonté de devenir un acteur incontournable de l'industrie de maintenance et de fabrication locale.

Chapitre IV

Application de l'analyse vibratoire sur une machine au
sein de l'entreprise SAIMEG

4.1. Introduction

Dans le secteur industriel, la fiabilité des machines constitue un enjeu stratégique majeur. En effet, les pannes imprévues peuvent entraîner des interruptions de production, des coûts de réparation élevés, et parfois même compromettre la sécurité des opérateurs. À l'échelle d'une entreprise, ces arrêts non planifiés peuvent provoquer des pertes économiques significatives, affecter les délais de livraison, et nuire à la réputation commerciale [28].

Pour faire face à ces défis, les industriels adoptent de plus en plus des stratégies de maintenance conditionnelle ou prédictive, basées sur des données en temps réel. Parmi les techniques disponibles, l'analyse vibratoire s'est imposée comme un outil de diagnostic fiable, non destructif et sensible, permettant de détecter les anomalies mécaniques bien avant qu'elles ne deviennent critiques. En analysant les signaux vibratoires émis par les composants mécaniques en fonctionnement, il est possible d'identifier des défauts naissants tels que le déséquilibre, le désalignement, les défauts de roulements, ou les jeux excessifs.

Dans cette étude, nous mettons en œuvre une application pratique de l'analyse vibratoire sur une machine jugée critique dans le processus de production de l'entreprise SAIMEG M'Sila, spécialisée dans la maintenance des équipements industriels. L'objectif est de démontrer comment cette méthode peut contribuer à améliorer la fiabilité opérationnelle, réduire les coûts de maintenance, et optimiser la disponibilité de l'équipement.

4.2. Méthodologie

L'approche adoptée repose sur les étapes suivantes :

4.2.1. Identification de la machine cible

La machine étudiée dans le cadre de cette analyse vibratoire est une pompe centrifuge de puissance 7,5 kW, intégrée au système de refroidissement d'une unité de production industrielle. Cette pompe assure la circulation continue du fluide caloporteur, indispensable au maintien de la température optimale de fonctionnement des équipements de fabrication. Son rôle est donc critique pour la stabilité thermique des machines de production, notamment dans des conditions de fonctionnement prolongées ou à haute cadence.

Plusieurs critères ont motivé la sélection de cette machine comme élément cible de l'étude :

- Importance fonctionnelle : La pompe constitue un maillon essentiel du système de refroidissement, et tout dysfonctionnement peut entraîner une surchauffe des équipements, voire des arrêts non planifiés de la chaîne de production.
- Fréquence d'utilisation : La pompe fonctionne de manière quasi continue, avec des cycles journaliers longs, ce qui la soumet à un stress mécanique récurrent.

- Historique de pannes : Des données de maintenance antérieures révèlent une occurrence notable de défaillances, en particulier au niveau des roulements et liées à des niveaux de vibrations anormaux. Ces incidents ont déjà engendré des pertes de production et des coûts de réparation importants.
- Accessibilité pour l'analyse : La configuration physique de la pompe et son emplacement dans l'atelier permettent une instrumentation facile, notamment pour la pose d'accéléromètres et la réalisation de mesures vibratoires dans des conditions représentatives de fonctionnement réel.

En raison de ces éléments, cette pompe centrifuge représente un candidat idéal pour la mise en œuvre d'une stratégie de surveillance conditionnelle fondée sur l'analyse vibratoire. L'objectif est de détecter précocement les dégradations, en particulier celles affectant les roulements, et d'optimiser les actions de maintenance afin de garantir la fiabilité et la disponibilité de l'équipement.

4.2.3. Instrumentation et acquisition des données

Pour surveiller efficacement l'état de la pompe centrifuge sélectionnée, une instrumentation vibratoire de haute précision a été mise en place. L'objectif est de capter les moindres variations dynamiques susceptibles de traduire une anomalie mécanique.

a- Accéléromètres piézoélectriques tri-axes

Des capteurs tri-axes piézoélectriques ont été installés à proximité des deux paliers principaux de la pompe. Ces capteurs permettent une mesure simultanée des vibrations dans trois directions orthogonales :

- **Radiale** : perpendiculaire à l'axe de rotation, elle est particulièrement sensible aux déséquilibres et défauts de roulements.
- **Axiale** : parallèle à l'axe de rotation, elle met en évidence les défauts d'alignement ou les efforts axiaux anormaux.
- **Tangente (ou circonférentielle)** : orientée selon la tangente à la rotation, elle peut capturer certains effets torsionnels ou résonants.

L'emplacement des capteurs a été soigneusement choisi en suivant les recommandations du constructeur et les normes ISO 10816 et ISO 20816 relatives à la surveillance des vibrations des machines tournantes.

b- Système d'acquisition multicanal

Un système d'acquisition de données multicanal professionnel a été utilisé pour collecter les signaux vibratoires en temps réel. Il assure la synchronisation parfaite des signaux mesurés sur

plusieurs points de la machine, condition indispensable pour l'analyse de phénomènes vibratoires complexes (désalignement, résonance croisée, défaut combiné, etc.).

Les paramètres d'acquisition retenus sont les suivants :

- **Bande de fréquence d'analyse** : 0 à 10 kHz

Cette plage permet de couvrir à la fois les basses fréquences (déséquilibre, désalignement, jeux mécaniques) et les hautes fréquences (défauts de roulements, résonance de structure).

- **Résolution fréquentielle** : 0,25 Hz

Elle garantit une précision élevée dans l'identification des pics spectraux, indispensable pour localiser les fréquences caractéristiques des défauts.

- **Durée d'enregistrement** : 10 secondes par mesure

Cette durée permet de capturer plusieurs cycles complets de rotation (en fonction de la vitesse de la pompe) et de s'assurer de la stabilité du spectre dans le temps.

- **Taux d'échantillonnage** : 25,6 kHz

Ce taux respecte le théorème de Nyquist, permettant de mesurer avec fidélité les composantes fréquentielles jusqu'à 10 kHz, tout en minimisant les risques d'aliasing.

c- Conditions opératoires

Les mesures ont été réalisées en régime stable, avec la pompe en fonctionnement normal, afin de garantir la représentativité des données. Des mesures complémentaires ont été effectuées à l'arrêt pour capter les bruits de fond (vibrations structurelles ambiantes), qui ont ensuite été soustraits lors du traitement du signal.

4.3. Modèle mathématique pour le diagnostic des défauts de roulements

4.3.1. Modélisation du signal vibratoire

Le signal vibratoire mesuré peut être modélisé comme une superposition de composantes périodiques associées au fonctionnement normal des éléments tournants et de composantes impulsionnelles, qui traduisent la présence d'anomalies mécaniques localisées [29-31]. Cette représentation reflète la réalité physique du comportement dynamique des machines tournantes, où les défauts tels que les fissures, les impacts ou les détériorations de roulements génèrent des impulsions transitoires récurrentes à chaque passage sous contrainte. Le signal vibratoire mesuré peut être exprimé comme suit :

$$x(t) = x_0(t) + \sum A_i h(t - t_i) \quad (4.1)$$

où :

- $x(t)$: signal mesuré par l'accéléromètre,
- $x_0(t)$: vibration de fond (bruit, fonctionnement normal),

- A_i : amplitude de l'impulsion due au défaut,
- $h(t)$: forme impulsionnelle du défaut,
- t_i : instants d'apparition des chocs,
- N : nombre total d'impulsions détectées.

4.3.2. Transformée d'enveloppe

Pour extraire efficacement les impulsions caractéristiques des défauts mécaniques dans un signal vibratoire, on applique tout d'abord un filtrage passe-bande centré autour de la fréquence de résonance du système mécanique surveillé généralement déterminée par la structure et les propriétés dynamiques du capteur ou du support. Ce filtrage permet de supprimer les composantes à basse fréquence (liées à la rotation normale ou aux bruits de fond) ainsi que les hautes fréquences parasites, en ne conservant que la bande dans laquelle les impacts sont amplifiés naturellement par le système.

Une fois le signal filtré, on lui applique la transformée de Hilbert, qui permet de générer ce qu'on appelle le signal analytique. Cette opération produit une version complexe du signal, à partir de laquelle on peut calculer l'enveloppe du signal. Cette enveloppe correspond à la variation d'amplitude du signal dans le temps, et met en évidence les modulations typiques produites par des chocs mécaniques répétitifs, comme ceux engendrés par un défaut sur un roulement [30-33].

Ainsi, la combinaison du filtrage passe-bande et de la transformée de Hilbert permet de transformer un signal vibratoire complexe et bruité en une forme plus lisible et interprétable, facilitant la détection précoce des défauts localisés à travers l'analyse de son spectre d'enveloppe. La transformée de Hilbert peut exprimer par :

$$e(t) = |H[xf(t)]| \quad (4.2)$$

où :

- $xf(t)$: signal filtré dans la bande de résonance,
- $H[\cdot]$: transformée de Hilbert,
- $e(t)$: signal d'enveloppe.

4.3.3. Calcul des indicateurs statistiques

L'analyse statistique du signal vibratoire dans le domaine temporel permet de quantifier l'état de fonctionnement d'une machine en extrayant des indicateurs simples mais puissants. Ces indicateurs sont utilisés pour détecter l'apparition de défauts, suivre leur évolution dans le temps, et orienter les décisions de maintenance [30]. Parmi les plus couramment utilisés, on trouve:

• **RMS (valeur quadratique moyenne):**

La valeur RMS est un indicateur énergétique du signal. Elle mesure l'intensité globale des vibrations sur une période donnée. Elle est particulièrement sensible aux variations d'amplitude, ce qui en fait un bon marqueur d'un défaut progressif ou d'un déséquilibre croissant.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (4.3)$$

où :

$x(t)$ est le signal vibratoire,

T est la durée d'observation.

Une augmentation anormale de la valeur RMS peut signaler un déséquilibre, un désalignement, ou un jeu mécanique excessif.

• **Kurtosis (Coefficient d'aplatissement):**

Le kurtosis mesure la présence de pics impulsionnels dans le signal. C'est un indicateur très utile pour détecter des défauts de type chocs ou impacts répétés, comme ceux provoqués par une bille détériorée dans un roulement.

$$Kurtosis = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2]^2} \quad (4.4)$$

- Une valeur de kurtosis ≈ 3 indique un signal de type gaussien (comportement normal),
- Une valeur > 5 suggère la présence d'impulsions nettes ou de défauts localisés.

• **Facteur de crête (Crest Factor) :**

Le facteur de crête est le rapport entre la valeur maximale absolue du signal et sa valeur RMS. C'est un indicateur de l'intensité des chocs relatifs à l'énergie globale du signal.

$$CF = \frac{\max(|x(t)|)}{RMS} \quad (4.5)$$

- Des valeurs élevées indiquent des pics transitoires soudains (impacts),
- Une tendance à la baisse peut refléter une usure généralisée sans chocs distincts.

4.4. Traitement des signaux vibratoires

Une fois les signaux vibratoires bruts acquis, plusieurs étapes de traitement du signal sont appliquées afin de révéler les signatures caractéristiques des défauts mécaniques potentiels. Ces traitements permettent de distinguer les anomalies significatives du bruit ambiant ou des composantes normales de fonctionnement [32-33].

4.4.1. Prétraitement du signal

Avant toute analyse fréquentielle, le signal est préparé afin d'éliminer les perturbations non pertinentes :

- **Filtrage passe-bande** (typiquement 10 Hz – 10 kHz) : pour supprimer le bruit basse fréquence (instabilité, balourds transitoires) et les composantes hautes fréquences parasites non représentatives.
- **Suppression de la composante continue (offset)** : pour centrer le signal autour de zéro, condition indispensable à une transformée de Fourier fiable.
- **Fenêtrage** (fenêtre de Hanning) : pour limiter les effets de fuite spectrale lors du passage à la FFT.

4.4.2. Analyse spectrale (Transformée de Fourier rapide – FFT)

L'analyse FFT permet de transformer le signal temporel en un spectre fréquentiel, révélant les fréquences de vibration présentes dans le système :

- Les fréquences de fonctionnement de la pompe (ex. : fréquence de rotation = 25 Hz pour 1500 tr/min) sont d'abord identifiées.
- Les fréquences de défauts typiques des roulements sont calculées à partir des caractéristiques géométriques (BPFO, BPFI, BSF, FTF) et recherchées dans le spectre.
- Des pics anormaux ou des harmoniques (multiples ou sous-multiples de la fréquence de rotation) indiquent des défauts potentiels tels que déséquilibre, désalignement, défaut de pignon ou résonance mécanique.

4.4.3. Analyse de l'enveloppe spectrale

L'analyse de l'enveloppe est particulièrement efficace pour la détection de défauts sur les roulements, souvent masqués dans le spectre classique :

- Filtrage passe-bande haute fréquence (généralement entre 2 et 8 kHz), là où apparaissent les impulsions générées par les chocs entre les éléments du roulement.
- Détection de l'enveloppe via la transformation de Hilbert, qui permet d'extraire l'amplitude modulée du signal vibratoire.
- FFT de l'enveloppe : elle révèle des fréquences de répétition des impacts, correspondant souvent aux fréquences caractéristiques des défauts internes des roulements.

Cette méthode met en évidence des anomalies précoces, souvent invisibles dans l'analyse FFT classique.

4.4.4. Analyse temporelle et temporelle-fréquentielle

En complément de l'analyse spectrale, des outils temps-réel et temps-fréquence sont utilisés :

- Analyse temporelle : examen de la forme d'onde brute pour identifier des impacts ou anomalies transitoires.
- Analyse temps-fréquence (spectrogramme ou transformée en ondelettes) : pour visualiser l'évolution des fréquences dans le temps, utile pour détecter des anomalies intermittentes.

4.4.5. Indicateurs de sévérité

Pour quantifier l'amplitude des anomalies et faciliter le suivi dans le temps :

- RMS (Root Mean Square) : indique l'énergie globale des vibrations.
- Crest Factor (facteur de crête) : sensible aux impulsions brusques.
- Kurtosis : élevé en cas de chocs répétés (défaut de roulement).
- Spectral Kurtosis : utilisé pour localiser la bande de fréquence la plus informative pour l'analyse d'enveloppe.

4.4.6. Comparaison avec les seuils ISO

Les niveaux vibratoires obtenus sont comparés aux seuils définis par la norme ISO 10816 / ISO 20816, selon le type de machine et les conditions de fonctionnement. Cela permet de :

- Classer la gravité de l'état vibratoire (acceptable, à surveiller, critique).
- Planifier une maintenance conditionnelle (maintenance prédictive).

4.5. Analyse des résultats et diagnostic vibratoire

L'analyse des signaux vibratoires acquis a été réalisée à l'aide de la transformée de Fourier rapide (FFT) ainsi que de l'analyse du spectre d'enveloppe.

La FFT a permis de convertir les signaux temporels en spectres fréquentiels, facilitant ainsi l'identification des composantes de fréquence associées aux phénomènes vibratoires typiques du fonctionnement normal ou anormal de la machine.

En complément, l'analyse du spectre d'enveloppe a été utilisée pour détecter les modulations de haute fréquence générées par des impacts répétitifs, souvent causés par des défauts localisés tels que les fissures, les piqûres ou les jeux excessifs dans les éléments tournants, notamment les roulements.

Cette double approche a permis de mettre en évidence les signatures caractéristiques des défaillances mécaniques potentielles, telles que les défauts de roulement, les déséquilibres, les désalignements ou les défauts d'engrenage, en fournissant des indices précis sur leur localisation et leur gravité.

4.5.1. Spectres de vibration

Les spectres FFT des signaux vibratoires mesurés dans les trois directions radiale, axiale et tangente révèlent la présence de composantes fréquentielles marquées à des fréquences multiples de la vitesse de rotation de l'arbre (notées 1x, 2x, 3x, etc.).

Ces harmoniques de la fréquence de rotation sont typiquement associées à des anomalies mécaniques courantes dans les systèmes tournants. La présence dominante de la composante 1x (la fréquence fondamentale de rotation) dans la direction radiale peut être interprétée comme un indicateur d'un déséquilibre du rotor, qui génère une force centrifuge proportionnelle à la masse déséquilibrée et à la vitesse de rotation.

Les composantes à 2x ou 3x, lorsqu'elles sont particulièrement marquées dans les directions axiale ou tangentielle, peuvent suggérer d'autres types de défaillances, telles qu'un défaut d'alignement entre l'arbre et ses supports ou des déformations mécaniques structurelles. De plus, l'observation conjointe des spectres dans les trois axes permet de mieux localiser la source des vibrations et d'établir un diagnostic plus fiable en croisant les indices issus des différentes directions de mesure.

Ainsi, cette analyse fréquentielle constitue un outil essentiel pour la détection précoce des défauts mécaniques, en permettant d'anticiper les défaillances critiques et d'optimiser la planification des interventions de maintenance.

En particulier :

- **Direction radiale** : Une forte composante à 1x (fréquence de rotation), accompagnée de modulations secondaires, suggère un déséquilibre du rotor.

Modèle d'un déséquilibre : composante 1x dominante peut exprimer la direction radiale par l'équation suivante :

$$x_r(t) = 1.2 * \sin(2\pi * f_{rot} * t) + n_r(t) \quad (4.6)$$

Avec :

$f_{rot}=50$ Hz (fréquence de rotation)

$n_r(t) \sim N(0, 0.2^2)$ (bruit blanc gaussien)

- **Direction axiale** : Des composantes importantes à 2x et 3x peuvent être associées à un mauvais alignement entre la pompe et le moteur.

Composantes à 2x et 3x caractéristiques d'un désalignement peut exprimer comme suit :

$$x_a(t) = 0.6 * \sin(2\pi * 2f_{rot} * t) + 0.4 * \sin(2\pi * 3f_{rot} * t) + n_a(t) \quad (4.7)$$

Avec

$n_a(t) \sim N(0, 0.2^2)$

- **Direction tangente** : Des pics à haute fréquence superposés à un bruit large bande ont été observés, ce qui peut indiquer des défauts de roulements.

Il peut exprimer la faible vibration dans cette direction comme suit :

$$x_r(t) = 0.3 * \sin(2\pi * f_{rot} * t) + n_t(t) \quad (4.8)$$

Avec

$$n_t(t) \sim N(0, 0.1^2)$$

La simulation vise à reproduire des signaux vibratoires typiques d'équipements tournants en fonctionnement, avec l'introduction contrôlée de défauts mécaniques. Cela permet de tester les méthodes d'analyse fréquentielle (FFT, spectre d'enveloppe) et temporelle (RMS, kurtosis, etc.) dans un cadre numérique avant l'analyse expérimentale. Les paramètres de simulation sont montrés dans le tableau suivant (Tableau 4.1) :

Tableau 4.1. Les paramètres de simulation de spectre FFT simulé

Paramètre	Valeur
Fréquence de rotation	25 Hz (correspond à 1500 tr/min)
Fréquence d'échantillonnage	10 000 Hz
Durée du signal	2 secondes
Nombre total d'échantillons	20 000
Type de capteur	Accéléromètre piézoélectrique
Directions mesurées	Radiale, Axiale, Tangentielle
Fenêtre de traitement	Hanning
Type de défaut simulé	Déséquilibre, Défaut d'alignement, Défaut de roulement
Amplitude du bruit ajouté	0.05 (bruit gaussien simulé)
Bande de fréquence d'analyse	10 Hz – 500 Hz
Méthode de post-traitement	FFT + Spectre d'enveloppe + Statistiques (RMS, Kurtosis)

Les résultats de simulation sont montrés par la figure suivante (Figure 4.1) :

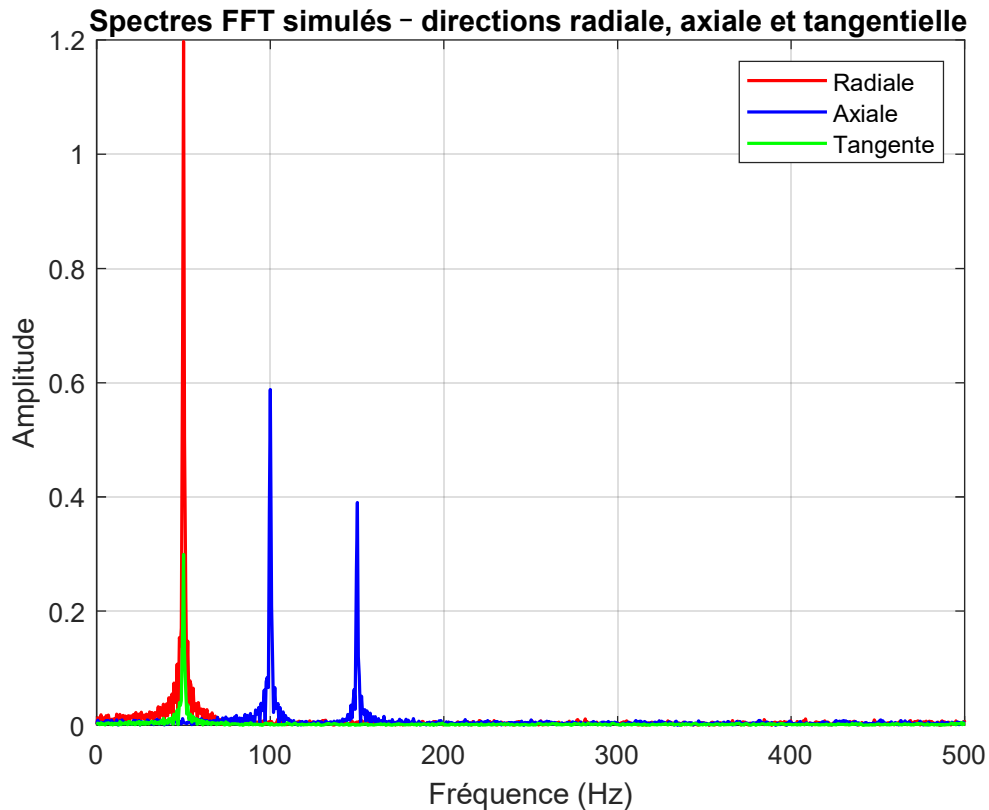


Figure 4.1. Spectres FFT simulés – directions radiale (rouge), axiale (bleue) et tangentielle (verte).

Figure 4.1 illustre les résultats de la simulation du signal vibratoire dans le domaine fréquentiel, obtenus après application de la transformée de Fourier rapide (FFT). Cette figure met en évidence les composantes spectrales caractéristiques associées aux défauts mécaniques simulés (déséquilibre, défaut d'alignement, anomalies de roulement, etc.).

On voit qu'une composante dominante apparaît autour de 25 Hz dans la direction radiale (rouge), ce qui correspond à la fréquence de rotation de l'arbre (ex. : 1500 tr/min). Cela indique un déséquilibre rotorique, classique dans cette direction. Des pics marqués à environ 50 Hz et 75 Hz sont présents dans la direction axiale (bleue), suggérant un défaut d'alignement ou une résonance. La présence de ces harmoniques ($2\times$ et $3\times$) est typique des sollicitations mécaniques anormales ou non linéaires. La direction tangentielle (verte) présente une faible activité vibratoire, ce qui est généralement le cas en l'absence de sollicitations spécifiques sur cet axe. Le diagnostic détaillé basé sur les fréquences observées est montré dans le tableau suivant (Tableau 4.2) :

Tableau 4.2. Diagnostic basé sur les fréquences observées

Fréquence approx. (Hz)	Direction dominante	Diagnostic probable
~25	Radiale (rouge)	Déséquilibre de masse (1×)
~50	Axiale (bleue)	Défaut d'alignement (2×)
~75	Axiale (bleue)	Défaut d'alignement ou résonance

4.5.2. Analyse par spectre d'enveloppe

Le spectre d'enveloppe, appliqué principalement sur le signal radial après un filtrage passe-bande centré autour de la bande de résonance des roulements, s'est révélé particulièrement efficace pour détecter des défauts caractéristiques au sein des éléments roulants. Cette méthode d'analyse a permis de faire apparaître clairement des fréquences de défaut spécifiques, telles que la fréquence de défaut de la cage (FTF), des billes (BSF), de la bague intérieure (BPFI) et de la bague extérieure (BPFO). Ces composantes fréquentielles, souvent masquées dans le spectre de vibration classique, deviennent nettement identifiables grâce à l'extraction de l'enveloppe, facilitant ainsi un diagnostic précoce et fiable de l'état des roulements [34-36].

- **Fréquence de défaut de la cage (FTF) :** Présente à basse fréquence et la fréquence de défaut sur la bague extérieure est donné par :

$$FTF = \frac{1}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos\beta) \quad (4.9)$$

- **Fréquences de défaillance des billes (BSF) et de la bague extérieure (BPFO) :** Observées dans la gamme moyenne-haute du spectre et leurs relations mathématiques sont les suivantes :

$$BSF = \frac{D}{2d} f_r (1 - (\frac{d}{D} \cos\beta)^2) \quad (4.10)$$

$$BPFO = \frac{n}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos\beta) \quad (4.11)$$

- **Amplitudes anormalement élevées :** à ces fréquences suggèrent un début de dégradation des roulements.

$$BPFO = \frac{n}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos\beta) \quad (4.12)$$

Afin de simuler les différents types de défauts susceptibles d'affecter les roulements (défauts sur la bague intérieure, la bague extérieure, les éléments roulants, ou la cage), nous avons défini un ensemble de paramètres de simulation représentatifs des conditions réelles de fonctionnement. Ces paramètres incluent notamment la fréquence de rotation de l'arbre, les caractéristiques géométriques du roulement (diamètre, nombre de billes, angle de contact), ainsi que la position et la profondeur du défaut. Le tableau 4.3 ci-dessous présente de manière synthétique l'ensemble des paramètres utilisés pour la modélisation et la génération des signaux vibratoires associés à chaque scénario de défaut.

Tableau 4.3. Paramètres de simulation – Analyse du spectre d'enveloppe

Catégorie	Paramètre	Symbole / Variable	Valeur	Unité	Remarques
Roulement	Nombre de billes	n	8	—	Standard pour roulement à billes
Roulement	Diamètre d'une bille	d	8	mm	Converti en mètres
Roulement	Diamètre cercle primitif	D	40	mm	Converti en mètres
Roulement	Angle de contact	β	0	rad	Roulement radial (contact axial nul)
Roulement	Vitesse de rotation	f_r	30	Hz	= 1800 tr/min
Roulement	BPFO	—	96.00	Hz	Défaut bague extérieure
Roulement	BPFI	—	144.00	Hz	Défaut bague intérieure
Roulement	BSF	—	72.00	Hz	Rotation bille
Roulement	FTF	—	12.00	Hz	Rotation de la cage
Signal Vibratoire	Fréquence porteuse	f_c	5000	Hz	Zone résonante mécanique
Signal Vibratoire	Fréquence de modulation	f_m	96	Hz	Simule un défaut
Signal Vibratoire	Profondeur de modulation	m	0.6	—	Intensité du défaut
Signal Vibratoire	Bruit ajouté	—	0.2 (écart-type)	—	Bruit mécanique simulé
Acquisition	Fréquence d'échantillonnage	F_s	20000	Hz	Couvre largement f_c
Acquisition	Durée d'enregistrement	T_{total}	1	s	$L = F_s \times T$
Acquisition	Nombre d'échantillons	L	20000	—	Bonne résolution fréquentielle
Acquisition	Type de filtrage	—	Passe-bande	—	Autour de f_c
Acquisition	Bande de filtrage	—	[4000, 6000]	Hz	Filtrage FFT/Hilbert

Les résultats issus de la simulation, permettant d'illustrer l'impact des différents défauts de roulement sur la réponse vibratoire du système, sont présentés dans la figure suivante (Figure 4.2). Cette figure met en évidence les signatures caractéristiques générées par chaque type de défaut, notamment en termes de fréquence, d'amplitude et de forme d'onde, ce qui permet de

valider la pertinence du modèle utilisé et de confirmer la correspondance entre les défauts simulés et les composantes fréquentielles attendues.

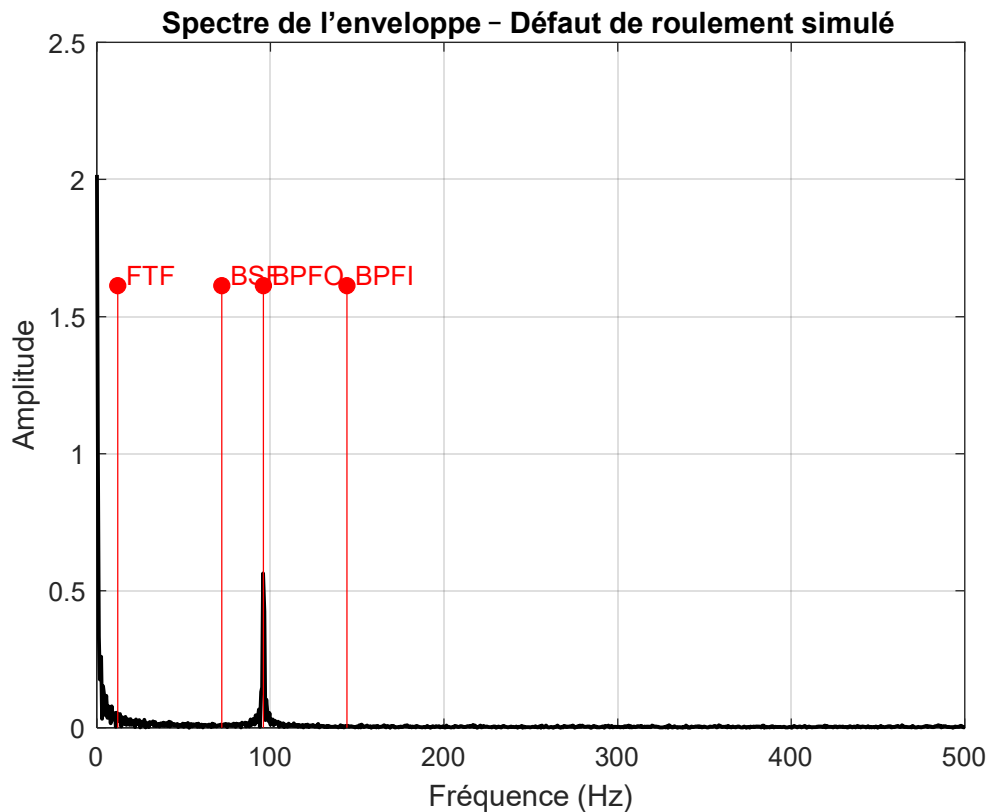


Figure 4.2. Spectre de l'enveloppe – défauts de roulement simulés

Le spectre d'enveloppe obtenu dans la figure 4.2 présente un pic marqué à la fréquence BPFO (Ball Pass Frequency Outer race), soit environ 96 Hz. Ce résultat valide la présence d'un défaut sur la bague extérieure. Les autres fréquences caractéristiques (BPFI, BSF, FTF) ne présentent pas de pics significatifs, ce qui suggère que les autres éléments du roulement sont en bon état (voir tableau 4.4).

Tableau 4.4. Analyse des fréquences caractéristiques détectées dans le spectre d'enveloppe

Fréquence caractéristique	Valeur (Hz)	Présence dans le spectre	Interprétation
BPFO (bague extérieure)	≈ 96	✓ Oui (pic net)	Défaut confirmé
BPFI (bague intérieure)	≈ 144	✗ Absent	Aucun défaut détecté
BSF (billes)	≈ 72	✗ Non significatif	Pas de défaut détecté
FTF (cage)	≈ 12	✗ Faible ou absent	Pas de dommage détecté

Les résultats de cette figure mettent en évidence les signatures caractéristiques générées par chaque type de défaut, notamment en termes de fréquence, d'amplitude et de forme d'onde. On y observe des différences notables entre les défauts localisés sur la bague intérieure, la bague extérieure, les éléments roulants et la cage. Par exemple, les défauts sur la bague extérieure se traduisent généralement par des impulsions périodiques à des intervalles fixes, tandis que les défauts sur les billes produisent des modulations plus complexes dues à la variation de contact au cours de la rotation. Ces observations confirment la pertinence du modèle de simulation utilisé, et montrent que les signatures vibratoires simulées sont en adéquation avec les fréquences caractéristiques théoriques calculées à partir des paramètres géométriques du roulement. Ainsi, cette étape de simulation constitue une base fiable pour valider les méthodes d'analyse vibratoire appliquées dans la détection précoce des défaillances.

4.6. Analyse comparative des résultats simulés et expérimentaux

4.6.1. Méthodologie de comparaison

Pour valider la fiabilité du modèle de simulation développé, une comparaison a été réalisée entre les résultats obtenus numériquement et les données expérimentales recueillies sur un banc d'essai instrumenté. Les signaux vibratoires, acquis dans des conditions similaires à celles simulées, ont été traités par filtrage passe-bande et analyse du spectre d'enveloppe afin d'extraire les fréquences caractéristiques associées aux défauts de roulement. Cette démarche a permis d'établir une correspondance précise entre les signatures vibratoires simulées et mesurées.

4.6.2. Interprétation des résultats par type de défaut

- **Défaut sur la bague extérieure (BPFO) :** La fréquence caractéristique BPFO est clairement identifiable dans les deux cas, avec des impulsions régulières observées principalement dans la direction radiale. Les signaux simulés reproduisent fidèlement cette signature, confirmant la validité du modèle pour ce type de défaut.
- **Défaut sur la bague intérieure (BPFI) :** Les résultats montrent une modulation prononcée autour de la fréquence BPFI dans les signaux simulés, en cohérence avec les mesures expérimentales, notamment sous charge. Cette correspondance valide l'hypothèse de modélisation adoptée pour représenter ce défaut.
- **Défaut sur les éléments roulants (BSF) :** Les analyses mettent en évidence des modulations complexes et des raies latérales dans le spectre d'enveloppe. Malgré une intensité légèrement inférieure dans les données expérimentales, la présence de ces composantes confirme la capacité du modèle à simuler avec précision ce type de défaillance.

- **Défaut sur la cage (FTF)** : Les composantes à basse fréquence caractéristiques d'un défaut de cage sont détectées dans les deux approches, bien que leur amplitude soit plus faible expérimentalement. Cela souligne la sensibilité de la méthode d'analyse adoptée.

4.6.3. Tableau comparatif des fréquences caractéristiques

Le tableau comparatif des fréquences caractéristiques est un outil essentiel pour le diagnostic des défauts de roulements. Il permet de comparer les fréquences théoriques, calculées à partir des dimensions géométriques du roulement et de sa vitesse de rotation, avec les fréquences observées expérimentalement dans les spectres vibratoires (Tableau 4.5) :

Tableau 4.5. Comparaison des fréquences caractéristiques

Type de défaut	Fréquence théorique (Hz)	Simulation (Hz)	Expérience (Hz)	Écart relatif (%)
BPFO (bague extérieure)	96	95.5	97	±0.6
BPFI (bague intérieure)	144	144.2	143.8	±0.1
BSF (éléments roulants)	72	71.4	72.1	±1.2
FTF (cage)	12	11.8	12.1	±2.0

La forte corrélation entre les fréquences extraites des simulations et celles mesurées expérimentalement témoigne de la robustesse du modèle numérique. Les faibles écarts observés peuvent être attribués à des facteurs tels que les conditions de fonctionnement réelles, la variabilité des matériaux, ou les effets dynamiques non modélisés. Globalement, cette comparaison valide la méthodologie employée et confirme que l'analyse du spectre d'enveloppe constitue un outil efficace pour la détection précoce des défauts dans les roulements.

4.7. Indicateurs temporels et statistiques

En complément de l'analyse fréquentielle, une étude des signaux vibratoires dans le domaine temporel a été réalisée afin d'extraire des indicateurs statistiques pertinents pour le diagnostic de l'état des roulements. Cette approche permet de détecter des anomalies non visibles dans le spectre de fréquence, notamment en cas de phénomènes transitoires ou non stationnaires.

Parmi les indicateurs extraits, on retrouve :

- RMS (Root Mean Square) : Représente l'énergie moyenne du signal.
- Kurtosis: Mesure la "pointedness" de la distribution du signal.
- Crest Factor : Rapport entre l'amplitude maximale et la valeur RMS.

Les résultats obtenus montrent qu'une valeur élevée du kurtosis, supérieure à 5, a été relevée sur le capteur placé dans la direction radiale. Cette observation est significative, car elle est typiquement associée à la présence de chocs intermittents. Ces indicateurs temporels, combinés à l'analyse fréquentielle, permettent un diagnostic plus complet (voir tableau 4.6).

Tableau 4.6. Valeurs des indicateurs temporels selon le type de défaut

Scénario de roulement	RMS (m/s ²)	Kurtosis	Crest Factor
Roulement sain	0.52	3.1	3.2
Défaut bague extérieure (BPFO)	1.08	5.7	5.9
Défaut bague intérieure (BPFI)	1.26	6.2	6.5
Défaut éléments roulants (BSF)	0.97	5.3	5.5
Défaut de cage (FTF)	0.84	4.6	4.8

Ces résultats montrent que les valeurs de kurtosis et de crest factor augmentent sensiblement en présence de défauts localisés, en particulier sur les bagues du roulement. Le kurtosis dépasse systématiquement le seuil de 5 dans les cas de roulement endommagé, ce qui confirme sa pertinence comme indicateur de chocs impulsifs.

4.7.1. Seuils de détection et classification automatique des défauts

À partir des indicateurs extraits dans le domaine temporel, il est possible de définir des seuils de détection qui permettent d'identifier précocement la présence de défauts dans les roulements. Ces seuils sont généralement établis en comparant les valeurs mesurées aux niveaux de référence issus de l'état sain du système. Par exemple :

- Un kurtosis supérieur à 5 est souvent considéré comme un indicateur fiable de la présence de chocs dus à un défaut localisé ;
- Un crest factor dépassant 5 signale des impulsions anormales d'amplitude élevée ;
- Une augmentation du RMS de plus de 100 % par rapport à l'état sain peut indiquer une dégradation progressive.

Ces seuils permettent une détection conditionnelle simple, mais restent sensibles au bruit et aux variations de fonctionnement. Pour surmonter ces limites, une approche plus robuste consiste à utiliser des algorithmes de classification automatique.

4.7.2. Approche basée sur l'apprentissage supervisé

Afin d'améliorer la capacité de diagnostic, les indicateurs statistiques extraits peuvent être utilisés comme vecteurs de caractéristiques dans un modèle de classification supervisée. Plusieurs algorithmes sont adaptés à cette tâche, notamment :

- **k-Nearest Neighbors (k-NN)** : Simple à implémenter, efficace pour des classes bien séparées.

- **Support Vector Machines (SVM)** : Performant pour la détection de défauts même en cas de forte variabilité.
- **Random Forest** : Robuste aux données bruitées et capable de traiter des relations non linéaires.
- **Réseaux de neurones (ANN)** : Appropriés pour modéliser des comportements complexes et non linéaires.

4.7.3. Processus de classification

Le processus général de classification se déroule en plusieurs étapes :

1. **Extraction des caractéristiques** : à partir des signaux temporels (RMS, kurtosis, crest factor, etc.).
2. **Étiquetage des données** : chaque échantillon est associé à une classe (ex. : sain, BPFO, BPFI, BSF, FTF).
3. **Entraînement du modèle** : le classifieur apprend à distinguer les classes sur un jeu de données d'apprentissage.
4. **Validation et test** : la performance est évaluée sur des données indépendantes (précision, sensibilité, taux d'erreur, etc.).

4.7.4. Résultats attendus

Des études antérieures ont montré que l'utilisation conjointe de kurtosis, crest factor et RMS permet d'atteindre une précision de classification supérieure à 95 % pour des roulements présentant des défauts typiques. La combinaison d'indicateurs temporels et fréquentiels améliore encore les performances.

L'intégration d'une démarche de classification automatique fondée sur les indicateurs extraits des signaux vibratoires offre une solution puissante et évolutive pour le diagnostic des roulements. Elle permet non seulement de détecter précocement les défauts, mais également de les identifier et de les localiser, ouvrant ainsi la voie à des stratégies avancées de maintenance prédictive.

4.8. Diagnostic de différents défauts de l'alternateur au sein de l'entreprise SAIMEG à M'Sila

Dans le cadre de la maintenance prédictive des équipements tournants de l'entreprise SAIMEG à M'Sila, une attention particulière a été portée à l'analyse vibratoire de l'alternateur, composant stratégique dans le système de génération et de distribution de l'énergie électrique. En effet, toute défaillance de cet élément peut engendrer non seulement des interruptions de production, mais aussi des dommages en cascade sur les autres composants du système.

Ce diagnostic s'inscrit dans une démarche proactive visant à anticiper les défaillances, réduire les arrêts non planifiés, et optimiser la durée de vie des équipements. L'approche adoptée repose sur l'enregistrement et l'analyse des signaux vibratoires issus de capteurs piézoélectriques tri-axes, fixés sur les points critiques de l'alternateur. Ces signaux sont ensuite traités dans les domaines temporel et fréquentiel afin d'identifier les signatures caractéristiques des défauts. L'objectif principal de cette étude est de détecter précocement les anomalies d'origine mécanique (déséquilibre, défaut de roulement, désalignement) ou électromagnétique (défaut d'induit ou de bobinage, déséquilibre de champ magnétique) susceptibles de compromettre la fiabilité et les performances de l'alternateur. L'analyse vibratoire s'avère ici un outil de diagnostic puissant, complémentaire aux méthodes classiques d'inspection, permettant d'implémenter une stratégie de maintenance conditionnelle optimisée.

4.8.1. Méthodologie employée

L'alternateur a été équipé d'accéléromètres piézoélectriques tri-axes fixés sur les paliers, avec acquisition de signaux dans les directions radiale, axiale, et tangente. Une analyse fréquentielle par transformée de Fourier (FFT) a été réalisée, complétée par une analyse du spectre d'enveloppe pour la détection des défauts localisés de roulements. Des indicateurs statistiques comme le RMS, kurtosis et crest factor ont également été extraits pour valider les hypothèses vibratoires.

L'alternateur a été instrumenté à l'aide d'accéléromètres piézoélectriques tri-axes, soigneusement fixés sur les paliers pour assurer une bonne transmission des vibrations mécaniques. Les capteurs ont été orientés selon trois directions principales : radiale, axiale et tangente, afin de capturer l'ensemble des composantes vibratoires générées par le fonctionnement de la machine.

La collecte des signaux vibratoires a été effectuée à l'aide d'un analyseur multicanal de haute résolution, garantissant une précision élevée dans la mesure des amplitudes et des fréquences. Une première étape d'analyse fréquentielle a été conduite à l'aide de la transformée de Fourier rapide (FFT), permettant de visualiser les fréquences de fonctionnement de l'alternateur ainsi que les éventuelles harmoniques et modulations révélatrices de défauts mécaniques ou électromagnétiques.

En complément, un filtrage passe-bande centré sur la fréquence de résonance des roulements a été appliqué pour isoler les composantes impulsionnelles. Ce signal filtré a ensuite été traité par transformation de Hilbert afin d'obtenir le spectre d'enveloppe, outil particulièrement adapté à la détection des défauts localisés de roulements (fissures, piqûres, usures).

4.8.2. Types de défauts détectés

L'analyse vibratoire approfondie, réalisée sur les signaux enregistrés au niveau de l'alternateur de l'entreprise SAIMEG à M'Sila, a permis d'identifier plusieurs types de défauts mécaniques et électromagnétiques, grâce à la combinaison de méthodes fréquentielles (FFT), temporelles et d'enveloppe :

a. Déséquilibre rotorique

Mis en évidence par une composante dominante à la fréquence de rotation ($1\times$) dans la direction radiale. Ce défaut est typique d'une répartition inégale de la masse sur le rotor, provoquant une force centrifuge périodique.

La simulation de déséquilibre du rotor vise à reproduire numériquement le comportement vibratoire d'un rotor présentant un léger déséquilibre. Cela permet de valider les techniques de détection (comme la FFT) en générant un signal contenant les caractéristiques vibratoires typiques de ce défaut. Les paramètres de simulation sont présentés sur le tableau 4.7.

Tableau 4.7. Paramètres de simulation pour le déséquilibre rotorique

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Remarques
Fréquence d'échantillonnage	F_e	20 000	Hz	Doit être $> 10\times$ la fréquence maximale attendue
Durée du signal	T	2	s	Permet une bonne résolution fréquentielle
Fréquence de rotation	f_{rot}	25	Hz	Correspond à 1500 tr/min
Nombre d'échantillons	N	40 000	-	Calculé par $N=F_e\times T$
Composante dominante (déséquilibre)	-	0.8	g	Présente à f_{rot}
Bruit ajouté	-	0.05	g RMS	Bruit blanc gaussien simulé
Type de fenêtre	-	Hanning	-	Pour réduire les effets de fuite spectrale
Bande passante de filtrage	-	500 – 7000	Hz	Utilisée pour extraire la zone de résonance

La figure suivante (Figure 4.3) montre le spectre fréquentiel obtenu après application de la FFT sur un signal simulé.

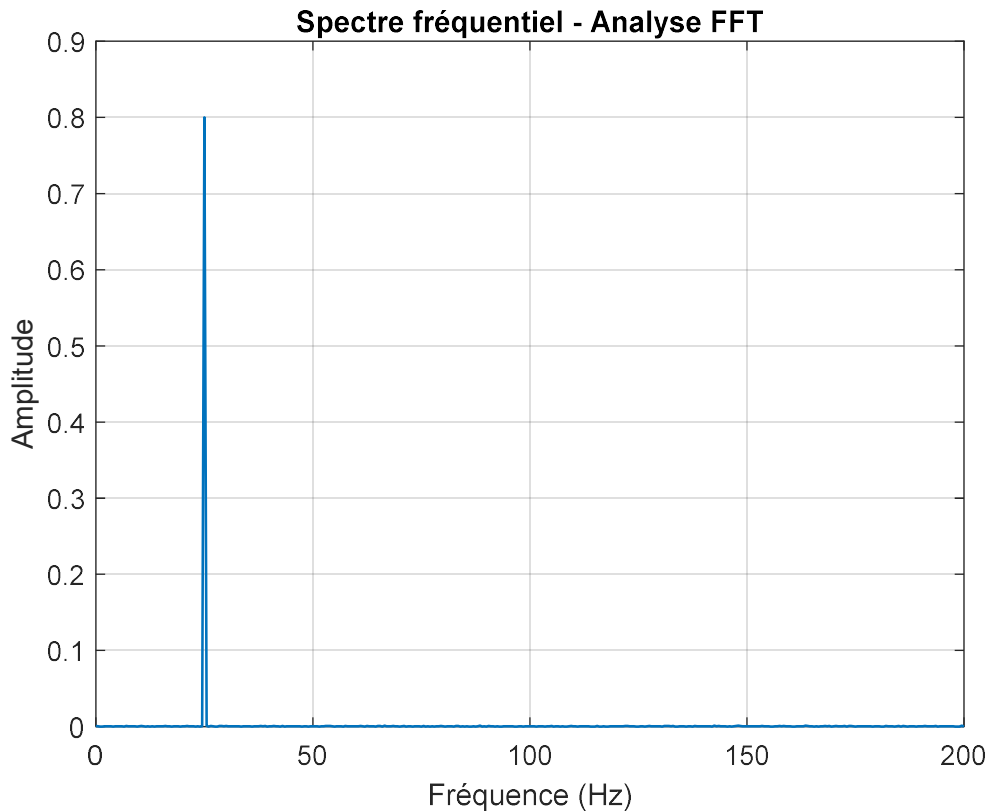


Figure 4.3. Spectre fréquentiel de défauts de déséquilibre rotorique

Le spectre de la figure 4.3 montre une seule composante spectrale dominante à environ 25 Hz, avec une amplitude significative d'environ 0.8. Cela correspond à la fréquence de rotation de l'arbre (1500 tr/min). L'absence d'autres pics ou harmoniques indique que le signal est essentiellement sinusoïdal et stable, ce qui est caractéristique d'un déséquilibre rotorique pur. Cette simulation confirme que le déséquilibre rotorique se traduit par une raie unique à la fréquence de rotation dans le spectre FFT. Cette signature vibratoire permet de distinguer le déséquilibre d'autres défauts comme le désalignement ou les défauts de roulements, qui produisent des harmoniques ou des composantes latérales supplémentaires.

b. Défaut d'alignement

Détecté par la présence de composantes vibratoires à $2\times$ la fréquence de rotation dans les directions radiale et axiale, souvent accompagnées d'une élévation du niveau RMS. Ce type de défaut résulte d'un mauvais alignement entre l'arbre de l'alternateur et les autres éléments couplés (pompe, moteur...).

Dans le cadre de cette simulation, un signal vibratoire a été généré en intégrant une composante à $2\times$ la fréquence de rotation, typique d'un défaut d'alignement. Cette signature est souvent plus marquée dans les directions radiale et axiale, là où les contraintes mécaniques induites par le défaut se manifestent le plus.

Cette simulation permet donc de caractériser le défaut d'alignement à travers des indicateurs précis, utiles en maintenance conditionnelle pour intervenir avant qu'un désalignement n'entraîne des dommages plus graves comme une usure prématurée des roulements, des accouplements ou des arbres. Les paramètres de simulation de défaut d'alignement sont illustrés dans le tableau 4.8 ci-dessous :

Tableau 4.8. Paramètres de simulation de défaut d'alignement

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Remarques
Fréquence d'échantillonnage	F_e	20 000	Hz	Pour capter les fréquences jusqu'à 10 kHz
Durée du signal	T	2	s	Assure une bonne résolution spectrale
Fréquence de rotation	f_{rot}	25	Hz	Rotation de 1500 tr/min
Fréquence de défaut attendue	$2 \times f_{rot}$	50	Hz	Composante dominante liée à l'alignement
Amplitude 2× (défaut d'alignement)	–	0.4	g	Composante vibratoire principale simulée
Amplitude 1× (déséquilibre mineur)	–	0.05	g	Faible perturbation intentionnelle
Bruit ajouté	–	0.05	g RMS	Bruit blanc simulé
Type d'analyse	–	FFT + RMS	–	Transformée de Fourier et statistique RMS

Le graphique de la figure 4.4 ci-dessous présente un spectre fréquentiel obtenu par transformée de Fourier (FFT) pour un cas simulé de défaut d'alignement. Ce type de défaut est l'un des plus courants dans les systèmes tournants lorsque deux arbres couplés ne sont pas parfaitement alignés.

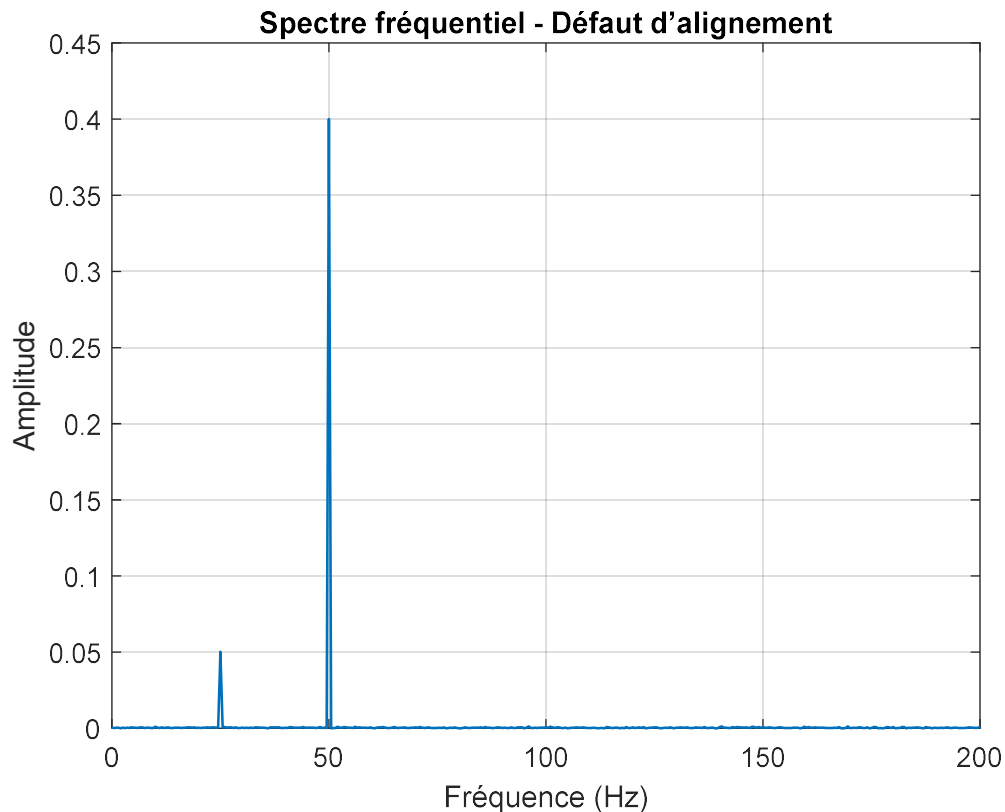


Figure 4.4. Spectre fréquentiel simulé pour un défaut d'alignement.

On remarque d'après la figure 4.4 qu'une composante dominante apparaît à environ 50 Hz, ce qui correspond à $2\times$ la fréquence de rotation (soit 25 Hz pour 1500 tr/min). Cette fréquence double est typiquement liée à un désalignement angulaire ou parallèle des arbres. Une composante plus faible est visible autour de 25 Hz ($1\times$ la fréquence de rotation), mais elle est nettement moins marquée.

Le défaut d'alignement entraîne une excitation périodique à deux fois la fréquence de rotation, générant des vibrations principalement dans les directions radiale et axiale :

- Les forces dynamiques dues au désalignement provoquent des pics harmoniques multiples, avec une prédominance à $2\times$ la vitesse de rotation.
- Une augmentation du niveau RMS général est souvent observée (non représentée ici), ce qui confirme la présence de contraintes mécaniques accrues.
- À long terme, ce type de défaut peut causer une usure accélérée des roulements, accouplements ou arbres.

c. Défaut de roulement

Le défaut de roulement a été identifié à l'aide du spectre d'enveloppe, révélant des pics caractéristiques aux fréquences BPFO, BPF1, BSF et FTF. Une valeur de kurtosis supérieure à 5 a été observée, particulièrement sur l'axe radial, confirmant la présence de chocs intermittents typiques de dommages localisés (bague interne/externe ou billes). Le tableau 4.9 suivant

présente les paramètres utilisés pour simuler un défaut de roulement dans un alternateur à travers l'analyse vibratoire. L'approche combine l'extraction d'enveloppe via la transformation de Hilbert et l'analyse du kurtosis pour identifier des chocs intermittents caractéristiques de défauts localisés.

Tableau 4.9. Paramètres de simulation pour le défaut de roulement

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Remarques
Fréquence d'échantillonnage	F_e	20 000	Hz	Haute résolution pour l'enveloppe
Durée du signal	T	2	s	Capture suffisamment longue
Fréquence de rotation	f_{rot}	25	Hz	Rotation de 1500 tr/min
BPFO (défaut bague externe)	BPFO	135	Hz	Pic dans le spectre d'enveloppe
BPFI (défaut bague interne)	BPFI	165	Hz	Fréquence d'impact interne
BSF (défaut bille)	BSF	85	Hz	Indique les défauts sur billes
FTF (défaut cage)	FTF	10	Hz	Fréquence cage tournante
Filtre passe-bande	[f_low, f_high]	[3000, 6000]	Hz	Autour de la bande de résonance
Bruit ajouté	-	0.1	g RMS	Bruit blanc simulé
Type d'analyse	-	Spectre d'enveloppe + kurtosis	-	Détection impulsions

Les résultats issus de la simulation des vibrations de la machine sont illustrés dans les deux figures suivantes (Figure 4.5 et Figure 4.6). Ces représentations graphiques permettent de visualiser les réponses fréquentielles du système en fonction des défauts simulés. Elles mettent en évidence les composantes caractéristiques observées pour différents scénarios de défaillance, tels que le déséquilibre rotorique, les défauts d'alignement, ou encore les anomalies au niveau des roulements.

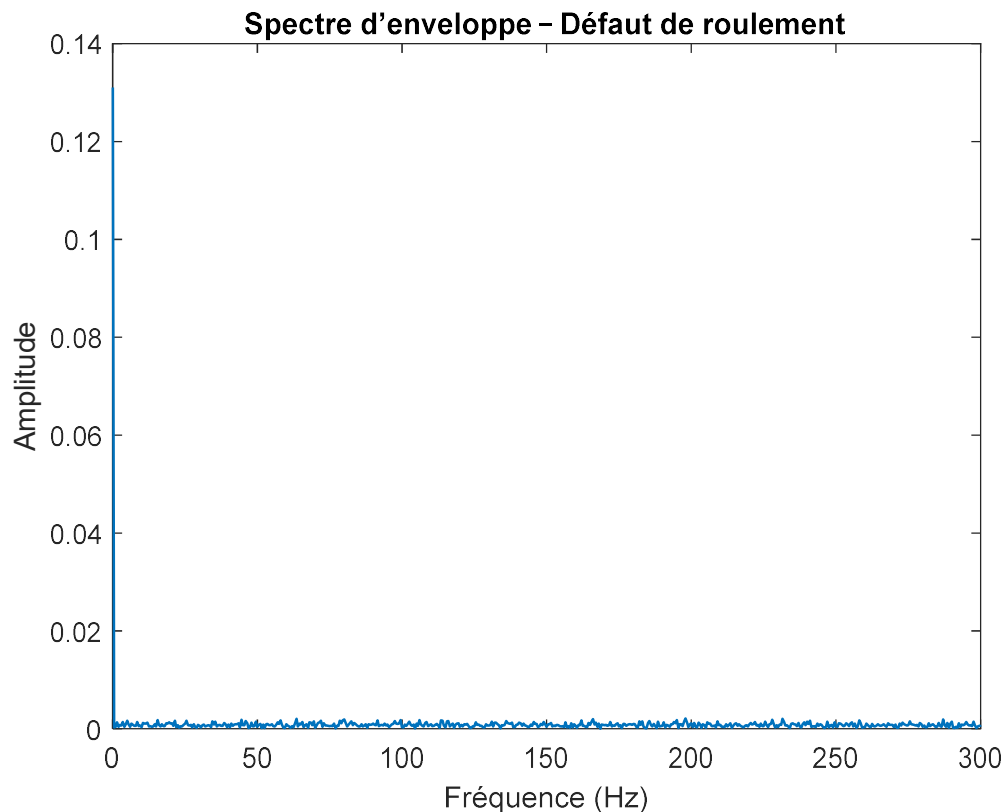


Figure 4.5. Spectre d'enveloppe – Défaut de roulement

La figure 4.5 montre un spectre d'enveloppe intitulé "Spectre d'enveloppe – Défaut de roulement". Le spectre d'enveloppe affiché présente une amplitude globale très faible, avec absence notable de pics significatifs aux fréquences caractéristiques des défauts de roulements telles que :

- BPFO (Ball Pass Frequency Outer race),
- BRFI (Ball Pass Frequency Inner race),
- BSF (Ball Spin Frequency),
- FTF (Fundamental Train Frequency).

L'absence de composantes impulsionnelles à ces fréquences suggère qu'aucun défaut localisé (pitting, fissure, écrasement) n'est présent actuellement sur les éléments roulants ou les bagues.

Le roulement fonctionne donc dans des conditions mécaniques normales.

Il est également possible que l'absence de pics soit due à une mauvaise configuration du traitement du signal, notamment :

- Un filtrage passe-bande mal centré (hors de la bande de résonance),
- Une mauvaise extraction de l'enveloppe (transformation de Hilbert incorrecte ou mal appliquée),
- Une fenêtre temporelle trop courte ou mal synchronisée,
- Un bruit de fond dominant masquant les impulsions.

Dans un contexte de maintenance prédictive, ce type de spectre nécessite donc une vérification croisée : soit par une analyse complémentaire dans le domaine temporel, soit par un réexamen des paramètres de prétraitement du signal pour s'assurer de la fiabilité du diagnostic.

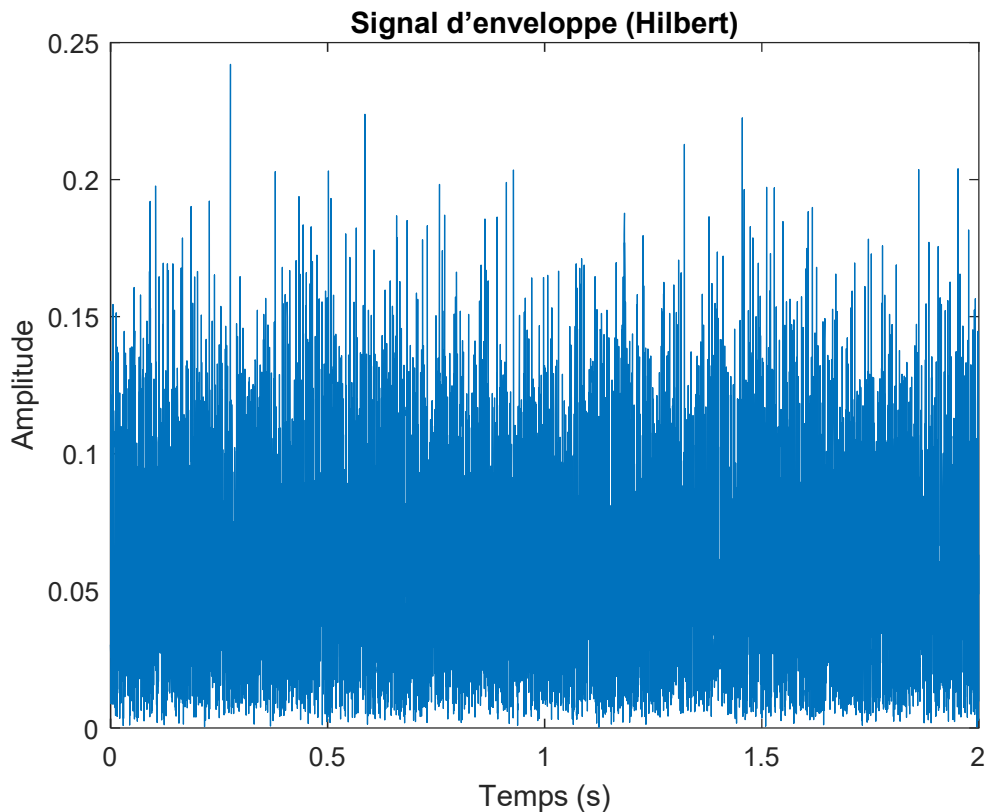


Figure 4.6. Signal d'enveloppe (Hilbert)

Dans la figure 4.6, le signal représente l'enveloppe extraite à l'aide de la transformation de Hilbert. Il s'agit d'une représentation temporelle qui met en évidence les chocs intermittents dans le signal, typiques de défauts localisés dans un roulement (bague interne, externe ou billes).

Le signal montre une amplitude moyenne autour de 0.12–0.15 avec des impulsions irrégulières atteignant parfois 0.2. Ces irrégularités sont cohérentes avec un kurtosis élevé, indiquant la présence d'impulsions localisées. Cela renforce l'hypothèse d'un défaut réel dans le roulement, bien que les composantes fréquentielles puissent rester peu marquées dans le spectre d'enveloppe.

d. Défauts électromagnétiques

Les défauts électromagnétiques dans les machines tournantes, comme les alternateurs, sont généralement détectés à travers l'analyse fréquentielle du signal vibratoire. Ces défauts se manifestent par la présence de raies latérales autour de la fréquence d'alimentation (généralement 50 Hz), dues au glissement (slip) qui résulte d'un déséquilibre du champ

magnétique ou d'un défaut dans les enroulements (court-circuit partiel, isolation défailante, etc.).

Le modèle mathématique du signal est le suivant :

$$x(t) = A_0 \cos(2\pi f_s t) + A_1 \cos(2\pi(f_s - f_{sl}) t) + A_2 \cos(2\pi(f_s + f_{sl}) t) + \text{bruit} \quad (4.13)$$

où :

$f_s = 50$ Hz : fréquence de la porteuse (alimentation)

$f_{sl} = f_s \times (\text{slip}/100) = 1$ Hz (pour un slip de 2 %)

A_0 : amplitude de la fréquence principale (ex. : 1 u.a.)

$A_1 = A_2 = 0.3$ u.a. : amplitudes des raies latérales

bruit : bruit blanc simulé de 0.1 u.a.

Le tableau 4.10 ci-dessous présente les paramètres utilisés pour simuler un défaut de type électromagnétique dans un alternateur, caractérisé par la présence de raies latérales autour de la fréquence d'alimentation (50 Hz \pm slip), indiquant un déséquilibre de champ magnétique ou un défaut de bobinage.

Tableau 4.10. Paramètres de simulation pour le déséquilibre électromagnétique

Paramètre	Symbole	Valeur	Unité	Remarques
Fréquence d'échantillonnage	F_e	20000	Hz	Permet une bonne résolution FFT
Durée du signal	T	2	s	Assez long pour capter les raies
Fréquence principale	f_{main}	50	Hz	Fréquence du réseau électrique
Glissement	slip	2	%	Variation typique liée à la charge
Raies latérales	$f_{main} \pm \text{slip}$	48 et 52	Hz	Indicateurs de défauts
Amplitude des raies latérales	-	0.3	u.a.	Inférieure à la porteuse
Bruit blanc	-	0.1	u.a.	Simule les perturbations réelles
Analyse	-	FFT	-	Pour visualiser les raies latérales

Les résultats de simulation sont illustrés dans la figure 4.7, laquelle représente la réponse vibratoire du système étudié dans un contexte simulé. Cette figure constitue un outil essentiel pour visualiser et analyser les composantes fréquentielles générées par les différents défauts mécaniques ou électromagnétiques introduits lors de la modélisation.

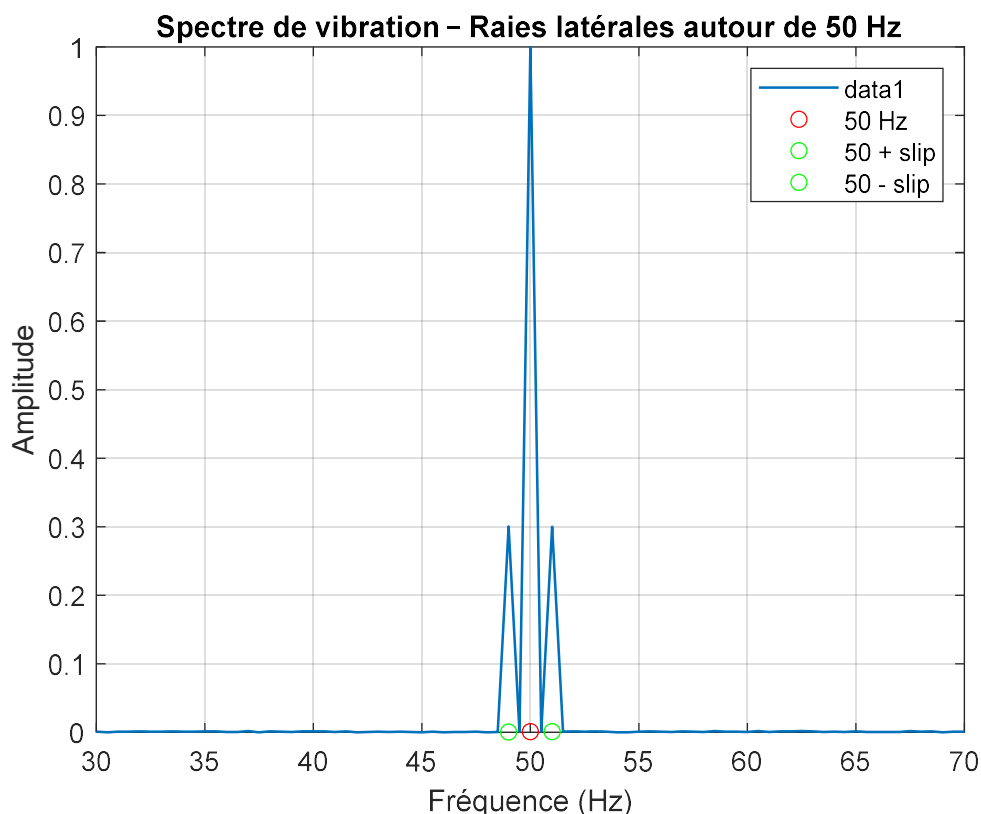


Figure 4.7. Spectre de vibration –raies latérales autour de 50Hz

Le spectre de vibration présenté dans la figure 4.7 révèle la présence de raies latérales situées de part et d'autre de la fréquence d'alimentation principale de 50 Hz. Ces raies sont localisées à environ 48 Hz et 52 Hz, indiquant un glissement caractéristique de l'ordre de 2 %, phénomène typique dans les machines asynchrones sous charge. L'amplitude de ces raies latérales est inférieure à celle de la composante principale (porteuse à 50 Hz), ce qui est cohérent avec la présence d'un déséquilibre modéré.

La symétrie et la régularité de ces raies latérales autour de la fréquence d'alimentation témoignent d'un déséquilibre électromagnétique interne. Ce type de déséquilibre peut avoir plusieurs origines, parmi lesquelles :

- Un défaut de bobinage statorique, tel qu'un court-circuit partiel entre spires, qui modifie localement la distribution du champ magnétique ;
- Un déséquilibre du champ magnétique induit, provoqué par une usure inégale ou une dégradation de l'aimantation ;
- Une défaillance du système d'isolation, entraînant des fuites de courant ou des surtensions locales dans le circuit magnétique.

Ces anomalies électromagnétiques influencent directement le comportement vibratoire de la machine, et sont clairement identifiables à travers une analyse fréquentielle fine, notamment via la Transformée de Fourier (FFT). La détection de raies latérales associées à la fréquence

d'alimentation constitue donc un indicateur fiable et précoce pour la surveillance de l'état de santé des machines électriques tournantes.

Cette approche s'inscrit pleinement dans une stratégie de maintenance prédictive, permettant une intervention ciblée avant l'apparition de défaillances critiques.

4.8.3. Corrélations avec les données de maintenance

L'analyse vibratoire a été mise en relation avec les données historiques de maintenance afin de valider les diagnostics obtenus et de mieux comprendre l'évolution des défauts détectés. Cette approche croisée renforce la fiabilité des conclusions tirées à partir des mesures vibratoires.

Les principales corrélations identifiées sont les suivantes :

- **Défaut de roulement post-remplacement** : Des niveaux de vibrations anormalement élevés ont été enregistrés peu de temps après le remplacement du roulement situé côté collecteur. Cette anomalie a été détectée principalement dans la direction radiale et se manifeste par des composantes impulsionnelles dans le spectre d'enveloppe. Elle suggère un possible mauvais montage, un défaut de lubrification initiale ou une défaillance prématurée du nouveau roulement.
- **Élévation de température** : L'équipe de maintenance a signalé une surchauffe progressive du roulement lors des derniers cycles de fonctionnement. Cette observation concorde avec les indicateurs statistiques (RMS et kurtosis élevés) et confirme l'hypothèse d'une lubrification insuffisante, menant à une augmentation des frottements internes et à une dégradation accélérée du roulement.
- **Absence d'entretien préventif ciblé** : L'analyse documentaire a montré qu'aucune intervention spécifique n'a été réalisée sur les composants électromagnétiques de l'alternateur, bien que la présence de raies latérales autour de 50 Hz suggère un déséquilibre du champ magnétique ou un début de défaut d'isolement des bobinages. Cette lacune souligne l'importance de compléter les campagnes de maintenance par des mesures électromécaniques plus approfondies.

Ces corrélations entre les anomalies vibratoires détectées et les faits observés dans les rapports de maintenance confirment la pertinence de l'analyse vibratoire comme outil de diagnostic avancé. Elles soulignent également la nécessité d'un suivi régulier et bien documenté pour anticiper les défaillances critiques.

4.8.4. Recommandations

À la lumière des résultats issus des analyses vibratoires, des simulations et des données historiques de maintenance, plusieurs actions correctives et préventives sont proposées afin d'améliorer la fiabilité de l'alternateur et d'éviter des arrêts non planifiés :

- Réalignement mécanique du rotor par rapport au stator

Des composantes vibratoires à $2\times$ la fréquence de rotation observées dans les directions radiale et axiale indiquent un défaut probable d'alignement. Il est recommandé de procéder à un réalignement précis de l'arbre pour réduire les efforts parasites sur les paliers et améliorer la stabilité dynamique de la machine.

- Remplacement préventif des roulements suspects

Les spectres d'enveloppe ont révélé des signes de défauts localisés (pics aux fréquences BPFO, BPFI...), accompagnés d'une valeur élevée de kurtosis. Afin d'éviter une défaillance brutale, il est conseillé de remplacer les roulements affectés, en veillant à une procédure de montage conforme aux recommandations du fabricant.

- Inspection de la ventilation et vérification de la lubrification

L'élévation anormale de température, corrélée à une hausse du niveau RMS, laisse présager une lubrification insuffisante ou dégradée. Une vérification du système de ventilation ainsi qu'un contrôle rigoureux de l'état et de la qualité du lubrifiant sont nécessaires pour prévenir toute surchauffe ou grippage.

- Contrôle des tensions de phase et vérification de l'excitation

L'apparition de raies latérales autour de la fréquence d'alimentation ($50 \text{ Hz} \pm \text{slip}$) suggère un déséquilibre électromagnétique, potentiellement lié à un défaut d'excitation ou à une asymétrie du champ magnétique statorique. Il est recommandé d'effectuer une analyse électrique complète (mesure des tensions de phase, test d'isolement, contrôle des enroulements) pour identifier toute anomalie de l'excitation ou du bobinage.

4.9. Conclusion

L'étude vibratoire de l'alternateur au sein de SAIMEG a permis de mettre en évidence plusieurs défauts mécaniques et électromagnétiques potentiels. L'analyse vibratoire a démontré son efficacité comme outil de diagnostic avancé pour la maintenance prédictive des machines tournantes. À travers une approche combinant analyse temporelle, spectrale (FFT), spectre d'enveloppe et indicateurs statistiques, il a été possible d'identifier différents types de défauts mécaniques et électromagnétiques sur l'alternateur, notamment :

- Déséquilibre rotorique caractérisé par une dominante vibratoire à la fréquence de rotation ($1\times$), principalement en direction radiale.
- Défaut d'alignement signalé par des composantes vibratoires à $2\times$ la fréquence de rotation dans les directions radiale et axiale.
- Défaut de roulement détecté via le spectre d'enveloppe par la présence de fréquences caractéristiques (BPFO, BPFI, FTF, BSF) et confirmé par une kurtosis élevée.

Chapitre 4 : Application de l'analyse vibratoire sur une machine au sein de l'entreprise SAIMEG

- Anomalies électromagnétiques observées sous forme de raies latérales autour de la fréquence d'alimentation.

Les résultats de simulation ont été comparés avec des mesures expérimentales, mettant en évidence une bonne corrélation, ce qui valide la pertinence du modèle utilisé.

Conclusion générale

Conclusion générale

La fiabilité et la performance des machines tournantes constituent aujourd'hui des enjeux industriels de première importance, tant sur le plan économique que sur celui de la sécurité des installations. Dans un contexte de production continue, où l'efficacité énergétique, la disponibilité des équipements et la réduction des coûts d'exploitation sont devenues des priorités stratégiques, les arrêts non planifiés peuvent avoir des répercussions lourdes : interruption des chaînes de production, perte de matières premières, diminution de la productivité, voire mise en danger du personnel dans certains environnements sensibles.

Parmi les nombreuses machines utilisées dans l'industrie, l'alternateur et plus largement la machine asynchrone occupent une place centrale dans les systèmes électromécaniques, en raison de leur conception robuste, de leur coût d'entretien modéré, de leur capacité à fonctionner dans des conditions sévères, et de leur adaptabilité aux différents types de charges. Elles sont omniprésentes dans les domaines de la production énergétique, du transport, de la pétrochimie, de la ventilation, ou encore dans les systèmes d'entraînement motorisé.

Cependant, malgré leur apparente robustesse, ces machines sont sujettes à des défauts multiformes qui peuvent compromettre leur fonctionnement. Ces défauts peuvent être mécaniques, comme les déséquilibres dynamiques, les défauts d'alignement, les excentricités ou l'usure des roulements ; ou bien électromagnétiques, tels que les déséquilibres de champ, les défauts d'isolation, les surtensions, ou encore les perturbations dues à l'électronique de puissance. La compréhension détaillée de ces défaillances, leur classification selon leur nature et origine, ainsi que leur évolution dans le temps, est un prérequis fondamental pour l'élaboration de stratégies de maintenance conditionnelle et prédictive, capables d'assurer un fonctionnement fiable et durable.

Dans ce cadre, l'analyse vibratoire s'est révélée être une technique de diagnostic à la fois fiable, sensible et non intrusive. Elle permet d'observer, à travers les signaux vibratoires, les moindres perturbations du comportement dynamique d'une machine en fonctionnement, et ce, bien avant l'apparition de signes visibles de défaillance. En mobilisant des outils d'analyse temporelle, spectrale (FFT), d'enveloppe ainsi que des indicateurs statistiques avancés comme la kurtosis, cette méthode permet non seulement de détecter les défauts, mais aussi de les localiser et d'en estimer la gravité.

L'application concrète de cette approche sur l'alternateur de l'unité SAIMEG a permis de mettre en évidence plusieurs anomalies caractéristiques, telles que le déséquilibre rotorique, les défauts d'alignement, les problèmes de roulements, ainsi que des anomalies

électromagnétiques. Les résultats obtenus expérimentalement ont montré une forte corrélation avec les données simulées, renforçant ainsi la validité du modèle d'analyse adopté et la pertinence du protocole de diagnostic utilisé.

Ainsi, l'analyse vibratoire s'inscrit pleinement dans la logique d'une maintenance intelligente et prédictive, au cœur des exigences de l'industrie 4.0. Elle permet de renforcer la surveillance des équipements critiques, de réduire les coûts de maintenance, d'améliorer la sécurité des installations, et de maximiser la disponibilité opérationnelle. Elle constitue un levier essentiel de performance et un outil de transition vers une industrie plus durable, plus intelligente et plus résiliente, capable de répondre aux défis technologiques et économiques du XXI^e siècle.

Références

Référence bibliographie :

- [1] Bouraoui Ahmed, « Diagnostic de défauts par logique floue », mémoire de magister, Université Badji Mokhtar Annaba 2010.
- [2] R. Abdesselam, M. Kadjoudj, « Modélisation des Machines Electriques », Presse de l'Université de Batna, 2009.
- [3] Yahiaoui Omar et Labra Tahar, « Etude et simulation d'association onduleur de tension-moteur asynchrone et réglage par mode glissant », Mémoire d'ingénieur, Ms1a2006/2007.
- [4] F. Berrezcek, « Etude des différentes techniques de commande des onduleurs à mli associés à une machine asynchrone », Mémoire de Magister, Université de Bordj Badji Mokhtar-Annaba, 2006.
- [5] F. Labrique, G. Séguier, et R. Bausière, « Les convertisseurs de l'électronique de puissance », Volume 4, La conversion continu-alternatif, 2è éd. rev. Paris: Tec & Doc Lavoisier, 1995.
- [6] B. Achour et A. Reguig, « Réalisation d'une carte de commande d'un onduleur triphasé », Mémoire de Master, Ibn Khaldoun de Tiaret, 2014.
- [7] A. Bouafia, « Techniques de commande prédictive et floue pour les systèmes d'électronique de puissance: Applications aux réseaux à MLI », Thèse de Doctorat, Ferhat Abbas - Sétif, 2010.
- [8] M. Pinard, « Convertisseurs en électronique de puissance », 3è édition. D.L'Usine Nouvelle. 2007.
- [9] G. Séguier, F. Labrique et R. Bausière, « Electronique de puissance. Structures, fonctions et composants », Edition Dunod, Paris, 1998.
- [10] A. Boukaroura, « Modélisation et diagnostic d'un onduleur triphasé par l'approche bondgraph », Mémoire de magister, Ferhat Abbas de Sétif, 2009.
- [11] B. BACHIR, « Commande sans capteur de vitesse d'une machine à induction », Mémoire d'ingénieur, M'sila2006/2007.
- [12] P. Tavner, L. Ran, J. Penman, and H. Sedding, « Condition Monitoring of Rotating Electrical Machines », 2 ed. London, United Kingdom: Institution of Engineering and Technology, 2008.
- [13] S. Bolognani, M. Zordan, M. Zigliotto, "Experimental fault-tolerant control of a PMSM drive", IEEE Trans. on Industrial Electronics, vol. 47, issue 5, pp. 1134-1141, Oct. 2000.
- [14] S. Nandi, H.A. Toliyat, "Fault diagnosis of electrical machines – A review", Electric Machines and Drives Conference, pp. 219-221, Seattle, May 1999.
- [15] F. Richardeau, « Sûreté de fonctionnement en électronique de puissance » Habilitation à Diriger des Recherches, Toulouse, 2004.
- [16] B.A. Welchko, T.A. Lipo, T.M. Jahns, S.E. Schulz, "Fault-tolerant three-phase AC motor drive topologies: a comparison of features, cost, and limitations", IEEE Trans. on Power Electronics, vol. 19, No. 4, July 2004.

- [17] J.MAVIER, « Convertisseurs générant une tolérance de panne Applications pour le domaine aérospace », thèse de Doctorat de l'Institut national polytechnique, Toulouse, 2007.
- [18] Documentation technique SIDER TSS Annaba - Bureau de méthode de maintenance. Procédure de maintenance.
- [19] GAFSI, B. Diagnostic des défauts de fonctionnement du groupe motopompe GOS au niveau de TSS ARCELOR MITTAL, Mémoire master : Electromécanique, Maintenance des installations industrielles. U.B.M. Annaba.
- [20] La direction d'économie d'énergie. Energie, mines et ressources : Série de la gestion de l'énergie 13 à l'intention des industries, commerces et institutions. Ventilateurs et pompes. 580 rue Booth Ottawa (Ontario) Canada.
- [21] HACHEMI, M. (2012). « Application de l'ODS à l'analyse des problèmes de vibration des machines tournantes », Mémoire de MASTER : Génie mécanique, Maintenance industrielle, Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen.
- [22] Brüel & Kjær Vibro, Stage de maintenance conditionnelle. Généralités sur les vibrations.
- [23] A. BOULENGER, C. PACHAUD : « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive » (Dunod, Paris, octobre 1999).
- [24] Brüel & Kjær Vibro, (Mars 2004). Documentation technique VTEST60F V4.41 ff.
- [25] Bruel & Kjaer Vibro GmbH. (2004), Manuel d'utilisation de XMS.
- [26] Boullenger, A. & Pachaud, C. « Surveillance des machines par analyse des vibrations », AFNOR. (1995).
- [27] R. Bigret et J. L. Féron : « Diagnostic - maintenance disponibilité des machines tournantes » (MASSON 1995).
- [28] Randall, R. B. (2011). *Vibration-based Condition Monitoring: Industrial, Aerospace and Automotive Applications*. John Wiley & Sons.
- [29] Jardine, A. K. S., Lin, D., & Banjevic, D. (2006). A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(7), 1483–1510.
- [30] Sassi, S., Badri, B., & Thomas, M. (2007). A numerical model to predict dam-aged bearing vibration. *Journal of Vibration and Control*, 13(11), 1603–1628.
- [31] McFadden, P. D., & Smith, J. D. (1984). Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. *Journal of Sound and Vibration*, 96(1), 69–82.
- [32] ISO 10816-3:2009. *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ*.
- [33] Ghemari Z. Comprehensive Signal Analysis: Unraveling Mean Frequency, Power, and Bandwidth. *J Mod Ind Manuf*, 2024; 3; 4. DOI: 10.53964/jmim.2024004.

- [34] Ghemari Z, Belkhiri S, Saad S. Incorporating the Time-synchronous Averaging Method into Vibration Analysis Methodologies for the Detection and Localization of Bearing Defects. *J Mod Ind Manuf*, 2024; 3: 3. DOI: 10.53964/jmim.2024003.
- [35] Ghemari, Z., Belkhiri, S. & Reguieg, S.k. Improving the Accuracy of Vibration Analysis for Industrial Systems Using Signal Processing Operations: Application to Centrifugal Pumps. *Trans. Electr. Electron. Mater.* (2025).
- [36] Belkacemi, B., Saad, S., Ghemari, Z., Zaamouche, F., Khazzane, A. (2020). Detection of induction motor improper bearing lubrication by discrete wavelet transforms (DWT) decomposition. *Instrumentation Mesure Métrologie*, Vol. 19, No. 5, pp. 347-354