



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
Université Mouloud Mammeri De Tizi-Ouzou  
Faculté Du Génie De La Construction

Département De Génie Mécanique



**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**  
PRESENTE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN  
GENIE MECANIQUE  
Option : Construction Mécanique

## *Thème*

*Surveillance et diagnostic des machines  
tournantes de la Raffinerie d'Alger par  
Analyse Vibratoire*

**Réalisé par :**

Bouyahiaoui Ahmed

Aouicha Anis

**Devant le jury composé de :**

Dr. R. BOURAS

Président

Dr. G. BENSEBA

Examinatrice

Dr. K. BELAID

Promoteur

**Juillet 2025**



## Remerciements

**Nous tenons à exprimer nos plus sincères remerciements à Monsieur Kamel Belaid, qui a eu l'amabilité de proposer ce sujet, et qui, par sa disponibilité, ses conseils avisés et ses orientations précieuses, a grandement contribué à la réalisation de ce travail. Sa rigueur scientifique et son accompagnement ont été pour nous d'un soutien essentiel tout au long de cette étude.**

**Nous adressons également nos remerciements les plus respectueux à Monsieur le Président et aux honorables membres du jury, pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner ce mémoire. Leurs remarques et suggestions constitueront, sans nul doute, un enrichissement précieux pour la suite de nos travaux et de notre parcours professionnel.**

**Nos remerciements vont tout particulièrement à l'équipe du service vibration de la raffinerie d'Alger, pour l'accueil chaleureux qu'elle nous a réservé, pour sa collaboration, et pour l'appui technique et logistique apporté lors de la partie expérimentale de notre étude. Leur expertise et leur disponibilité ont largement contribué au bon déroulement de nos travaux.**

**Nous exprimons également toute notre gratitude à l'ensemble de nos enseignants, ainsi qu'aux responsables et au personnel du département de Génie Mécanique, pour la qualité de l'enseignement dispensé et pour leur accompagnement durant notre formation.**

**Enfin, nous remercions du fond du cœur toutes les personnes qui, de près ou de loin, par leurs encouragements, leurs conseils ou leur soutien, ont contribué à la réalisation de ce modeste travail.**



## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail, fruit de patience et de persévérance :

À mes chers parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien sans faille et leurs précieux encouragements qui ont illuminé mon chemin à chaque étape de ma vie.

À mes frères et sœurs, ainsi qu'à toute la famille Bouyahiaoui, pour leur affection, leur présence réconfortante et leur bienveillance qui m'ont toujours porté.

À mes amis, sans exception, pour leur amitié sincère, leur soutien et les précieux moments partagés qui ont enrichi ce parcours.

À toute la promotion 2025 Construction Mécanique, compagnons de route et sources d'inspiration, avec qui j'ai eu le privilège de vivre cette belle aventure académique.

*Bouyahiaoui Ahmed*

Je dédie ce modeste travail :

À mes parents bien-aimés, qui, par leur amour, leurs sacrifices et leurs encouragements constants, ont fait de moi ce que je suis aujourd'hui.

À mes frères, mes sœurs, et à toute la famille Aouicha, pour leur soutien indéfectible, leur tendresse et leur confiance tout au long de ce parcours.

À mes amis, sans exception, pour leur présence précieuse, leurs paroles motivantes et les moments partagés qui ont donné sens à cette aventure.

À toute la promotion 2025 Construction Mécanique, pour la fraternité, l'entraide et les souvenirs inoubliables que nous avons bâtis ensemble.

*Aouicha Anis*

Introduction générale.....	01
<b>Chapitre I</b>	
I.1 Introduction .....	03
I.2 Définition de la maintenance .....	03
I.3 Objectifs de la maintenance .....	05
I.4 Politiques de maintenance .....	06
I.4.1 Maintenance corrective .....	06
I.4.2 Maintenance préventive .....	07
I.5 Introduction à l'analyse vibratoire .....	08
I.5.1 Activités de l'analyse vibratoire .....	09
I.5.2 La surveillance .....	09
I.5.3 Le diagnostic .....	09
I.5.4 Chaîne d'acquisition et de traitement du signal vibratoire .....	10
I.5.5 Le capteur .....	10
I.5.5.1 Le proximètre .....	10
I.5.5.2 Les capteurs de vitesse ou vélocimètres .....	11
I.5.5.3 Les accéléromètres .....	11
I.5.6.1 Localisation des points de mesure .....	12
I.5.6.2 Direction des points de mesure .....	12
I.7.7 Fixation des capteurs .....	13
I.5.8 Modes de fixation des capteurs .....	13
<b>Chapitre II</b>	
II.1 Introduction .....	14
II.2 Typologies des défauts .....	14
II.3 Analyse des défauts d'origine mécanique .....	15
II.3.1 Balourd .....	15
II.3.1.1 Origine .....	15
II.3.1.2 Types de balourd .....	16
II.3.1.3 Signature vibratoire .....	18
II.3.2 Désalignement .....	18
II.3.2.1 Origine .....	18
II.3.2.2 Types de désalignement .....	18
II.3.2.3 Signature vibratoire .....	19
II.3.3 Flexion de l'arbre .....	20
II.3.4 Serrage insuffisant en rotation .....	20
II.3.4.1 Paliers à roulements .....	20
II.3.4.2 Palier lisse .....	20
II.3.5 Jeu de fondation .....	21
II.3.5.1 Signature vibratoire .....	21
II.3.6 Jeu d'arbre .....	21
II.3.6.1 Signature vibratoire .....	22
II.3.7 Défaut de fixation .....	22
II.3.7.1 Signature vibratoire .....	22
II.3.8 Défaut d'engrènement .....	23
II.3.8.1 Signature vibratoire .....	24
II.3.9 Défaut de transmission par courroie .....	25
II.3.9.1 Signatures vibratoires .....	26
II.3.10 Analyse des défauts d'origine électrique .....	27
II.3.10.1 Défauts sur stator .....	27

## Sommaire

---

II.3.10.2 Signature vibratoire .....	27
II.3.10.3 Défauts sur rotor .....	27
II.3.10.4 Signature vibratoire .....	28
II.3.11 Défauts de roulements .....	28
II.3.11.1 Fréquence des défaillances des éléments de roulement .....	29
II.3.11.2 Principaux défauts affectant les roulements .....	30
II.3.11.2.1 Défaut de type écaillage affectant la bague externe .....	30
II.3.11.2.2 Défaut de type écaillage sur un élément roulant .....	31
II.3.11.2.3 Défaut de type déversement de bague .....	31
II.3.12 Cavitation .....	32

## Chapitre III

III.1 Introduction .....	34
III.2 Un signal .....	34
III.2.1 Le bruit .....	34
III.2.2 Rapport signal sur bruit .....	34
III.2.3 Classification des signaux .....	34
III.2.3.1 Les signaux déterministes .....	34
III.2.3.1.1 Périodiques .....	34
III.2.3.1.2 Non périodique .....	35
III.2.3.2 Les signaux aléatoires .....	35
III.2.3.2.1 Les signaux stationnaires .....	35
III.2.3.2.2 Les signaux non stationnaires .....	36
III.2.4 Différents types de représentations des signaux .....	36
III.2.4.1 Représentation temporelle .....	36
III.2.4.2 Représentation spectrale .....	36
III.3 Analyse temporelle .....	37
III.3.1 La mesure du niveau global (indicateurs statiques) .....	37
III.3.1.1 L'amplitude crête $A_c$ .....	37
III.3.1.2 L'amplitude crête à crête $A_{cc}$ .....	37
III.3.1.3 L'amplitude efficace (RMS) .....	38
III.3.1.4 Le facteur de crête .....	38
III.3.1.5 Kurtosis .....	39
III.3.2 L'inconvénient de l'analyse temporelle .....	39
III.3.2.1 Sensibilité différenciée .....	39
III.3.2.2 Effet de masque .....	40
III.4 Analyse spectrale .....	40
III.4.1 La transformée de Fourier .....	40
III.4.1.1 Cas des signaux périodiques .....	40
III.4.1.2 Cas des signaux non périodiques .....	41
III.4.2 La transformée de Fourier discrète .....	41
III.4.2.1 Étapes de calcul du spectre par la TFD .....	42
III.4.2.1.1 Effet d'échantillonnage .....	42
III.4.2.1.2 Effet de fenêtrage .....	43
III.4.2.1.3 Effet de périodisation .....	44

## Chapitre IV

I. Introduction .....	45
II. Instrumentations du diagnostic vibratoire à la Raffinerie d'Alger .....	45

II.1. L'analyseur de données intelligent .....	46
II.1.1 Écran liste des rondes .....	47
II.1.2 Écran liste des mesures .....	48
II.1.3 Navigation dans la ronde .....	49
II.2. Le capteur triaxial sans fil .....	49
II.3 Positionnement du Capteur .....	50
II.3.1 Mesure triaxiale .....	50
II.2.2 Mesure mono-axe .....	51
II.4 Logiciel et interfaces .....	52
II.4.1 Logiciel d'acquisition des données NEST i4.0 .....	52
II.4.2 Fonctionnalités principales .....	53
II.4.3 Interface utilisateur du Logiciel NEST i4.0 .....	53
II.4.4 Signification des couleurs visuelles de la matrice .....	54
II.4.5 Défauts gérés par la zone de diagnostic .....	54
III. Analyse vibratoire des équipements .....	55
III.1 Etude du Compresseur centrifuge FS-ELLIOT 781-KM-001-A .....	55
III.2 Rôle principal dans la raffinerie .....	57
III.4 Avantages techniques .....	57
III.5 Principe de fonctionnement .....	57
III.6 Avantages des compresseurs FS-Elliott à trois étages .....	58
III.7 Caractéristiques techniques du compresseur .....	59
III.8 Caractéristiques techniques du Moteur électrique asynchrone (ABB) .....	59
IV. Analyse des signaux vibratoires .....	60
Cas 1 : Mesure vibratoire en régime stable .....	60
IV.1 Courbes de tendance NG Vit Vib .....	62
IV.2 Analyse et interprétation des tendances observées .....	62
IV.3 Spectre basse fréquence position axiale du premier palier .....	63
IV.4 Spectre moyenne fréquence position axiale du premier palier .....	64
IV.5 Spectre haute fréquence position axiale du premier palier .....	65
IV.6 Spectre Enveloppe position axiale du premier palier .....	66
IV.7 Signal temporel position axiale du premier palier .....	68
V.1 Cas 2 : Mesure vibratoire en présence d'une défaillance .....	69
V.2 Signal Temporel position Radiale Verticale du 2 <sup>ème</sup> palier .....	70
V.3 Spectre Enveloppe position Axiale du 2 <sup>ème</sup> palier .....	71
V.4 Spectre Base fréquence position Radiale Verticale du 2 <sup>ème</sup> palier .....	73
V.5 Spectre Moyenne fréquence position Radiale Verticale du 2 <sup>ème</sup> palier .....	74
V.6 Spectre Haute fréquence position Radiale Verticale du 2 <sup>ème</sup> palier .....	76
V.7 Comparaison entre les deux cas .....	77
V.8 Conclusion .....	77
VI. Etude de pompe verticale multicellulaire P101-B .....	78
VI.1 Rôle principal .....	78
VI.2 Détails des fonctions .....	78
VI.3 Principe de fonctionnement de la pompe P101C .....	80

## Sommaire

---

VI.4 Analyse des signaux vibratoires .....	81
VI.4.1 Cas 1 : Mesure vibratoire en régime stable .....	81
VI.4.2 Signal Temporel position Radiale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	82
VI.4.3 Spectre Enveloppe position Radiale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	83
VI.4.3 Spectre Base fréquence position Axiale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	84
VI.4.4 Spectre Moyenne fréquence position Radiale du 2 <sup>ème</sup> palier .....	85
VI.4.5 Spectre Haute fréquence position Radiale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	86
VI.5 Cas 2 : Mesure vibratoire en présence d'une défaillance .....	87
VI.5.1 Signal Temporel position Radiale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	88
VI.5.2 Spectre Enveloppe position Radiale Transversale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	89
VI.5.3 Spectre Base fréquence position Radiale Transversale du premier palier .....	90
VI.5.4 Spectre Moyenne fréquence position Radial du 3 <sup>ème</sup> palier .....	91
VI.5.5 Spectre Haute fréquence position Radiale Transversale du 3 <sup>ème</sup> palier .....	92
VI.6 Comparaison entre les deux cas .....	93
VI.7 Conclusion .....	93

### Chapitre V

V.1 Introduction .....	94
V.2 Méthodes avancées de traitement du signal .....	95
V.3 Transformée en ondelettes .....	96
V.3.1 Echelle .....	96
V.3.2 Le décalage .....	96
V.4 détection des fréquences de résonances .....	97
V.4.1. Kurtosis .....	98
V.4.2 Applications de la méthode proposée sur des signaux issues sur le Bancs d'essai .....	99
Conclusion générale .....	102

**Chapitre I : Aperçue sur la maintenance industrielle**

Figure I.1 : Schématisation des objectifs de la maintenance .....	05
Figure I.2 : Les différentes politiques de maintenance .....	06
Figure I.3 : Schématisation de la maintenance préventive conditionnelle .....	08
Figure I.4 : Principales activités de l'analyse vibratoire .....	09
Figure I.5 : Capteur de courants de Foucault mesurant la position de rotor .....	10
Figure I.6 : Schéma de principe d'un vélocimètres .....	11
Figure I.7 : Coupe longitudinale d'un accéléromètre .....	11
Figure I.8 : Les points de mesure .....	12
Figure I.9 : Les points de mesure pour un accéléromètre .....	12
Figure I.10 : Les points de mesure pour une sonde de déplacement .....	12
Figure I.11 : Choix de la position de Fixation .....	13
Figure I.12 : Fixation des accéléromètres .....	13

**Chapitre II : Analyse des défauts vibratoires**

Figure II.1 : Typologie des défauts .....	14
Figure II.2 : Défaut de balourd dans un rotor .....	15
Figure II.3 : Balourd statique .....	16
Figure II.4 : Balourd dynamique .....	17
Figure II.5 : Spectre typique d'un défaut de balourd .....	18
Figure II.6 : Désalignement parallèle .....	18
Figure II.7 : Désalignement angulaire .....	19
Figure II.8 : Spectre caractéristique d'un désalignement parallèle .....	19
Figure II.9 : Spectre caractéristique d'un désalignement angulaire .....	19
Figure II.10 : Flexion de l'arbre .....	20
Figure II.11 : Spectre typique de la flexion de l'arbre .....	20
Figure II.12 : Jeu de fondation .....	21
Figure II.13 : Spectre typique du jeu de fondation .....	21
Figure II.14 : Jeu d'arbre .....	21
Figure II.15 : Spectre typique du jeu d'arbre .....	22
Figure II.16 : Défaut de fixation .....	22
Figure II.17 : Spectre caractéristique d'un défaut de fixation .....	22
Figure II.18 : Denture d'engrenages .....	23
Figure II.19 : Spectre typologique d'un engrenage sain .....	23
Figure II.20 : spectre théorique caractéristique d'une dent cassée de la roue i .....	24
Figure II.21 : spectre théorique caractéristique d'une dent cassée sur chaque roue .....	25
Figure II.22 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type "ensemble de denture détériorée" .....	25
Figure II.23 : Transmission par courroie .....	25
Figure II.24 : Transmission par courroie présentant un défaut .....	26
Figure II.25 : Spectre d'un défaut de transmission par courroie .....	26
Figure II.26 : Détection aux basses fréquences .....	27
Figure II.27 : Détection aux moyennes fréquences .....	27
Figure II.28 : Détection aux basses fréquences .....	28
Figure II.29 : Détection aux moyennes fréquences .....	28
Figure II.29 : Eléments composant un roulement à bille .....	29
Figure II.30 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague interne .....	30
Figure II.31 : image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur une bague interne .....	31
Figure II.32 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague externe .....	31

## Liste des figures

---

Figure II.33 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague interne ...	31
Figure II.35 : Roue d'une pompe avec formation de bulles à l'entrée sur les pales .....	32
Figure II.36 : Effets de la cavitation sur les roues de pompe .....	32
Figure II.37 : Spectre d'enveloppe de cavitation .....	32

### Chapitre III : Traitement du signal

Figure III.1 : signal sinusoïdal .....	35
Figure III.2 : signal transitoire .....	35
Figure III.3 : Signal stationnaire .....	35
Figure III.4 : Signal non stationnaire .....	36
Figure III.5 : représentation spectrale des différentes composantes d'un signal complexe .....	36
Figure III.6 : Représentation des différentes amplitudes .....	38
Figure III.7 : courbe théorique de la densité de probabilité .....	39
Figure III.8 : Effet de repliement dans le domaine spectral .....	42
Figure III.9 : effet de repliement dans le domaine spectral .....	43

### Chapitre IV : Etude expérimentale

Figure. VI.1 : Collecteur de données (Analyseur de données) .....	46
Figure.VI.2 : Processus d'acquisition et d'analyse de données .....	47
Figure.VI.3 : Kit capteur tri-axial sans fil FALCON WLS .....	49
Figure.VI.4 : Description de l'en-tête .....	50
Figure VI.5 : Organisation de l'écran du NEST i4.0 .....	53
Figure IV.6 : Compresseur centrifuge FS-Elliott .....	55
Figure IV.7 : Compresseur centrifuge FS-Elliott de la raffinerie d'Alger .....	55
Figure. IV.8: Le compresseur centrifuge FS-Elliott .....	58
Figure IV.9 : Relevé des vibrations du Compresseur de la raffinerie d'Alger .....	60
Figure IV.10 : Matrice de Surveillance Vibratoire .....	60
Figure IV.11 : Courbes de tendane du premier palier .....	62
Figure IV.12 : Spectre base fréquence position axiale .....	63
Figure IV.13 : Spectre Moyenne fréquence position axiale .....	64
Figure IV.14 : Spectre haute fréquence position axiale .....	65
Figure.IV.15 : Spectre Enveloppe position axiale .....	66
Figure IV.16 : Signal temporel position axiale .....	68
Figure IV.17 : Matrice de Surveillance Vibratoire .....	69
Figure IV.18 : Signal Temporel position Radiale Verticale .....	70
Figure IV.19 : Spectre Enveloppe position Axiale .....	71
Figure IV.20 : Spectre Base fréquence position Radiale Verticale .....	73
Figure IV.21 : Spectre Moyenne fréquence position Radiale Verticale .....	74
Figure.IV.22 : Spectre Haute fréquence position Radiale Verticale .....	76
Figure VI.23 : Schéma de la pompe verticale de la Raffinerie d'Alger .....	79
Figure. IV.24 : pompes verticales multicellulaires de la Raffinerie d'Alger .....	80
Figure IV.25 : Matrice de Surveillance Vibratoire .....	81
Figure VI.26 : Signal Temporel position Radiale .....	82
Figure IV.27 : Spectre Enveloppe position Radiale .....	83
Figure IV.28 : Spectre Base fréquence position Axiale .....	84
Figure IV.29 : Spectre Moyenne fréquence position Radiale .....	85
Figure IV.30 : Spectre Haute fréquence position Radiale .....	86
Figure IV.31 : Matrice de Surveillance Vibratoire .....	87

## Liste des figures

---

Figure IV.32 : Signal Temporel .....	88
Figure IV.33 : Spectre Enveloppe position Radiale Transversale .....	89
Figure IV.34 : Spectre Base fréquence position Radiale Transversale .....	90
Figure IV.35 : Spectre Moyenne fréquence position Radiale .....	91
Figure IV.36 : Spectre Haute fréquence position Radiale Transversale .....	92

### Chapitre V : Méthodes avancées d'analyse des signaux vibratoires

Figure V.1 : Méthode HFRT .....	95
Figure V.2 : Ondelette de Morlet avec différents facteurs d'échelles .....	96
Figure V.3 : Ondelette de Morlet avec différentes valeurs de décalage .....	96
Figure V. 4 : L'ondelette de Morlet à l'échelle $a = 0.1$ .....	97
Figure V. 5 : Le spectre de l'ondelette de Morlet à l'échelle $a = 0.1$ .....	97
Figure V. 7 : Le spectre de l'ondelette de Morlet contracté d'un rapport 2 .....	97
Figure V. 6 : L'ondelette de Morlet contracté d'un rapport 2 .....	97
Figure V.8: Organigramme de la méthode proposée .....	98

### Liste des tableaux

Tableau VI.1 : position du capteur pour un arbre horizontal .....	52
Tableau VI.2 : position du capteur pour un arbre vertical .....	52
Tableau IV.3 : Signification des couleurs .....	54
Tableau VI.4 : Défauts gérés par la zone de diagnostic .....	54
Tableau IV.5 : Ensemble des éléments mécaniques .....	56
Tableau VI.1 : Ensemble des éléments mécaniques .....	79

$f_{\text{pério}}(t)$ : Fonction périodique	-
$T_0$ : Période	(s)
$a_0, a_n, b_n$ : Coefficients de la série de Fourier	-
$\varphi, \beta$ : Déphasage	(rd)
$x(t)$ : Signal	-
$X(f)$ : Transformée de Fourier de $x(t)$	-
$w(t)$ : Fenêtre	-
$a$ : Facteur d'échelle	-
$b$ : Facteur de décalage	-
$f(t-k)$ : Retardement de la fonction $f(t)$ par $k$	-
$\psi(t)$ : Ondelette mère	-
$\psi_{a,b}(t), \psi_{m,n}(t)$ : Ondelette fille	-
$C_{a,b}$ : La matrice des coefficients d'ondelettes	-
$a_p$ : Approximation	-
$d_t$ : Détail	-
$\varphi(t)$ : Fonction d'échelle	-
$K_{\text{urt}}$ : Kurtosis	-

### Abréviations

- CWT : Transformée continue en ondelettes
- DWT : Transformée discrète en ondelettes
- TF : Transformée de Fourier
- TO : Transformée en ondelettes
- TFCT : Transformée de Fourier à court terme

### **Introduction générale :**

Depuis le début du siècle dernier, les machines tournantes occupent une place incontournable dans les systèmes industriels. Leur utilisation intensive, qu'elles soient de grande ou de petite taille, impose la mise en œuvre de stratégies rigoureuses de surveillance, de maintenance et de réparation afin de garantir leur bon fonctionnement. Aujourd'hui plus que jamais, la maintenance industrielle s'impose comme un pilier fondamental de la performance et de la compétitivité dans le secteur industriel.

Au cours des dix dernières années, l'évolution des exigences en matière de qualité, de sécurité et de productivité a conduit les industriels à accorder une attention croissante à la maintenance préventive. Cette approche vise à planifier les interventions au moment opportun pour éviter les arrêts non programmés, réduire les coûts de maintenance corrective, prolonger la durée de vie des équipements, et assurer la continuité de la production. L'objectif ultime est d'améliorer la disponibilité des installations tout en assurant la fiabilité et la sécurité des opérations.

Dans ce contexte, la surveillance des machines tournantes est devenue un enjeu stratégique pour les industries modernes, notamment dans des installations complexes et critiques telles que les raffineries. La Raffinerie d'Alger, en tant que site industriel majeur, illustre parfaitement cette exigence de fiabilité. Les équipements tournants, tels que les compresseurs, pompes, turbines et moteurs, sont au cœur du processus de production et leur défaillance peut entraîner des conséquences économiques et environnementales significatives.

Pour répondre à ces défis, différentes techniques de surveillance conditionnelle ont été développées. Parmi les plus utilisées, on peut citer l'analyse des particules d'huile, les ultrasons, la surveillance thermique et surtout l'analyse vibratoire. Cette dernière, objet principal de ce travail, s'avère particulièrement efficace dans le diagnostic de l'état des machines, car toute machine en fonctionnement génère des vibrations caractéristiques de son état de santé. Une machine neuve et bien réglée produit peu de vibrations, tandis qu'un dysfonctionnement mécanique, tel qu'un déséquilibre, un désalignement ou une usure, se manifeste généralement par une augmentation de l'amplitude vibratoire.

L'analyse vibratoire permet donc d'anticiper les défaillances, en détectant les signes précoces d'anomalies avant qu'elles ne se transforment en pannes critiques. Elle repose sur la mesure et l'interprétation de signaux vibratoires à l'aide d'une chaîne d'instrumentation composée de capteurs, de conditionneurs de signal et d'outils de visualisation et d'analyse.

Le présent mémoire s'inscrit dans cette logique de maintenance conditionnelle appliquée à la Raffinerie d'Alger. Il vise à étudier les méthodes de surveillance vibratoire et leur mise en

œuvre concrète pour assurer un diagnostic efficace des machines tournantes, contribuant ainsi à la fiabilité globale des installations.

Afin d'approfondir cette thématique, ce mémoire est structuré en plusieurs chapitres permettant de couvrir progressivement les aspects théoriques et pratiques liés à la surveillance vibratoire des machines tournantes.

Le premier chapitre est consacré à la présentation des différentes formes de maintenance existantes, notamment la maintenance corrective, préventive et conditionnelle. Ce chapitre introduit également les principales techniques de surveillance utilisées dans l'industrie, avec un accent particulier mis sur l'analyse vibratoire, qui constitue le cœur de ce travail.

Le deuxième chapitre s'intéresse aux défauts les plus fréquemment rencontrés sur les machines tournantes ainsi qu'à leurs signatures vibratoires caractéristiques. Nous y abordons en détail des anomalies telles que le balourd, les défauts de roulement et les défauts d'engrenage. La compréhension de ces signatures est essentielle pour une interprétation correcte des signaux vibratoires.

Le troisième chapitre traite des différentes méthodes de traitement du signal sur lesquelles repose l'analyse vibratoire. Il s'agit notamment de l'analyse temporelle, qui utilise des indicateurs globaux tels que le facteur de crête, la kurtosis ou encore l'amplitude efficace, et de l'analyse fréquentielle fondée principalement sur la transformée de Fourier discrète. Ce chapitre illustre également les étapes fondamentales de la numérisation d'un signal analogique, telles que l'échantillonnage et la périodisation, ainsi que des approches plus avancées comme l'analyse cepstrale et l'analyse d'enveloppe.

Le quatrième chapitre est dédié à l'étude expérimentale. Il présente les résultats d'analyses vibratoires réalisées sur différents équipements de la Raffinerie d'Alger. Cette partie pratique permet de valider les concepts théoriques abordés précédemment et de démontrer l'efficacité de la surveillance vibratoire dans un environnement industriel réel.

Enfin, afin de compléter cette étude et de répondre aux exigences croissantes en matière de diagnostic de précision, un cinquième chapitre a été ajouté et porte sur les méthodes avancées d'analyse des signaux vibratoires. Ce chapitre s'intéresse au traitement des signaux issus de machines réelles et vise à améliorer la détection des défauts complexes, notamment ceux générés par les organes critiques tels que les roulements et les engrenages. Il met en lumière les limites des approches classiques, en particulier lorsqu'il s'agit de différencier les signatures vibratoires de défauts dont les manifestations en basses fréquences peuvent se confondre. L'accent est mis sur des techniques plus évoluées, telles que la détection des résonances excitées en hautes fréquences (HRFT - High Resonance Frequency Technique), qui permettent de repérer des défauts de type chocs avec une fiabilité accrue. Ce chapitre illustre l'intérêt d'intégrer des outils de traitement avancé du signal, comme le calcul du spectre d'enveloppe après filtrage, pour un diagnostic plus précis et une interprétation optimisée des phénomènes vibratoires complexes.

Chapitre

---

**1**

**Aperçue sur  
la maintenance industrielle**

## **I.1 Introduction :**

Au fil du développement de la concurrence, qui entraîne la recherche de la qualité totale pour un coût le plus réduit possible, la maintenance est devenue une des fonctions stratégiques de l'entreprise. Les tâches de maintenance, en garantissant le bon fonctionnement des outils de production, ont ainsi pris une importance non négligeable dans la « bonne marche » des entreprises. La maintenance est devenue un des facteurs majeurs de la maîtrise des outils de production et elle a désormais un rôle préventif dans le maintien de l'état de bon fonctionnement des systèmes de production. Pour assurer cette fonction, il est évident que l'on doit disposer d'informations sur les différentes stratégies de maintenance [01].

Concevoir, produire et commercialiser sont des fonctions « naturelles » facilement identifiables et rarement négligées, à juste titre. Par contre, la maintenance n'est qu'un soutien à la production, son principal client. C'est donc une fonction « masquée », agissant comme prestataire de service interne et, de plus, fortement évolutive. Bien organisée, elle est un facteur important de qualité, de sécurité, de respect des délais et de productivité, donc de compétitivité d'une entreprise évoluée [02].

## **I.2 Définition de la maintenance :**

La maintenance est l'ensemble des moyens nécessaires pour maintenir et remettre les facteurs d'opérations en bon état de fonctionnement [03]. Elle comprend l'ensemble des moyens d'entretien et leur mise en œuvre. La différence entre la maintenance et l'entretien est que ce dernier consiste à maintenir les facteurs d'opérations en état de fonctionnement adéquat

La maintenance est définie dans la norme NF EN 13306 comme étant : « l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de gestion, durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise » [04].

D'après la définition CEN projet WI 319-003 (1997), la maintenance est « l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de gestion durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise » [05].

La fonction requise est ainsi définie : « fonction, ou ensemble de fonctions d'un bien considérées comme nécessaires pour fournir un service donné ».

La maintenance vise à maintenir ou à rétablir un bien dans un état spécifié afin que celui-ci soit en mesure d'assurer un service déterminé.

La maintenance regroupe ainsi les actions de dépannage, de réparation, de réglage, de révision, de contrôle et de vérification des équipements matériels (machines, véhicules, objets manufacturés, etc.) ou même immatériels (logiciels).

Un service de maintenance peut également être amené à participer à des études d'amélioration du processus industriel, et doit, comme d'autres services de l'entreprise, prendre en considération de nombreuses contraintes comme la qualité, la sécurité, l'environnement, le coût, etc.

Il est possible de condenser ceci dans la définition de l'**AFNOR** (Association Française de Normalisation) :

La maintenance est l'ensemble des actions (**concept 1**) permettant de maintenir (**concept 2**) ou de rétablir (**concept 3**) un bien (**concept 4**) dans un état spécifié (**concept 5**) ou en mesure d'assurer un service déterminé (**concept 6**) » en lui ajoutant «au coût optimal (**concept7**) ».[06]

Cette définition inclue les principaux concepts de la maintenance, qui sont :

**1<sup>er</sup> concept** : le groupe d'actions (l'ensemble des actions) qui englobent :

- La conception de la maintenance tels que la formation des agents de maintenance, la notion de maintenabilité, la documentation technique, les équipements adéquats (outillages) et les approvisionnements (pièces de rechange).
- L'exécution des différentes opérations de la maintenance qu'elle soit préventive (événement probable) ou corrective (événement certain).
- Le suivi concernant : La qualité, la fiabilité des matériels et La gestion de l'outil de maintenance.

**2<sup>ème</sup> concept** : la maintenance préventive (maintenir) qui comprend les différentes opérations d'entretien, de surveillance, de révision ou de préservation des matériels.

**3<sup>ème</sup> concept** : la maintenance corrective (rétablir) qui concerne la localisation de la défaillance, la remise en état du matériel et la durabilité des équipements (reconstitution, rénovation, etc.).

**4<sup>ème</sup> concept** : la notion de bien dont on distingue :

- Les biens durables (seuls concernés par la maintenance).
- Les biens semi-durables (à la première panne ils sont irréparables).
- Les biens éphémères (durabilité limitée à la première utilisation)

**5<sup>ème</sup> concept** : l'état spécifié : en effet un bien peut avoir au moins trois états ; neuf, dégradé et défaillant, qui s'étalent sur le temps correspondant à sa durée de vie.

**6<sup>ème</sup> concept** : le service déterminé : il se qualifie souvent en termes de disponibilité dans un état donné.

**7<sup>ème</sup> concept** : le coût optimal : qui mesure l'efficacité de la maintenance à travers l'analyse des différents coûts et ratios de maintenance.

Maintenir c'est donc effectuer des opérations de dépannage, graissage, visite, réparation, amélioration etc., qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production.

Mais ce n'est pas seulement réparer ou dépanner au moindre coût ou remettre en état dans les plus brefs délais.

Ce n'est pas non plus **maintenir** les installations en marche à tout prix ou assurer une sécurité de fonctionnement élevée, coûte que coûte, pour atteindre une disponibilité maximale mais non rentable.

La maintenance commence **dès la conception** du matériel : il faut qu'il soit apte à être entretenu (notion de maintenabilité), ensuite à produire, son utilisation doit être aisée et sa sécurité maximale.

### I.3 Objectifs de la maintenance : [07]

Les objectifs de la maintenance, schématisés dans la figure (I.1), sont nombreux :

- Assurer la qualité et la quantité des produits fabriqués, tout en respectant les délais.
- Optimiser les actions de maintenance (exemple : réduire la fréquence des pannes).
- Contribuer à la création et au maintien de la sécurité au travail.
- Consolider la compétitivité de l'entreprise (exemple : améliorer la productivité) [08].

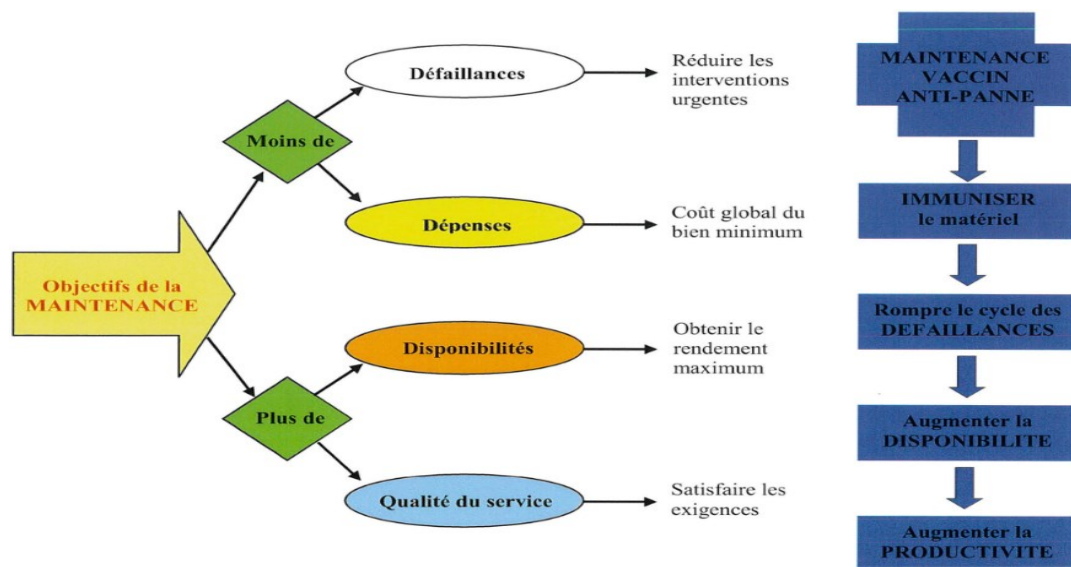


Figure I.1 : Schématisation des objectifs de la maintenance [08].

## I.4 Politiques de maintenance

La politique de maintenance peut être répertoriée en deux grandes catégories, la maintenance corrective, et la maintenance préventive.

La maintenance corrective est la maintenance qui intervient suite à la défaillance du système alors que la maintenance préventive est réalisée lorsque le système est encore en fonctionnement. Le recours à l'une ou à l'autre de ces politiques diffère suivant l'élément considéré mais aussi le type de structure, la politique d'exploitation et de suivi, les coûts, la disponibilité de l'information, etc.

Dans la figure 1, nous présentons les différentes politiques suivant le type de maintenance étudiée. Alors que la mise en place d'opérations correctives ne dépend que de l'occurrence d'une panne, les maintenances préventives peuvent être programmées en fonction de différents paramètres[09].

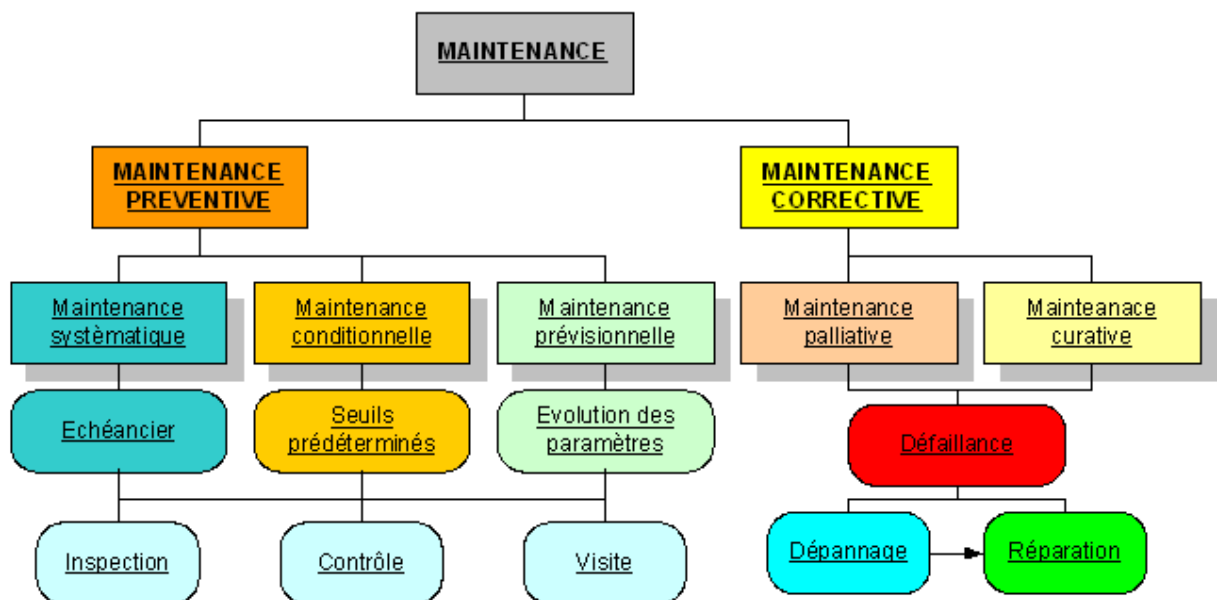


Figure I.2 : Les différentes politiques de maintenance [9].

### I.4.1 Maintenance corrective :

La maintenance corrective (ou accidentelle) a pour objectif de rétablir le système après une défaillance (perte de la fonction requise) de manière à ce qu'il soit capable de fournir à nouveau ses fonctions.

On peut distinguer deux types de maintenance corrective la maintenance curative et la maintenance palliative :

- **Maintenance curative**

Ce type de maintenance permet de remettre définitivement en état le système après l'apparition d'une défaillance. Cette remise en état du système est une réparation durable. Les équipements réparés doivent assurer les fonctions pour lesquelles ils ont été conçus. Une réparation est une opération définitive de la maintenance curative qui peut être décidée soit immédiatement à la suite d'une défaillance, soit après un dépannage, ce type de maintenance, provoque donc une indisponibilité du système [10].

- **Maintenance palliative**

La maintenance palliative revêt un caractère temporaire, provisoire. Elle est principalement constituée d'opérations qui devront toutefois être suivies d'opérations curatives (réparations). Le dépannage est une opération de maintenance palliative qui est destinée à remettre le système en état provisoire de fonctionnement de manière à ce qu'il puisse assurer une partie des fonctions requises. Les opérations de dépannage sont souvent de courte durée [09,10].

#### **I.4.2 Maintenance préventive**

Maintenance préventive : « Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinés à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien [13], elle est subdivisée en :

- **Maintenance préventive systématique**

Les dates de révisions sont déterminées à partir des durées de vie statistique des différentes pièces, indépendamment de l'état réel de la machine [09].

- **Maintenance préventive prévisionnelle**

La décision d'intervention et son degré d'urgence repose sur l'identification préalable du ou des défauts et sur l'estimation de leur gravité [09].

- **Maintenance préventive conditionnelle**

En réalité, les surcharges d'utilisation des matériels peuvent entraîner des défaillances précoces bien avant la date optimale prévue par l'échéancier. Ceci constitue une sérieuse limite de la maintenance préventive systématique. C'est pourquoi pour les systèmes mécaniques où la sécurité est de grande importance, la maintenance conditionnelle est appliquée.

La maintenance préventive conditionnelle, schématisé par la figure (I.3), se traduit par des visites préventives qui consistent à suivre les paramètres significatifs de la dégradation du bien. Lorsque le paramètre suivi dépasse le seuil d'alarme il faut prévoir une intervention pour remettre en condition normale l'équipement. En effet, la détection d'un dépassement d'un seuil

d'alerte affecté à l'évolution du paramètre étudié déclenche le diagnostic des causes de la défaillance. Les conclusions de ce diagnostic permettent de définir l'intervention de maintenance.

**DETECTION ⇒ DIAGNOSTIC ⇒ INTERVENTION**

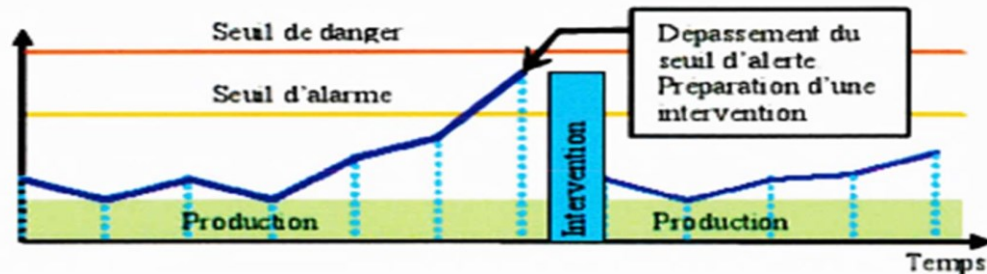


Figure I.3 : Schématisation de la maintenance préventive conditionnelle [01].

La maintenance préventive conditionnelle est donc subordonnée à des mesures et à des diagnostics précis de l'état de dégradation de la machine. La nature de ces mesures dépend de la machine à suivre. Cela peut être des mesures de vibration, des analyses d'huile, des thermographies infrarouges...etc. Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé [01].

### I.5 Introduction à l'analyse vibratoire :

Parmi les méthodes utilisées en maintenance conditionnelle l'analyse vibratoire est une des plus utilisées pour le suivi des systèmes mécaniques. Le principe général consiste à utiliser l'information vibratoire émanant soit d'un équipement mécanique dynamique (machines tournantes) soit d'un matériel statique (structure, tuyauterie, ...) afin d'en déterminer l'état. En effet, un ensemble de pièces en mouvement, quel que soit la forme de la structure porteuse, génère des vibrations, et ce, même si les machines analysées sont en bon état de fonctionnement.

Les vibrations dans les bâtis de machine peuvent avoir plusieurs origines telles que des arbres mal équilibrés, mais aussi des roulements à billes, des engrenages ou des courroies en parfait état de marche qui viennent exciter ces bâtis. Les signaux vibratoires relevés permettent d'identifier une dégradation de l'outil de production avant qu'un incident ne se produise. Selon la qualité des relevés vibratoires et de la pertinence de l'analyse elle permet de spécifier le ou les composant(s) qui commence(nt) à se détériorer. Toutefois les coûts de l'instrumentation

nécessaire au recueil des données mais aussi à leur analyse sont assez élevés, ce qui a pour effet de limiter la généralisation de ces techniques. [01]

### I.5.1 Activités de l'analyse vibratoire :

Le schéma de la figure (I.4) Présente, de façon simplifiée, la principale activité de l'analyse vibratoire réalisée à partir de mesures effectuées sur les parties fixes des machines surveillées.

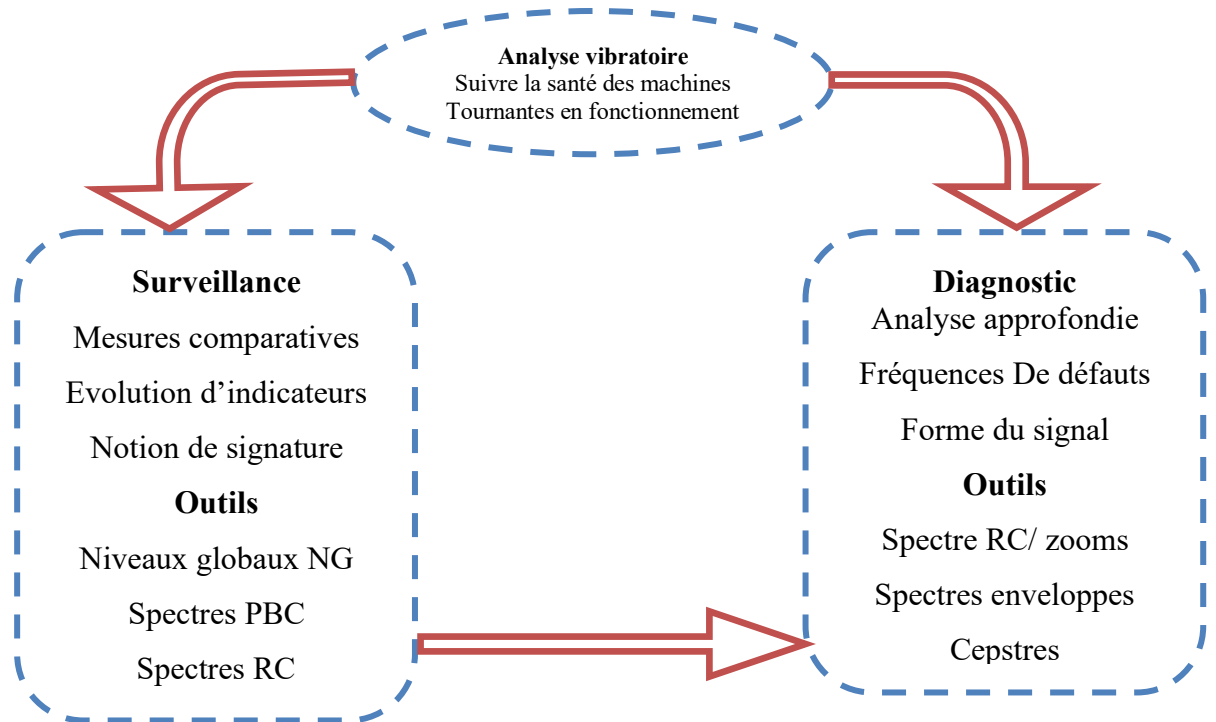


Figure I.4 : Principales activités de l'analyse vibratoire.

### I.5.2 La surveillance :

Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée [13].

### I.5.3 Le diagnostic

Il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. La surveillance peut être confiée à du personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de solides connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal [13].

### I.5.4 Chaîne d'acquisition et de traitement du signal vibratoire

Une chaîne de mesure des vibrations doit remplir les fonctions suivantes :

- Transformer la vibration mécanique en un signal électrique.
- Amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable par un préamplificateur.
- Intégrer le signal.
- Limiter la plage de fréquence du signal par le filtre passe-haut ou passe bas à fréquence de coupure ajustable ou non, c'est de concentrer l'étude sur une plage de fréquence définie.
- Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre soit :
  - A un appareil de détection et d'affichage en mode global crête, crête à crête et efficace (paramètres spécifiques au suivi des roulements).
  - A un convertisseur analogique/numérique pour un traitement numérique des données.
  - A un analyseur de spectres.

### I.5.5 Le capteur :

Le capteur, quelle que soit la nature du signal qu'il délivre (accélération, vitesse, déplacement...) constitue le premier maillon de la chaîne de mesure. Sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique.

#### I.5.5.1 Le proximètre :

Aujourd'hui, le proximètre le plus utilisé pour la surveillance de machines est le capteur inductif à courants de Foucault. Ce capteur, représenté dans la figure (I.6), est relié à un émetteur démodulateur-conditionneur. Il est constitué d'une bobine parcourue par un courant électrique « hautes fréquences ». Le champ magnétique ainsi créé induit, à la surface de l'arbre, des courants appelés courants de Foucault qui modifient l'impédance de la bobine.

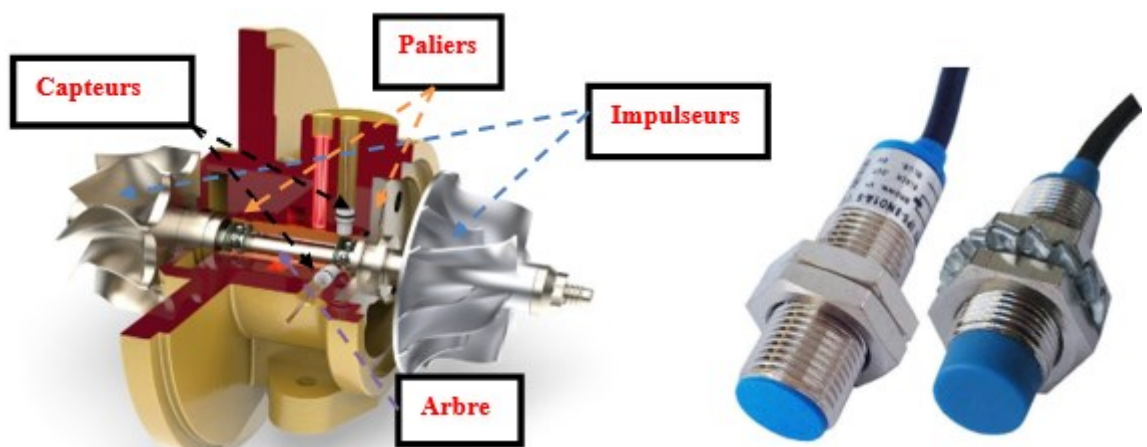


Figure I.5 : Capteur de courants de Foucault mesurant la position de rotor.

### I.5.5.2 Les capteurs de vitesse ou vélocimètres :

Sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté figure (I.6). Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine [14].

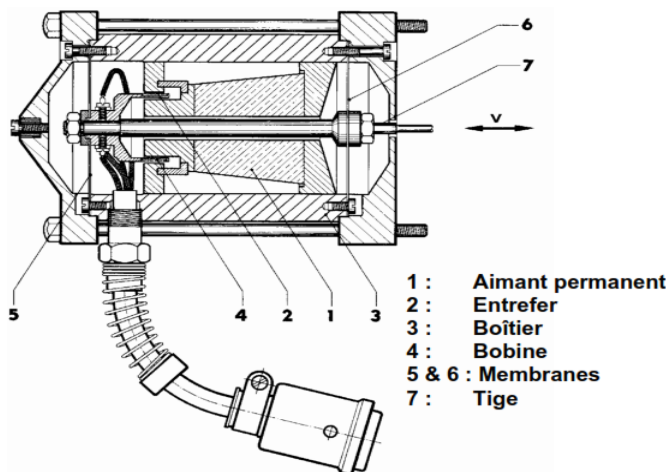


Figure I.6 : Schéma de principe d'un vélocimètres.

### I.5.5.3 Les accéléromètres :

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectriques de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou de cisaillement subie. Un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération [14].



Figure I.7 : Coupe longitudinale d'un accéléromètre.

### I.5.6.1 Localisation des points de mesure :

Les mesures de vibrations sont réalisées au droit des paliers de la machine.

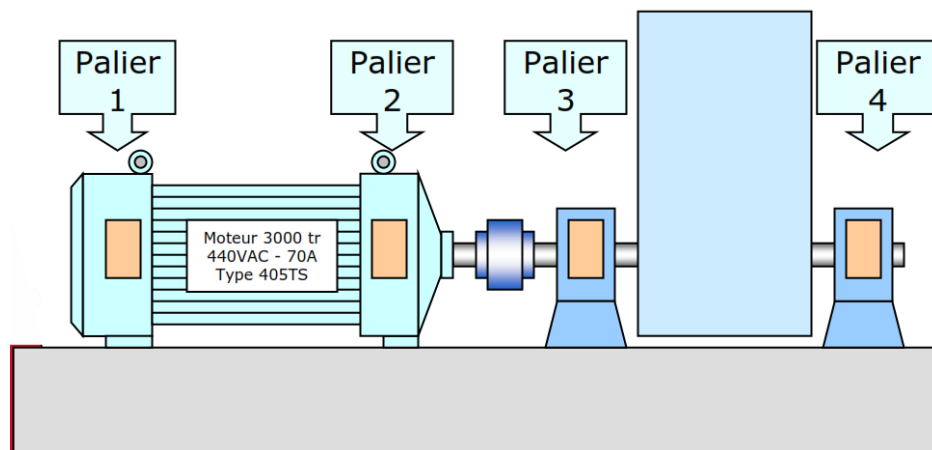


Figure I.8 : Les points de mesure.

### I.5.6.2 Direction des points de mesure :

Il serait souhaitable de réaliser les mesures de vibrations selon les trois directions possibles. Pour des raisons de temps et de coûts, on se limite généralement à une seule direction de mesure par palier: La direction radiale oblique constitue le plus souvent un bon compromis.

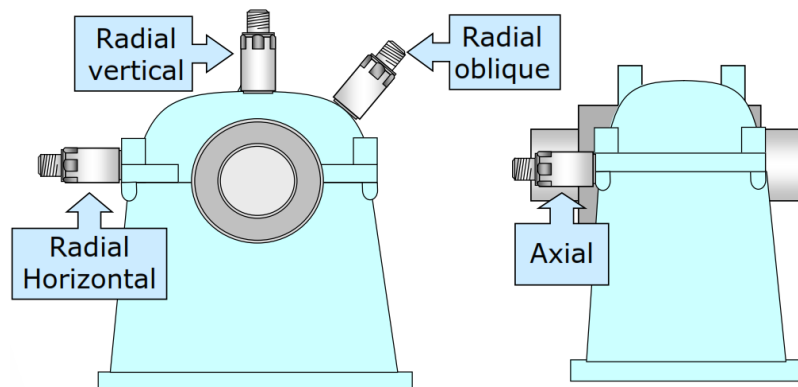


Figure I.9 : Les points de mesure pour un accéléromètre.

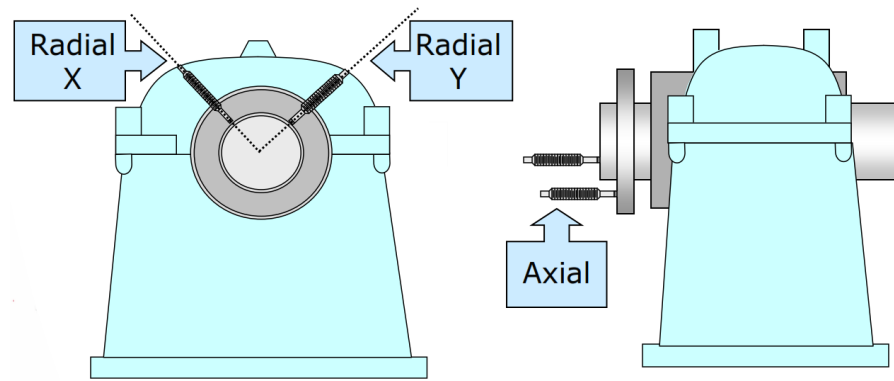


Figure I.10 : Les points de mesure pour une sonde de déplacement.

### I.7.7 Fixation des capteurs :

Les capteurs doivent être placés en liaison aussi directe que possible avec les paliers, en limitant au strict minimum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'élément mobile et le capteur.

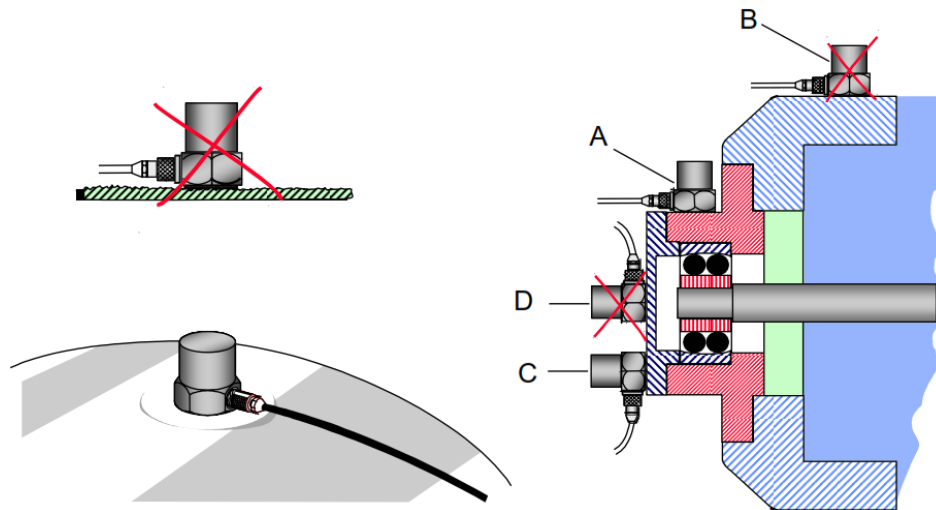


Figure I.11 : Choix de la position de Fixation.

L'emplacement des points de mesure doit être propre (pas de traces de graisse, peinture) et les surfaces de contact avec les capteurs lisses, planes et perpendiculaires à la direction de mesure.

### I.5.8 Modes de fixation des capteurs :

Les accéléromètres possèdent une réponse linéaire sur une large gamme de fréquences, mais cette gamme de fréquences peut être considérablement diminuée selon leur mode de fixation.

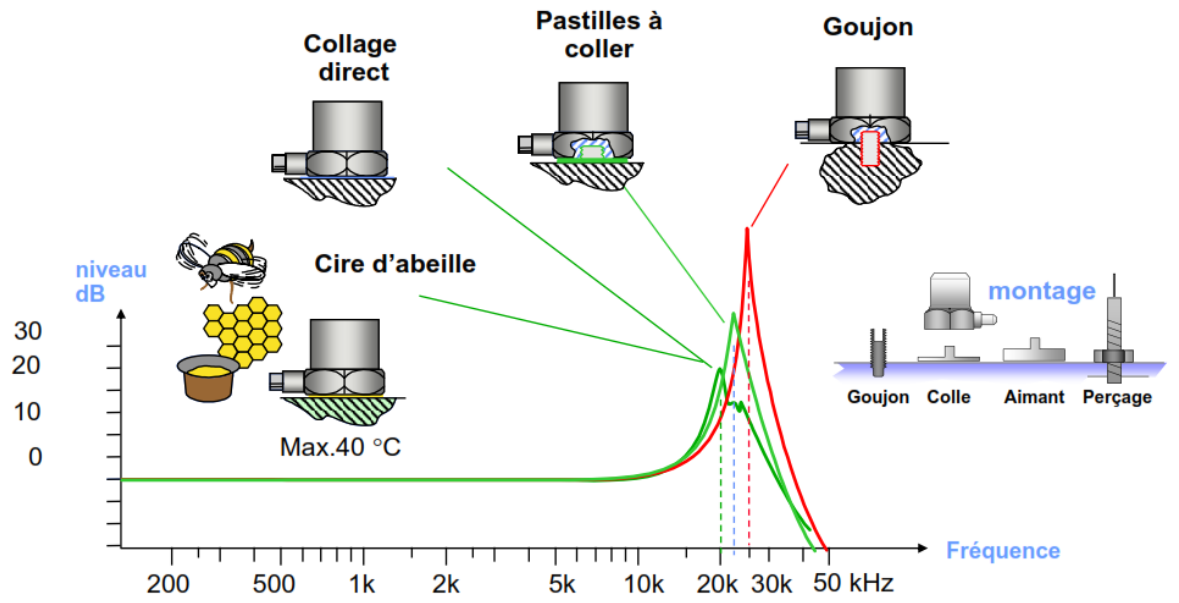


Figure I.12 : Fixation des accéléromètres.

Chapitre

---

2

**Analyse  
des défauts vibratoires**

## II.1 Introduction :

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

Dans ce présent chapitre, on se propose de donner un aperçu sur les principaux défauts d'origine mécanique et électrique, ainsi d'étudier leurs manifestations vibratoires.

## II.2 Typologies des défauts :

Plusieurs défauts sont susceptibles de causer une amplitude vibratoire élevée à la fréquence de rotation d'un moteur, d'une pompe, d'un ventilateur, d'une turbine à vapeur, etc.

La figure suivante illustre une situation particulière dont le quel on peut classifier les différents défauts qui peuvent se manifester au niveau d'une structure tournante.

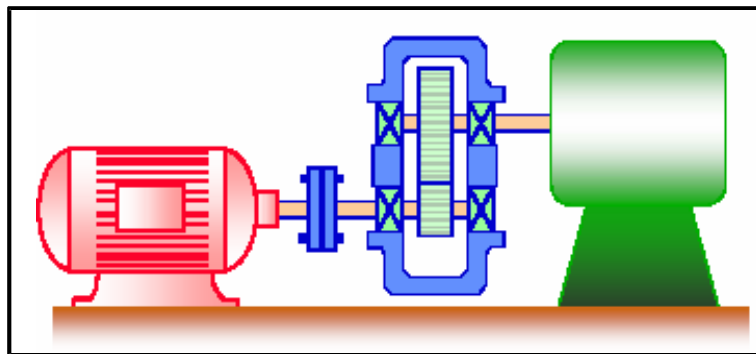


Figure II.1 : Typologie des défauts.

On peut ranger les défauts de fonctionnement en trois grandes catégories :

- **Défauts d'origine mécanique** qui sont liés aux éléments tournants du système de transmission (engrenage, courroie et accouplement) ;
- **Défauts d'origine électrique** liés aux machines d'entraînement (moteur électrique, alternatif et turbine) ;
- **Défauts d'origine hydraulique et aéraulique** des machines entraînées (pompes et compresseurs).

Nous nous s'intéressons dans ce chapitre à donner un aperçu sur les principaux défauts

mécaniques et électriques ainsi que leurs manifestations vibratoires que l'on peut rencontrer sur les machines tournantes.

### II.3 Analyse des défauts d'origine mécanique :

#### II.3.1 Balourd :

Le balourd est une force tournante, générée par un déséquilibre de la masse tournante du rotor. Supposons un rotor parfaitement en équilibre. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse  $M$ . Le rotor présentera un déséquilibre même à l'arrêt, le rotor reviendra à une position d'équilibre. Donc, le balourd est un défaut vibratoire qui se manifeste lorsque l'axe de rotation ne passe pas par le centre de gravité du rotor.

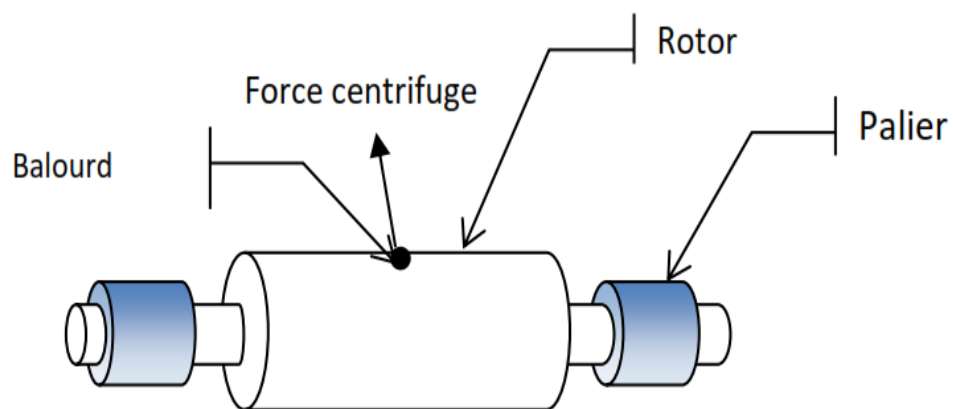
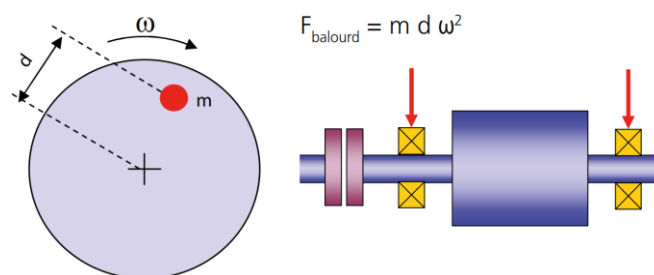


Figure II.2 : Défaut de balourd dans un rotor

Le balourd est un état de déséquilibre dans lequel le centre géométrique d'un axe de rotation ne coïncide pas avec l'axe central de la masse.



#### II.3.1.1 Origine :

Le balourd peut avoir principalement deux causes :

- Le balourd de conception, résulte de défauts dus à l'hétérogénéité, l'anisotropie de la matière, l'usinage et le montage.
- Le balourd accidentel, conséquence d'une modification de l'inertie (arrachement ou dépôt de matière), ou d'une éventuelle modification géométrique (déformation plastique ou

thermique).

### II.3.1.2 Types de balourd :

Un rotor est parfaitement équilibré si son axe principal d'inertie (I) est confondu avec son axe de rotation (R). Suivant la répartition du balourd le long de la masse on distingue deux types :

#### ➤ Balourd statique :

C'est l'état où l'axe central d'inertie (I) est uniquement déplacé parallèlement à l'axe de rotation de l'arbre (R), mais non confondus.

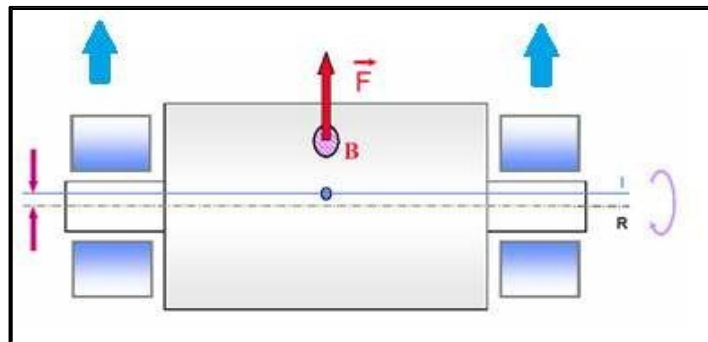
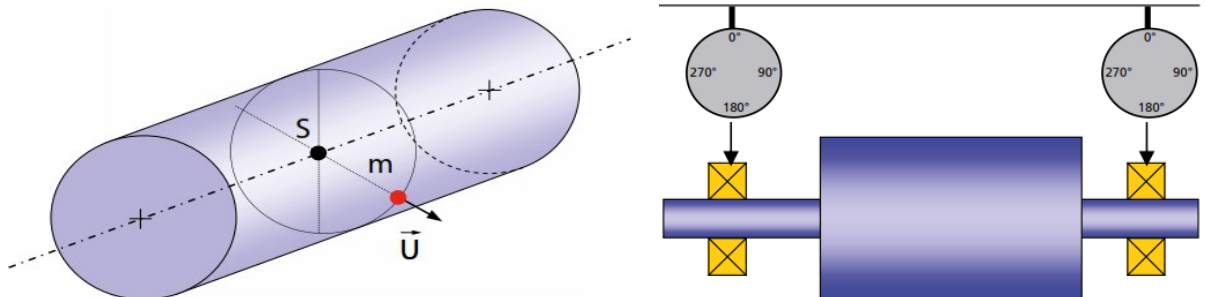


Figure II.3 : Balourd statique.

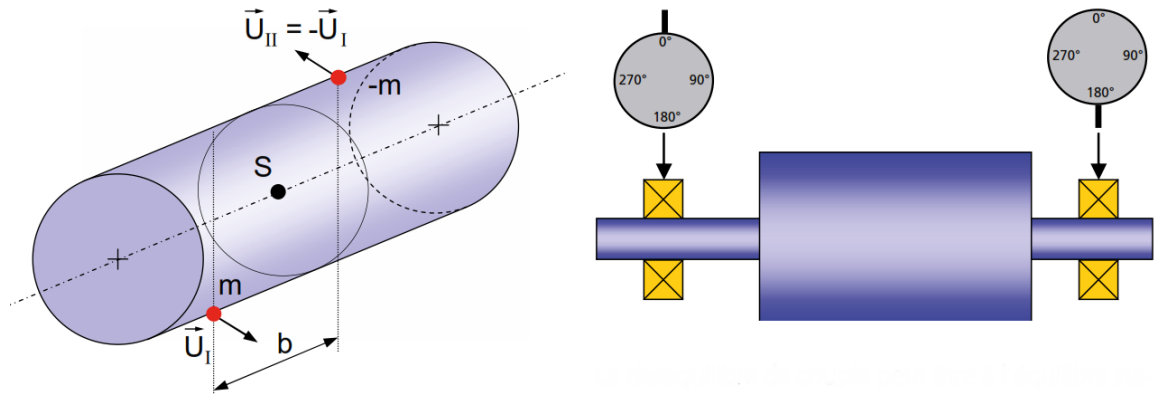
Le balourd statique est causé par une masse en déséquilibre par rapport au centre de gravité.



Le balourd statique s'observe lorsque la machine ne fonctionne pas : le rotor tourne de telle façon que la masse en déséquilibre se trouve au point de plus bas. Le balourd statique produit un signal de vibrations à 1X, Prédominant dans le sens radial et sur les signaux de phase aux deux extrémités des arbres.

#### • Déséquilibre de couple :

Le déséquilibre de couple est causé par deux masses identiques de balourd situées à 180° dans le sens transversal de l'arbre.



Le déséquilibre de couple peut être à l'équilibre statique. Pendant la rotation, le balourd dynamique produit un signal de vibration à 1X, prédominant dans le sens radial et sur les signaux de phase opposée aux deux extrémités des arbres.

➤ **Balourd dynamique**

C'est l'état tel que l'axe central d'inertie (I) et l'axe de rotation (R) de l'arbre ne sont pas coplanaires.

L'axe principal d'inertie forme un angle non nul avec l'axe de rotation, et leur intersection ne coïncide pas avec le centre de masse.

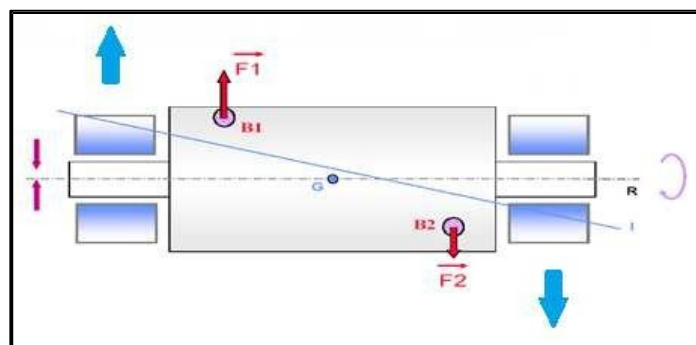
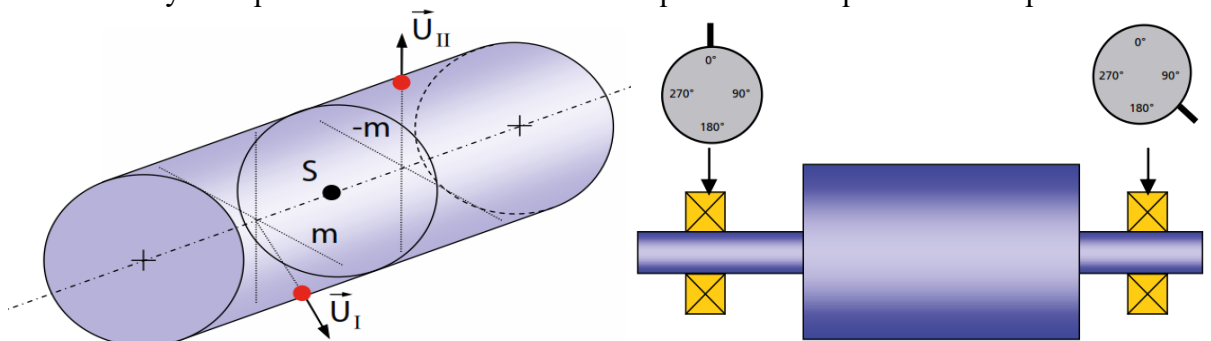


Figure II.4 : Balourd dynamique.

Le balourd dynamique est à la fois un balourd statique et un déséquilibre de couple.



Dans la pratique, le balourd dynamique est la forme la plus fréquente de balourd. En rotation, le balourd dynamique produit un signal de vibration à 1X, principalement dans le sens radial, et la phase dépend de la répartition des masses sur l'axe.

### II.3.1.3 Signature vibratoire :

L'analyse spectrale de ce type de balourd présentera le spectre caractérisé par la présence d'un pic à la fréquence de rotation du rotor.

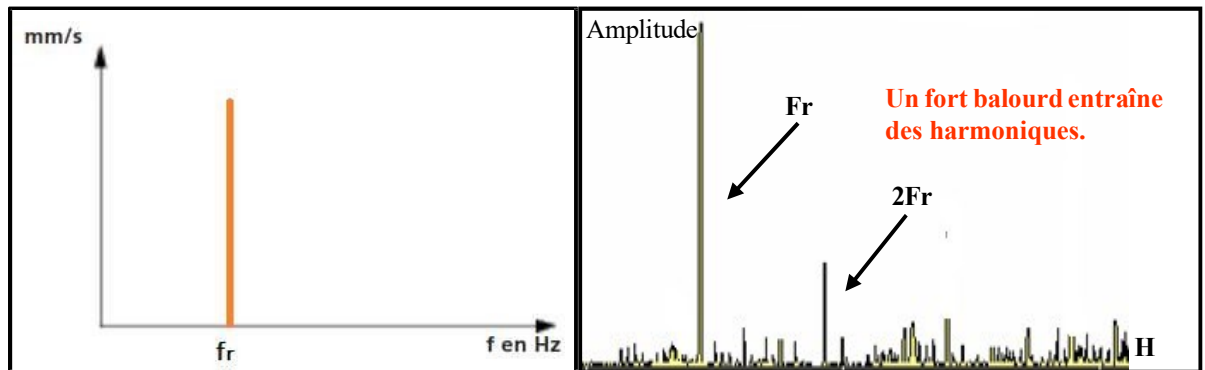


Figure II.5 : Spectre typique d'un défaut de balourd.

### II.3.2 Désalignement :

On parle de défaut d'alignement des lignes d'arbre lorsque l'arbre moteur et l'arbre récepteur assemblés par un accouplement ne sont pas parfaitement alignés. Le mauvais lignage est un problème très courant, et de même importance que le déséquilibre.

**II.3.2.1 Origine :** Les causes de désalignement sont : Mauvais montage, Dilatation thermique, Echauffement dissymétrique, Forces de cisaillement sur les paliers.

#### II.3.2.2 Types de désalignement :

##### ➤ Désalignement parallèle :

Un désalignement parallèle se produit lorsque les axes centraux sont parallèles mais décalés.

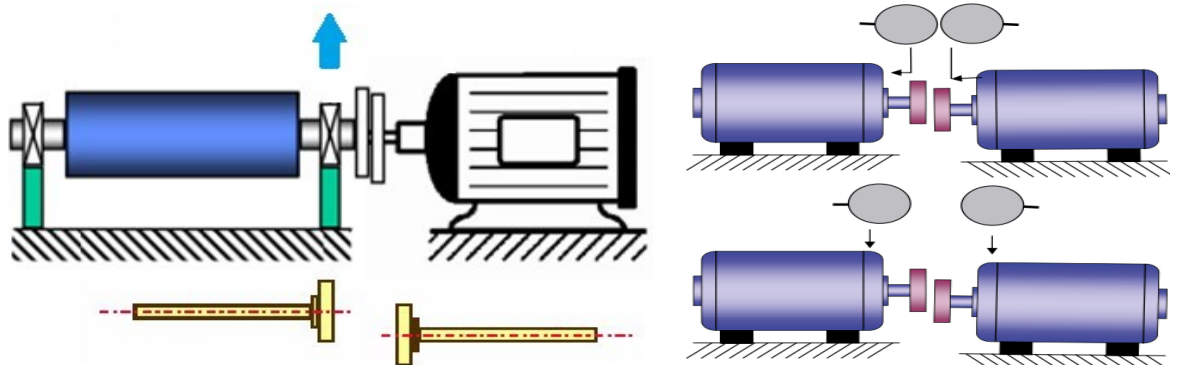


Figure II.6 : Désalignement parallèle.

### ➤ Désalignement angulaire :

Il y a désalignement angulaire quand les axes centraux des arbres coïncident en un seul point sur l'axe projeté des deux arbres.

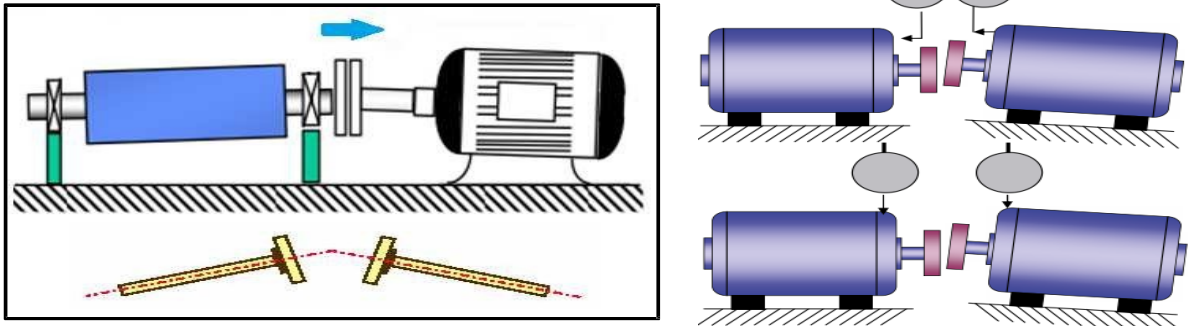


Figure II.7 : Désalignement angulaire.

### II.3.2.3 Signature vibratoire :

La figure suivante montre le spectre de vibration typique associé à un désalignement parallèle où la 2<sup>ème</sup> harmonique (2X) est souvent la composante la plus élevée. Les composantes 2 et 3 ou 4 sont parfois supérieures à la composante d'ordre 1.

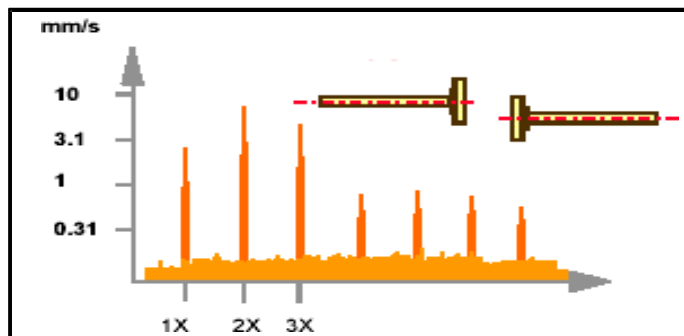


Figure II.8 : Spectre caractéristique d'un désalignement parallèle.

La figure suivante présente le spectre associé à un désalignement angulaire où la composante la plus élevée varie selon le type d'accouplement (souvent 1X, mais aussi 2X ou 3X).

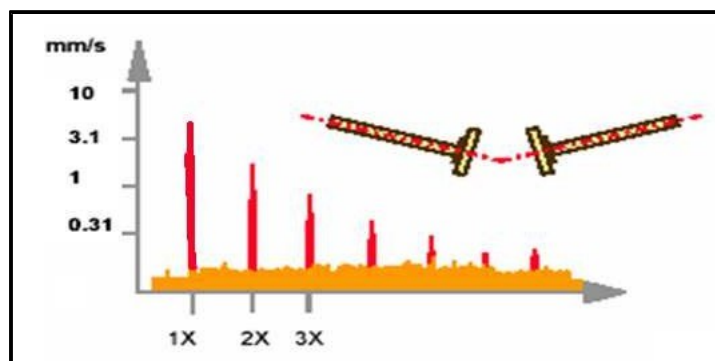


Figure II.9 : Spectre caractéristique d'un désalignement angulaire.

**II.3.3 Flexion de l'arbre :**

La flexion de l'arbre résulte soit d'une asymétrie axiale de l'arbre, soit de forces externes exercées sur celui-ci et provoquant sa déformation.

Elle Produit des forces opposées dans le sens axial qui s'exercent sur les paliers et sont identifiées dans le spectre de vibrations par des vibrations axiales à 1X. On peut aussi observer des vibrations à 2X et dans le sens radial.

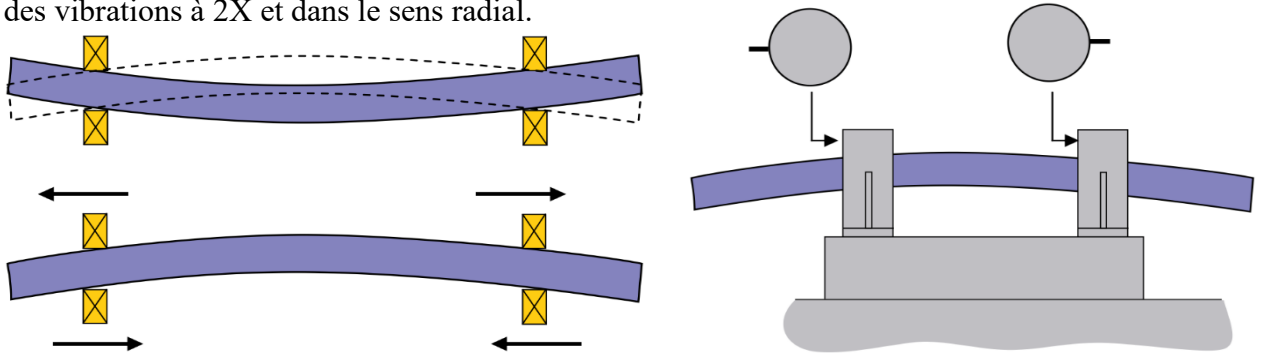


Figure II.10 : Flexion de l'arbre.

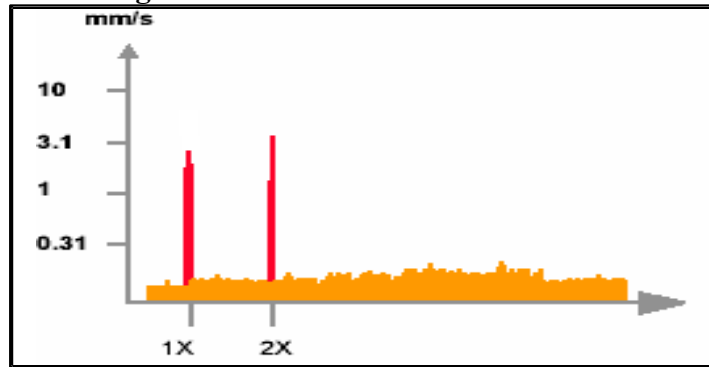
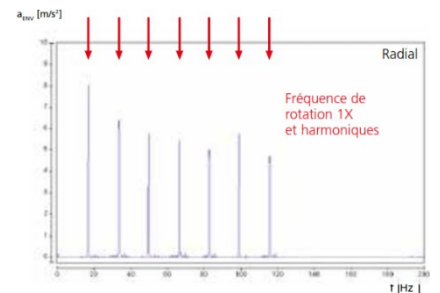
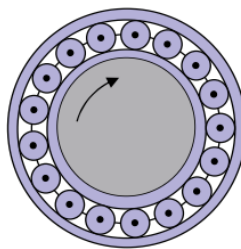


Figure II.11 : Spectre typique de la flexion de l'arbre.

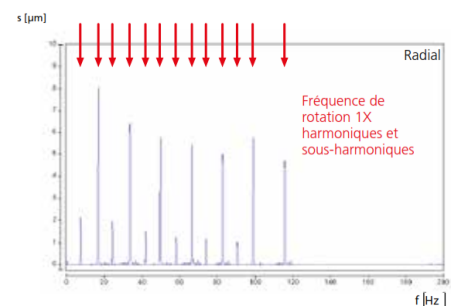
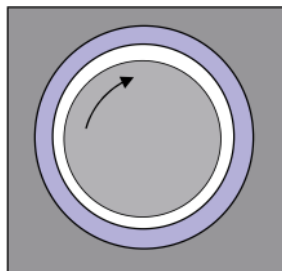
**II.3.4 Serrage insuffisant en rotation :**

Un serrage insuffisant en rotation résulte d'un jeu excessif entre le rotor et le palier.

**II.3.4.1 Paliers à roulements**



**II.3.4.2 Palier lisse :**



### II.3.5 Jeu de fondation :

On entend par exemple un manque de rigidité de montage sur une structure. Cela peut être du effectivement à un desserrage des vis de fixation de la structure mais également à une fissuration d'ancrage ou de bâti. Des défauts comme le balourd vont entraîner le bâti à se désolidariser de la structure.

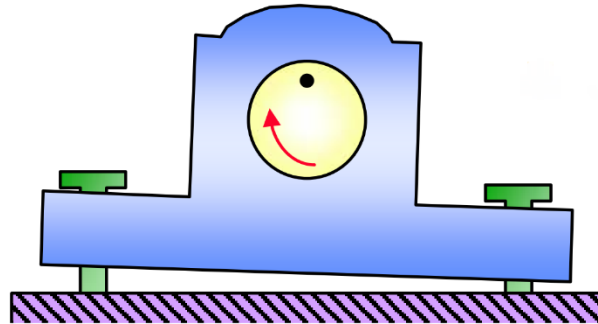


Figure II.12 : Jeu de fondation.

#### II.3.5.1 Signature vibratoire :

Une augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale et de ses harmoniques : 1, 2,  $3 \times f_r$ . Généralement l'amplitude du pic  $2 \times f_r$  est prépondérante. Parfois il y a apparition des sous harmoniques :  $1/2$ ,  $3/2$ ,  $5/2 \times f_r$ .

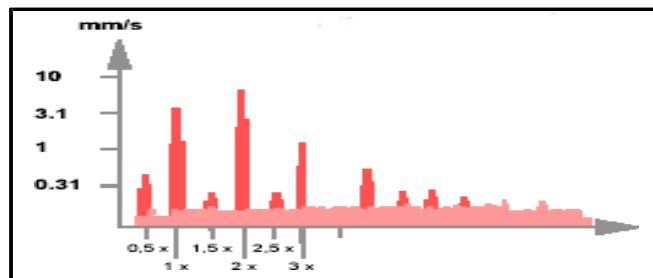


Figure II.13 : Spectre typique du jeu de fondation.

### II.3.6 Jeu d'arbre :

Le jeu se retrouve en général dans le roulement. Il peut s'agir de jeu entre la bague extérieure et le palier, entre la bague intérieure et l'arbre ou un jeu excessif entre les billes/galets et les cages interne et externe. Pour les paliers lisses, le jeu signifie un espace trop important entre l'arbre et le palier.

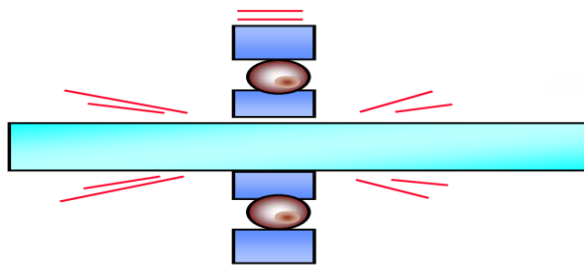


Figure II.14 : Jeu d'arbre.

Les symptômes sont similaires aux jeux de fondation, la différence c'est que les pics des interharmoniques sont plus grands que ceux du jeu de fondation et souvent, il y a apparition des sous harmoniques :  $1/2$ ,  $3/2$ ,  $5/2 \times f_r$ .

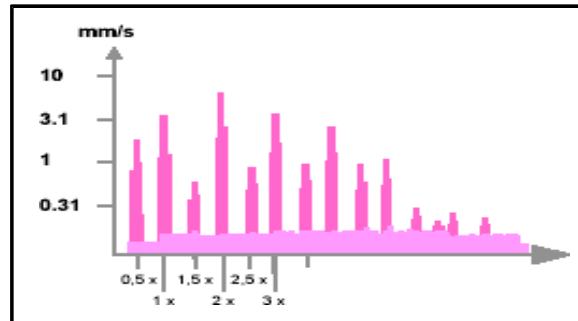


Figure II.15 : Spectre typique du jeu d'arbre.

### II.3.7 Défaut de fixation :

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pic à des fréquences multiples de la fréquence de rotation.

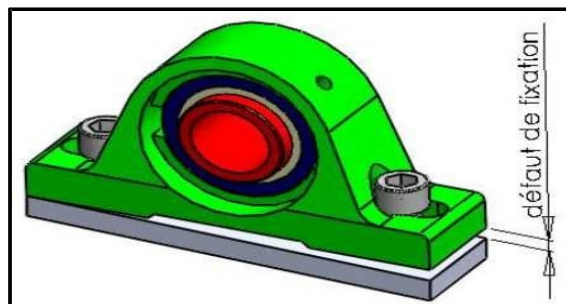
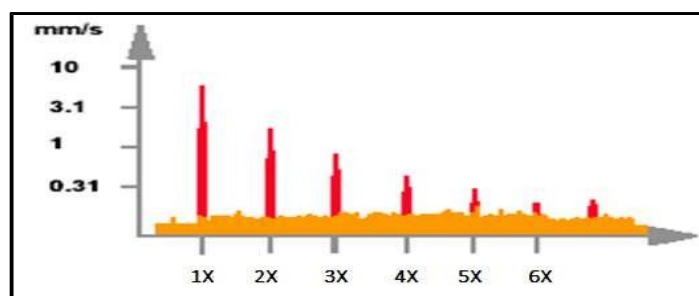


Figure II.16 : Défaut de fixation.

L'analyse spectrale présentera une nette augmentation de l'amplitude de la fréquence



fondamentale  $F_0$  et ses harmoniques : 1, 2, 3, 4 et  $5 \times F_0$ .

Figure II.17 : Spectre caractéristique d'un défaut de fixation.

### II.3.8 Défaut d'engrènement :

Un engrenage est composé de deux roues dentées possédant un certain nombre de dents (noté  $N$ ) tournant à des vitesses différentes. Les engrenages permettent la transmission d'un couple avec ou sans réduction de vitesse.

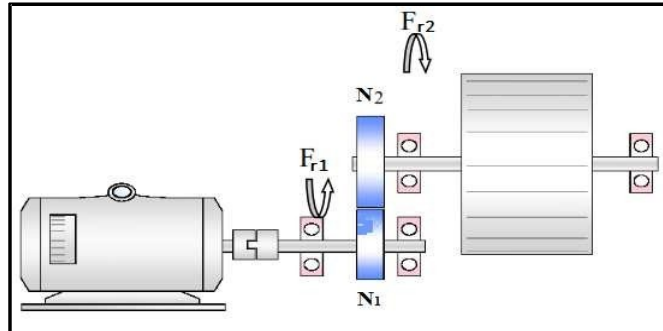


Figure II.18 : Denture d'engrenages.

Le rapport des vitesses des deux roues est lié au nombre de dents de chacun des pignons en contact :

$$\frac{f_{r1}}{f_{r2}} = \frac{N_2}{N_1}$$

Un réducteur ou multiplicateur peut être composé de plusieurs engrenages. L'engrènement se fait au rythme d'engagement des dents selon une **fréquence d'engrènement**  $F_e$  :

$$F_e = N_i F_{ri}$$

Ici, la roue N°1 tourne à la fréquence de rotation  $F_{r1}$ . Donc  $F_{e1} = N_1 f_{r1}$

La roue N°2 tourne à la fréquence de rotation  $F_{r2}$ . Donc  $F_{e2} = N_2 f_{r2}$

$f_{r1}$  et  $F_{r2}$  sont liées par le nombre de dents. Donc :  $F_{e1} = N_1 \frac{N_2 F_{r2}}{N_1} = f_{r2} N_2 = F_{e1}$

$F_{e1} = F_{e2}$ , Il n'y a qu'une seule fréquence d'engrènement pour un engrenage.

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement  $F_e$  et ses harmoniques  $2F_e$ ,  $3F_e$  ....

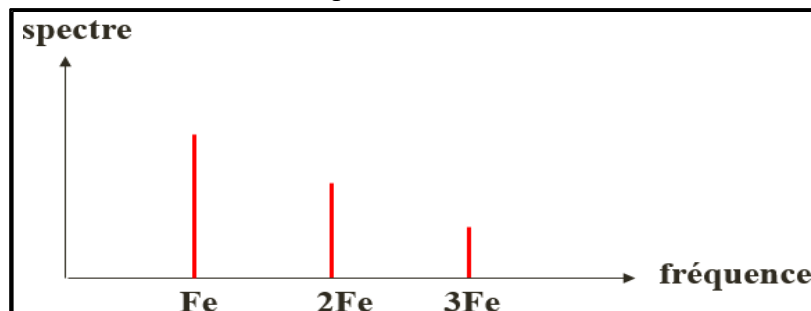


Figure II.19 : Spectre typologique d'un engrenage sain

Les sources de vibrations des engrenages :

- Usure régulière et uniforme de la denture
  - Flexion des dents due à la charge
  - Phénomènes locaux (dent fissurée, dent écaillée).
- Si l'une des roues (roue  $i = 1$  ou  $2$ ) possède une dent détériorée, il se produit un choc périodique à la fréquence de rotation de la roue considérée. Le spectre montrera donc :
- Un pic à la fréquence de rotation  $F_{ri}$  ;
  - Des pics à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques ( $F_e, 2F_e, \dots$ ) ;
  - Des bandes latérales (modulation) espacées de  $F_{ri}$  autour de  $F_e$  et de ses harmoniques.

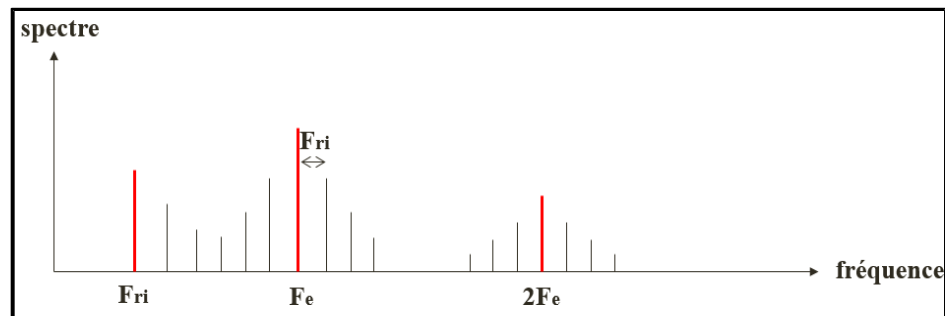
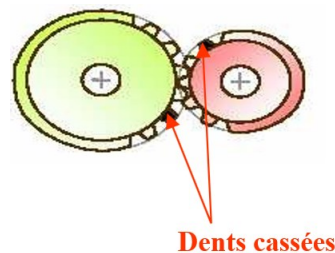


Figure II.20 : spectre théorique caractéristique d'une dent cassée de la roue  $i$ .

Les harmoniques de la fréquence constituent ce que l'on appelle **un peigne de raies**.

Elles sont dues au phénomène de chocs. Dès qu'un défaut se traduit par des chocs, cela retrouve sur le spectre par un peigne de raie dont la fréquence est celle du défaut.

- Si deux dents sont cassées, l'une sur la roue 1 et l'autre sur la roue 2.



Dans ce cas, le spectre contient :

- Un pic à la fréquence  $F_{r1}$  et un autre pic à la fréquence  $F_{r2}$  ;
- Des pics sur la fréquence d'engrènement et ses harmoniques :  $F_e, 2F_e, \dots$  ;
- Un peigne de raies, espacées de  $F_{r1}$ , autour de  $F_e$  et ses harmoniques ;
- Un peigne de raies, espacées de  $F_{r2}$ , autour de  $F_e$  et ses harmoniques ;
- Un pic sur la fréquence  $F_c$  (**fréquence de coïncidence** des deux dents cassées) et ses harmoniques.

$$F_c = \frac{F_e}{\text{PPCM}(N_1, N_2)}$$

Où PPCM est le plus petit commun multiple des dents des deux roues 1 et 2.

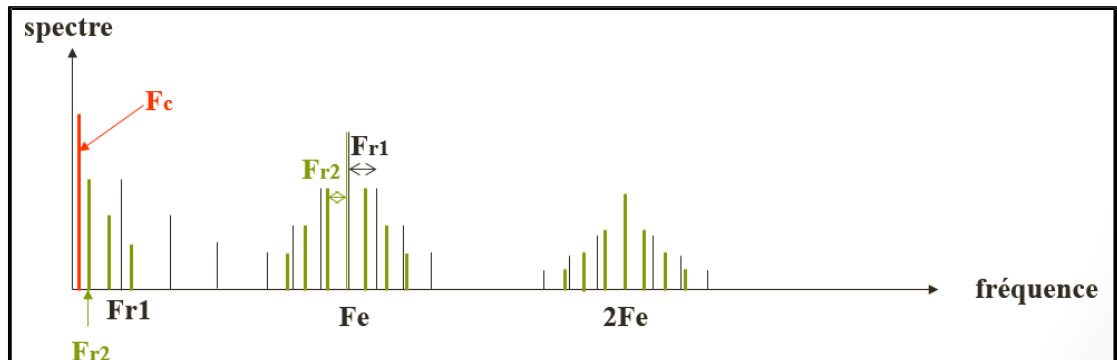


Figure II.21 : spectre théorique caractéristique d'une dent cassée sur chaque roue.

- Si l'ensemble de la denture est détérioré, les chocs se produisent au passage de chacune des dents, le spectre contient :
  - Des pics très élevés à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques :  $F_e$ ,  $2F_e$ ,... ;
  - Des pics aux fréquences de rotation ( $f_{r1}$  et  $f_{r2}$ ) et leurs harmoniques ( $2f_{r1}$ ,  $3f_{r1}$ ,... et  $2f_{r2}$ ,  $3f_{r2}$ ,...).

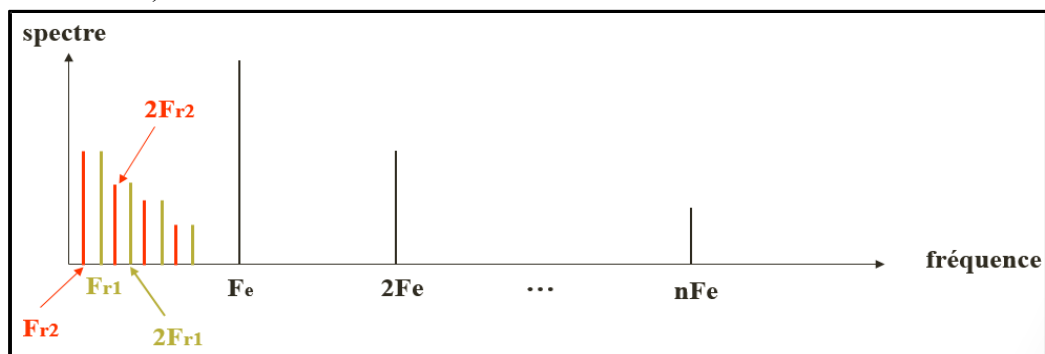


Figure II.22 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type : "ensemble de denture détériorée".

### II.3.9 Défaut de transmission par courroie :

Les défauts de courroies sont aussi des problèmes très courants néanmoins il faut distinguer entre problèmes liés à la courroie elle-même et les problèmes liés au désalignement des poulies ou la mauvaise tension de la courroie.

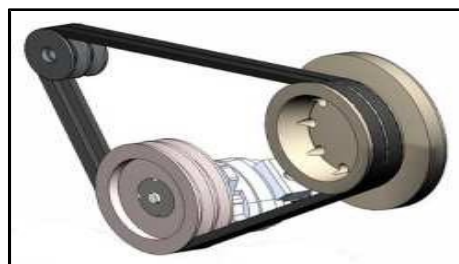


Figure II.23 : Transmission par courroie.

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée

d'une courroie : partie arrachée, défaut de jointure (**figure II.23**) impliquant un effort ou un choc particulier à la **fréquence de passage des courroies**  $F_{pc}$  de ce défaut définie par :

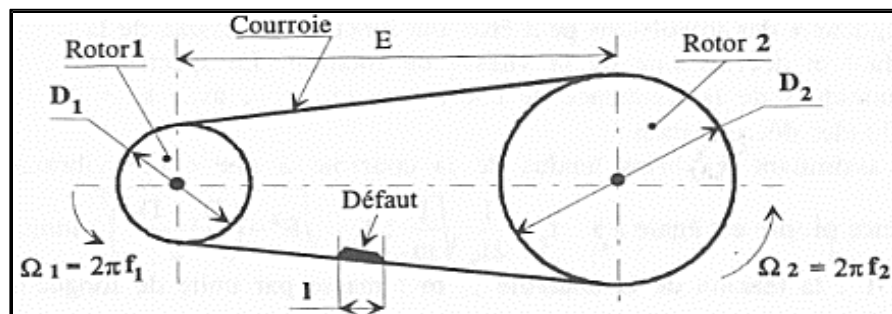
$$F_{pci} = f_{ri} \frac{\pi D_i}{L}$$

Avec :

$f_{ri}$  : Fréquence de rotation des poulies 1 et 2.

$D_i$  : Diamètre des poulies 1 et 2.

$L$  : Longueur de la courroie.

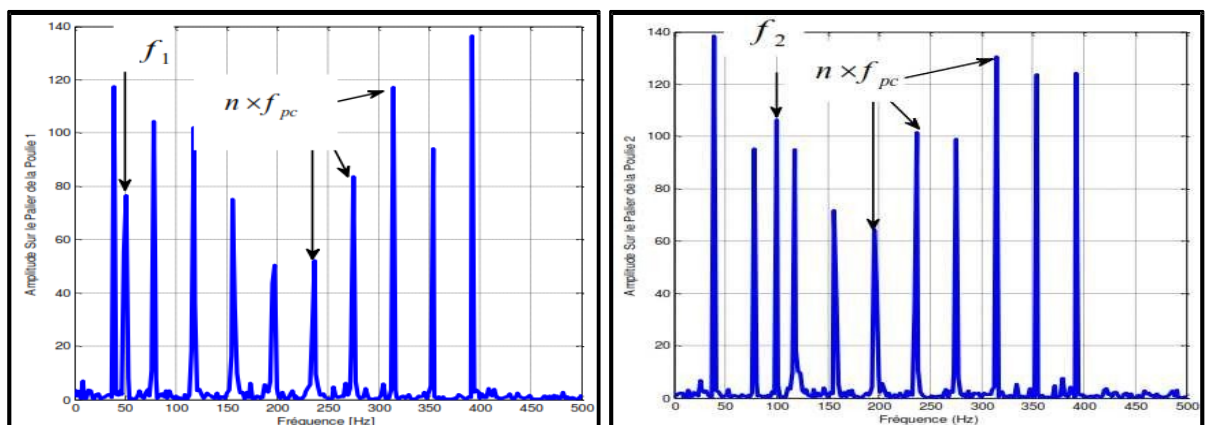


**Figure II.24 : Transmission par courroie présentant un défaut.**

La longueur de la courroie est déterminée à partir de l'entraxe  $E$  et des diamètres des poulies menante et mené.

$$L = 2E + 1.57(D_1 + D_2) + \frac{D_2 - D_1}{4E}$$

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage de la courroie, ou de ses harmoniques.



**Figure II.25 : Spectre d'un défaut de transmission par courroie.**

### II.3.10 Analyse des défauts d'origine électrique :

#### II.3.10.1 Défauts sur stator :

Les défauts statoriques ont deux origines :

- **Variation d'entrefer** : provoquée par un défaut de centrage ou l'ovalisation du corps du stator
- **Variation de courant** : provoqué par un défaut d'enroulement au niveau du stator, un déséquilibre de phase, des spires ou tôles statoriques de mauvaise qualité, en court-circuit ou desserrées, ...

En contrôle vibratoire, ces défauts peuvent être observés :

- Aux basses fréquences, autour de 2 fois la fréquence du courant d'alimentation ( $F_a$ ) ;

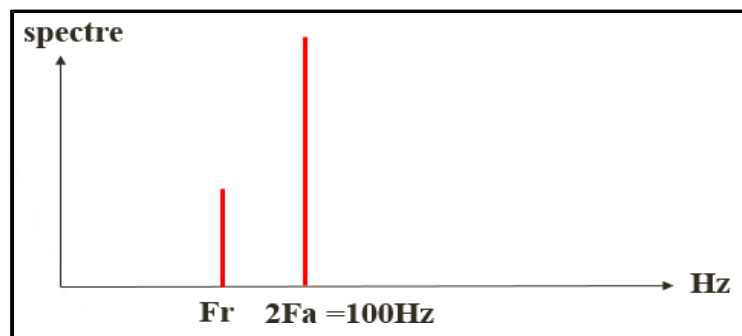


Figure II.26 : Détection aux basses fréquences.

- Aux moyennes fréquences, autour de la fréquence de passage d'encoches et ses harmoniques. (Bandes latérales autour de la fréquence d'encoche dont le pas correspond à 2 fois la fréquence du courant ( $2 \times F_a$ ), mais d'amplitude nettement dissymétriques de part et d'autre de la fréquence d'encoches.)

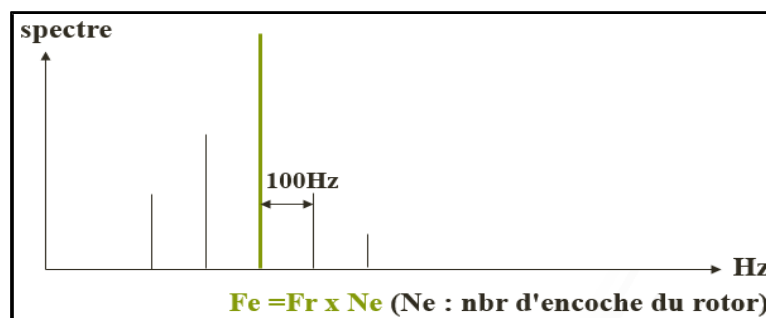


Figure II.27 : Détection aux moyennes fréquences.

### II.3.10.3 Défauts sur rotor :

Les défauts rotoriques ont deux origines :

- **Excentricité dynamique d'entrefer** : provoquée par un désalignement, une déformation du rotor ou un jeu de paliers important.
- **Variation de courant** : provoquée par des barres rotoriques cassées ou fissurées, par une anomalie de résistivité au niveau des liaisons barres-anneau, par des tôles ou des spires rotoriques en mauvais état ou en court-circuit.

En contrôle vibratoire, ces défauts peuvent être observés :

➤ Aux basses fréquences, les défauts rotoriques se manifestent par l'apparition de bandes latérales autour de la fréquence de rotation et espacées de  $2p \cdot F_g$ .

$$\text{➤ } F_g = \frac{F_a - f_r}{p}$$

Avec :

$P$  = nombre de paires de pôles du moteur.

$F_g$  = fréquence de glissement

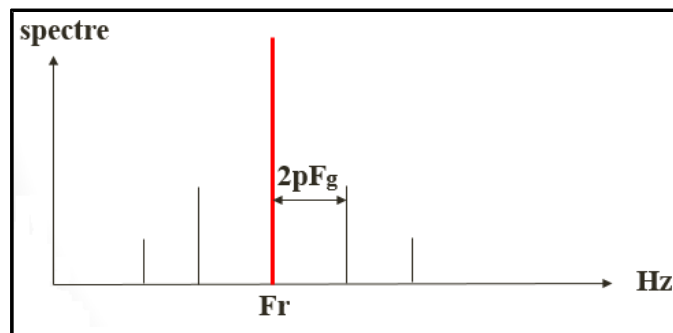


Figure II.28 : Détection aux basses fréquences.

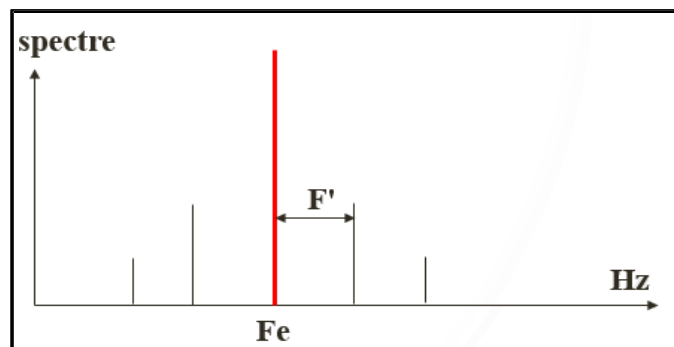


Figure II.29 : Détection aux moyennes fréquences.

### II.3.11 Défauts de roulements :[1]

Les roulements sont les éléments mécaniques les plus importantes des machines tournantes. Ils sont employés pour guider et soutenir les arbres de machines tournantes. Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage).

De manière générale, les roulements sont constitués de quatre composants essentiels : Une bague extérieure, une bague intérieure, des organes roulants (billes), et un organe de lubrification (cage), comme les montre la figure (II.29).

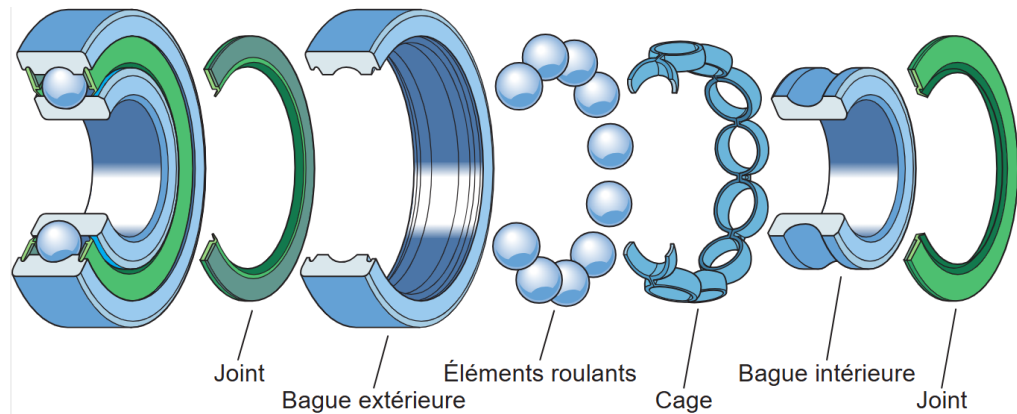


Figure II.29 : Eléments composant un roulement à bille.

### II.3.11.1 Fréquence des défaillances des éléments de roulement :

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

- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement ( $F_{be}$ ).
- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement ( $F_{bi}$ ).
- La fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes ( $F_c$ ).
- La fréquence de passage d'un défaut de cage ( $F_{cage}$ ).

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit à la fréquence correspondante donnée par les formules ci-dessous.

- La fréquence de passage d'un élément roulant (bille) sur un défaut de bague externe (la bague externe étant supposée fixe) est ( $F_{be}$ ), donnée par la relation suivante :

$$F_{be} = \frac{f_{rot} * N_b}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant (bille) sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant) est ( $F_{bi}$ ), donnée par la relation suivante :

$$F_{bi} = \frac{f_{rot} * N_b}{2} \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage est ( $F_{cage}$ ), donnée par l'équation suivante :

$$F_c = \frac{f_{rot}}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

- La fréquence de passage de rotation d'un élément roulant sur lui-même (sur la bague externe ou sur la bague interne) est ( $F_c$ ), donnée par l'équation suivante :

$$F_{be} = \frac{f_r}{2} * \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right]$$

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque rotation de l'élément altéré, à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, la fréquence de défaut d'élément roulant correspond généralement au double de leur fréquence de rotation sur eux-mêmes.

$$2f_e = f_r \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d \cos \alpha}{D} \right)^2 \right]$$

avec :

N : le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),

$D_p$  : le diamètre primitif,

d : le diamètre des éléments roulants,

$\phi$  : l'angle de contact

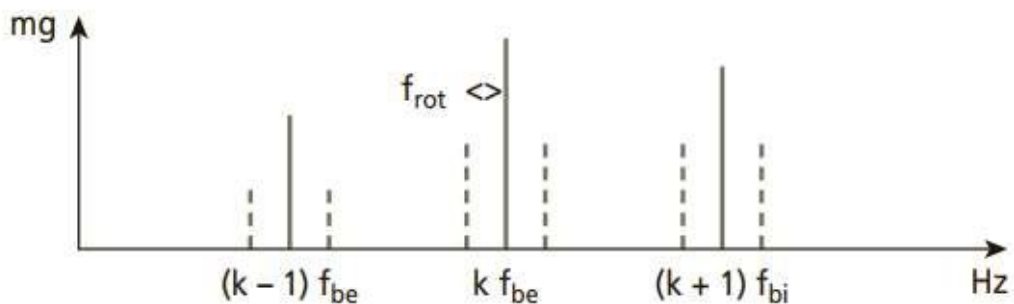
$f_{rot}$  : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

### II.3.11.2 Principaux défauts affectant les roulements : [7]

#### II.3.11.2.1 Défaut de type écaillage affectant la bague externe :

Si le défaut affecte la bague fixe d'un roulement, généralement la bague externe, le défaut se manifestera, dans le domaine spectral, par un peigne de raies de pas égal à la fréquence  $F_{be}$  et dont l'amplitude dépendra essentiellement des réponses impulsionnelles du roulement et de son palier, l'amplitude des forces d'excitation étant constante (figure I.14).

En présence d'une charge dynamique importante due, par exemple, à un déséquilibre conséquent, à chaque composante de ce peigne peut être associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.

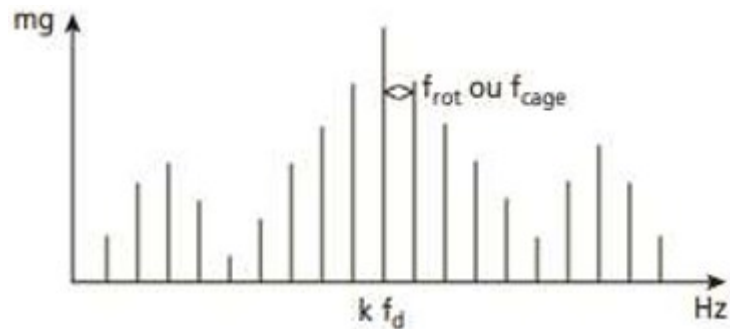


**Figure II.30 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague interne d'un roulement (charge axial).**

La fréquence du défaut  $F_d$  est égale à  $F_{bi}$  ou  $F_e$  selon la localisation de l'écaillage.

#### II.3.11.2.2 Défaut de type écaillage sur un élément roulant :

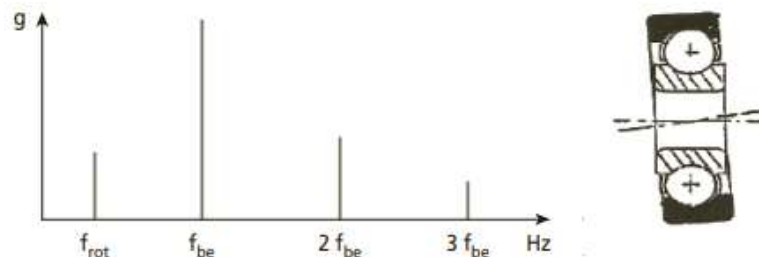
Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies, à chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation (figure III.16).



**Figure II.31 : image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément ou une bague interne d'un roulement (charge radiale).**

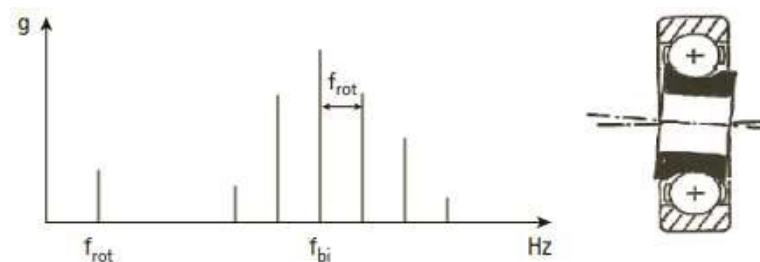
### II.3.11.2.3 Défaut de type déversement de bague :

Le défaut de type déversement de bague externe a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence du défaut de cette bague, qui est généralement prépondérante par rapport à ses premières harmoniques (figure II.32).



**Figure II.32 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague externe.**

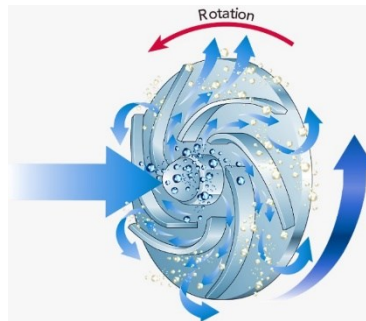
Le déversement de bague interne a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence du défaut de cette bague, qui est généralement modulée par la fréquence de rotation (figure III.18).



**Figure II.33 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague interne.**

### II.3.12 Cavitation :

La cavitation est généralement considérée comme un processus en deux parties, provoqué par des changements de pression lorsque le fluide traverse la roue ; La première partie du processus de cavitation se produit lorsque la pression chute en dessous de la pression de vapeur du liquide et que des bulles de vapeur se forment à l'entrée de la turbine ; La deuxième partie du processus se produit dans les zones de pression plus élevées sur les pales de la turbine, lorsque la turbine tourne, l'action centrifuge déplace les bulles le long des pales vers les zones de haute pression où elles s'effondrent dans une série d'implosions [01]. Ces implosions développent des niveaux d'énergie qui dépassent de loin la limite d'élasticité de la plupart des matériaux de pompe et créent de petites cavités dans le métal.



**Figure II.35 : Roue d'une pompe avec formation de bulles de vapeur à l'entrée et implosions sur les pales.**



**Figure II.36 : Effets de la cavitation sur les roues de pompe [02].**

Une cavitation provient de la collision de bulles (produit d'ébullitions locales dans certaines conditions du fluide : basse pression dynamique). Ces collisions sont excessivement brèves et donc amples en fréquence [03].

- Les résonances sont excitées dans tout le spectre.
- Dans le spectre d'enveloppe, on observera une augmentation du pied de spectre (carpet) sans qu'aucune raie ne soit visible.



**Figure II.37 : Spectre d'enveloppe de cavitation**

Chapitre

---

3

# Traitement du signal

### III.1 Introduction :

Le traitement de signal est une science qui traite et interprète les informations contenues dans un signal qui peut provenir de différentes sources, le signal est électrique ou devenu électrique à l'aide de capteurs.

Dans le cas de la surveillance vibratoire le traitement de signal est utilisé pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ses paramètres de fonctionnement pour l'étude, par exemple, du comportement vibratoire d'un compresseur à pistons sur un cycle de compression. Elle sert aussi, et de façon très pertinente, à l'élaboration d'un diagnostic pointu lorsque, après dépistage d'une anomalie, il sera possible, grâce à des analyseurs de signaux haut de gamme, de suivre le signal temporel filtré autour de la fréquence générée par le défaut.

### III.2 Un signal :

Est la représentation physique de l'information qu'il transporte de sa source à son destinataire. Il sert de vecteur à une information. Il constitue la manifestation physique d'une grandeur mesurable (courant, tension, force, température, pression, etc.) [23].

#### III.2.1 Le bruit :

Est défini comme tout phénomène perturbateur gênant la perception ou l'interprétation d'un signal, par analogie avec les nuisances acoustiques (interférence, bruit de fond, etc.). La différenciation entre le signal et le bruit est artificielle et dépend de l'intérêt de l'utilisateur [23].

#### III.2.2 Rapport signal sur bruit : [24]

Le rapport signal sur le bruit (SNR) qui signifie en anglais (signal to noise ratio), c'est le rapport des puissances entre :

- Le signal d'amplitude maximale.
- Le bruit de fond.

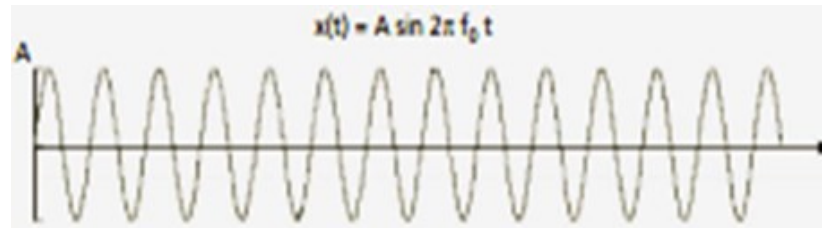
#### III.2.3 Classification des signaux :

##### III.2.3.1 Les signaux déterministes :

Ou signaux certains, leur l'évolution en fonction du temps peut être parfaitement décrite par un modèle mathématique. Ces signaux proviennent de phénomènes pour lesquels on connaît les lois physiques correspondantes et les conditions initiales, permettant ainsi de prévoir le résultat [23]. Dans les signaux déterministes on trouve des signaux périodiques, les signaux non périodiques.

##### III.2.3.1.1 Périodiques :

Un signal  $x(t)$  est périodique (figure II.1) de période  $T$  si il satisfait à la relation :  $x(t) = x(t + T)$  pour tout  $t \in \mathbb{R}$ . On distingue les signaux sinusoïdaux qui sont la répétition à l'infini d'un motif.



**Fig III.1** : signal sinusoïdal.

Avec :

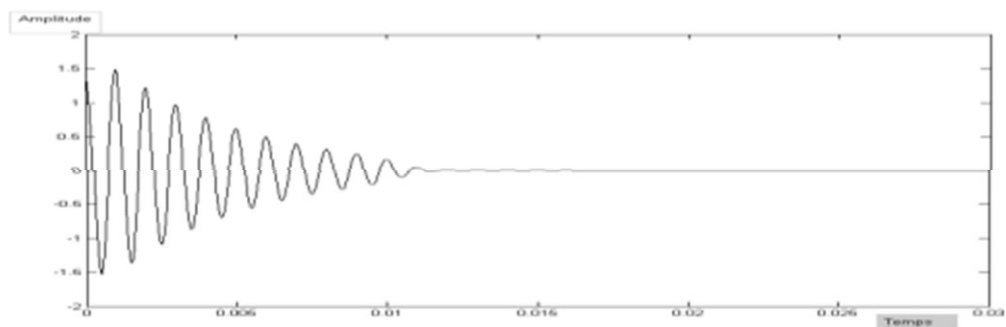
A : l'amplitude du signal

f : la fréquence du signal

t : la période du signal

### III.2.3.1.2 Non périodique :

Un signal  $x(t)$  non périodique s'il satisfait à la relation  $x(t) \neq x(t + T)$  pour tout  $t \in \mathbb{R}$ . On sépare les signaux quasi-périodiques qui résultent de la somme de signaux sinusoïdaux et les signaux transitoires (figure III.2) qui ont une existence éphémère ou qui sont observés sur une durée finie.



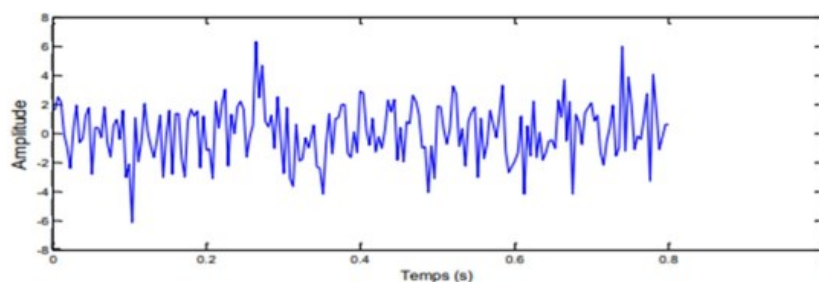
**Fig III.2** : signal transitoire.

### III.2.3.2 Les signaux aléatoires :

Est un signal complexe, leur l'évolution en fonction du temps ne peut pas être décrite par un modèle mathématique. Inexploitable dans le domaine temporel, on se contente uniquement de l'observation statistique, cette observation est caractérisée par des grandeurs statistique ou fréquentielles. On peut distinguer deux types de signaux aléatoires :

#### III.2.3.2.1 Les signaux stationnaires :

Dont les caractéristiques statistiques sont invariantes dans le temps (figure III.3).



**Fig III.3** : Signal stationnaire.

### III.2.3.2.2 Les signaux non stationnaires :

Dont les caractéristiques statistiques varient dans le temps (figure III.4)

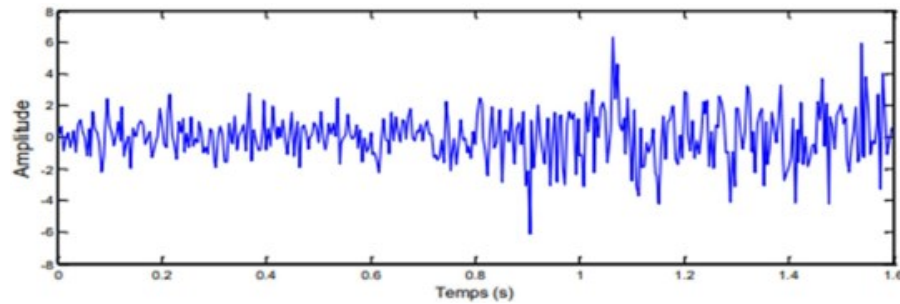


Fig III.4 : Signal non stationnaire.

### III.2.4 Différents types de représentations des signaux :

Il existe plusieurs types de représentations de signaux :

- Représentation temporelle.
- Représentation spectrale.

#### III.2.4.1 Représentation temporelle :

La représentation temporelle est basée sur l'évolution du signal en fonction du temps, utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres en fonctionnement

#### III.2.4.2 Représentation spectrale :

Faute de pouvoir représenter le signal vibratoire en fonction du temps sous une forme facilement exploitable, on a recherché à le représenter dans un diagramme amplitudes/fréquences appelé spectre. Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires constituant le signal est parfaitement définie par son amplitude et sa fréquence [21].

Le domaine des fréquences occupé par le spectre est aussi appelé la largeur de bande spectrale du signal [23].

$$\Delta F = F_{max} - F_{min}$$

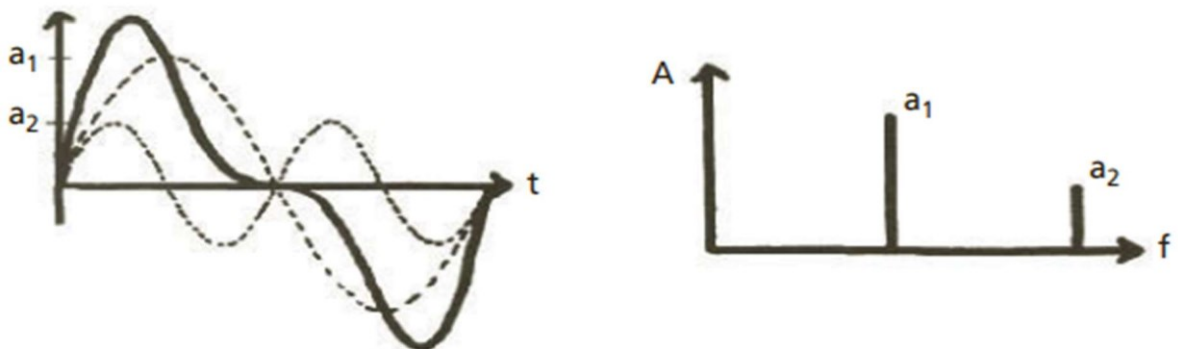


Fig III.5 : représentation spectrale des différentes composantes d'un signal complexe.

### III.3 Analyse temporelle :

L'analyse des signaux vibratoires dans le domaine temporel est l'une des techniques les plus faciles et les moins coûteuses. L'information contenue dans le signal vibratoire engendre des variations d'amplitude et de temps lors d'apparition d'un défaut. Par exemple la périodicité d'un pique d'amplitude peut indiquer une certaine anomalie du système. Ainsi, l'approche temporelle est appropriée pour des vibrations périodiques engendrées par un défaut produisant des impulsions périodiques. Cependant, l'analyse des courbes de deux signaux vibratoires : l'un sain et l'autre en défaut peut révéler une différence des deux formes, mais cela n'indique pas la cause exacte du défaut, sa nature et sa gravité. D'ailleurs, certaines machines génèrent de fortes vibrations lors de son opération. Lorsque ces machines développent un défaut progressif, son évolution s'accroît constamment dans le temps tandis que l'augmentation du niveau des vibrations est difficile à percevoir. Si le niveau de gravité de ce défaut est bas, il est difficile à détecter les symptômes de ce défaut par les variations enregistrées sur la courbe du signal vibratoire.

Les systèmes mécaniques comme les roulements et les engrenages avec défauts localisés révèlent des caractéristiques qui ne peuvent pas être estimées dans le domaine temporel. Les caractéristiques de ces systèmes, définies comme aléatoires et non-déterministes, ne sont pas facilement cernées mais elles peuvent être estimées par des indicateurs statistiques qui offrent la possibilité de suivre l'aggravation du défaut [22].

#### III.3.1 La mesure du niveau global (indicateurs statiques) :

L'analyse temporelle des signaux vibratoire consiste à étudier et suivre l'évolution des indicateurs statiques, entre autres, le kurtosis, la valeur efficace, la valeur crête, la valeur crête à crête, facteur de crête, afin de les comparer à des seuils de jugements et donner un avis sur l'état de la machine

Cet outil est fiable pour quantifier la gravité de défauts dans le suivi vibratoire mais pas leurs localisations.

Sur une machine dont le niveau vibratoire normal est relativement haut, le développement d'un défaut mécanique peut être masqué par le « bruit ». Le niveau global mesuré ne réagit alors pas à ce défaut, du moins pas à un stade précoce de son développement [25].

##### III.3.1.1 L'amplitude crête $A_c$ :

L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre.

##### III.3.1.2 L'amplitude crête à crête $A_{cc}$ :

Appelée aussi amplitude double. La mesure de l'amplitude crête ou crête à crête pour le déplacement de la vibration permet de mieux voir l'ampleur du mouvement vibratoire.

### III.3.1.3 L'amplitude efficace (RMS) :

Pour une vibration de type sinusoïdale, la valeur de l'amplitude efficace s'exprime de la façon suivante :

$$A_{\text{eff}} = A_c \frac{\sqrt{2}}{2} \quad 3.1$$

Pour une vibration complexe, la valeur de l'amplitude efficace se définit mathématiquement par la relation :

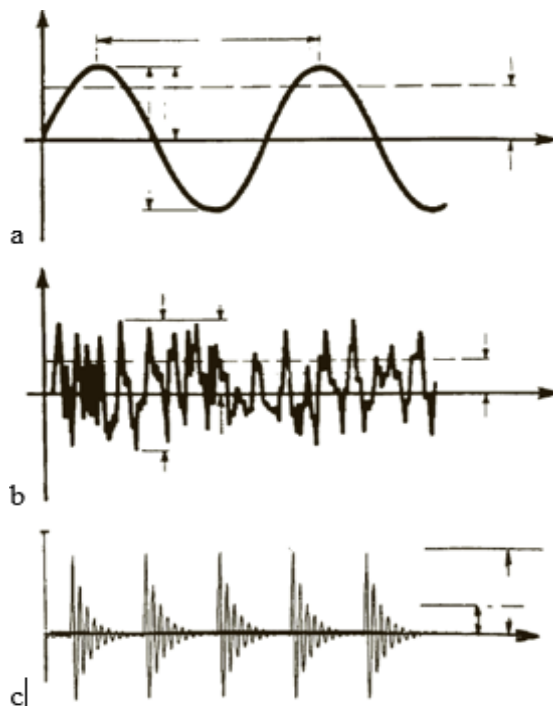
$$A_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{N} * \sum_{n=1}^N [x(n)]^2} \quad 3.2$$

Avec :

$x(n)$  : le signal temporel mesuré.

$N$  : représente le nombre d'échantillons prélevés sur le signal.

La RMC est la méthode la plus intéressante pour la mesure des amplitudes de vibrations. En plus de prendre en compte l'évolution du signal dans le temps, elle est liée à l'énergie de vibration et donc au "potentiel de détérioration" de la vibration. Dans la pratique, le détecteur de la RMC égalise les valeurs positives et négatives instantanées dès leur apparition. Il effectue ensuite la moyenne sur une certaine période de temps, puis extrait la racine carrée du résultat.



**Fig III.6 :** Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (a), complexe (b), impulsionnel périodique (c).

### III.2.1.4 Le facteur de crête :

Qui se définit comme le rapport de la valeur de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace :

$$F_c = \frac{\max(|s(t)|)}{A_{\text{eff}}(s(t))} \quad 3.3$$

Une vibration de type sinusoïdal (balourd, désalignement...) aura un facteur de crête voisin de 1.5, alors qu'une vibration de type impulsionnel (chocs) aura un facteur de crête beaucoup plus important

L'inconvénient de ce type d'indicateur est sa sensibilité aux autres sources de vibrations du système [26].

### III.3.1.5 Kurtosis :

L'analyse statistique du signal est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsionnel génèrent non seulement des différences importantes de rapport amplitude crête/amplitude efficace comme nous l'avons déjà vu avec le facteur de crête, mais aussi des allures de courbes de densité différentes. Pour quantifier cette différence, le kurtosis (K), qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif.

Il est donné par la formule suivante :

$$K = \frac{1}{N_c} * \sum_{n=1}^{N_c} [x(n) - \bar{x}]^4 \quad 3.4$$

Dans le cas d'un signal impulsionnel aléatoire (distribution gaussienne des amplitudes), le kurtosis est égal à 3 et l'amplitude crête du signal est statistiquement égale à 3 fois son amplitude efficace :

- K voisin de 1.5 pour une vibration de type sinusoïdal
- K voisin de 3 pour une vibration de type impulsionnel aléatoire
- K >> 3 pour une vibration de type impulsionnel périodique

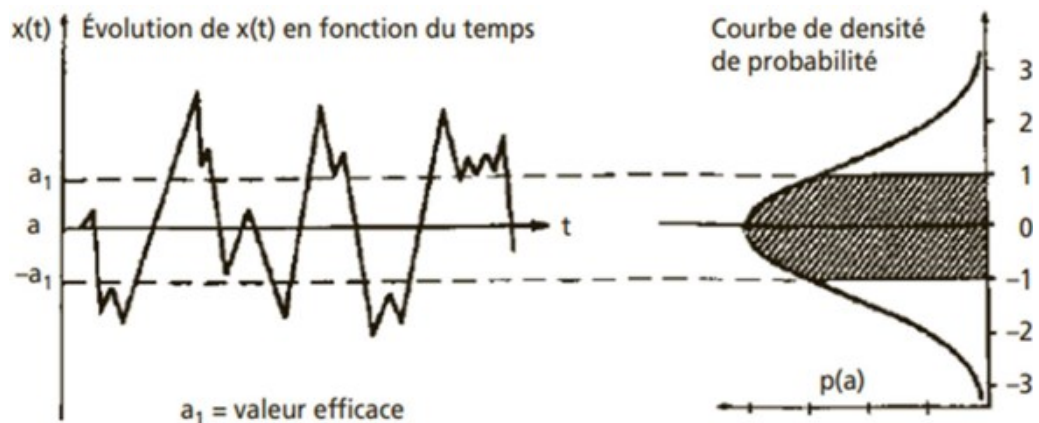


Fig III.7 : courbe théorique de la densité de probabilité.

### III.3.2 L'inconvénient de l'analyse temporelle :

#### III.3.2.1 Sensibilité différenciée :

Chaque défaut est caractérisé par sa fréquence, c'est pour cette raison qu'un indicateur n'a pas la même sensibilité pour tous les défauts qu'il est apte à détecter.

### III.3.2.2 Effet de masque :

Le signal induit par le défaut recherché peut-être noyé par des composantes sinusoïdales d'amplitudes plus élevées induites par le fonctionnement normal ou anormal des autres organes de la machine.

L'effet de masque est le danger le plus sérieux de ce type de suivi généralement, ce sont les amplitudes efficaces des indicateurs qui sont mesurées.

Les défauts d'amplitude moindre, mais pas de gravité moindre, risque d'être complètement masquées.

### III.4 Analyse spectrale :

Le second type d'analyse est l'analyse dans le domaine de fréquence (fréquence, amplitude).

Le signal temporel complexe  $F(t)$  qui est difficile à interpréter dans le domaine temporel, est décomposé en une série de composants élémentaires définis par leurs fréquences et leurs amplitudes.

L'outil mathématique utilisé dans ce cas est la décomposition du signal à l'aide de la transformée de Fourier :

$$S(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad 3.5$$

Il consiste à représenter le signal dans un diagramme appelé spectre (fréquence, l'amplitude).

La représentation spectrale devient plus nette et réalisable. Le spectre final contient toutes les fréquences sinusoïdales (lignes discrètes) formant le signal d'origine. A noter que le spectre d'un choc périodique comporte un peigne de lignes à la fréquence de choc.

#### III.4.1 La transformée de Fourier :

##### III.4.1.1 Cas des signaux périodiques :

Toute fonction périodique  $x(t)$  de période ( $T_0 = 1/F_0$ ), elle peut s'écrire sous la forme d'une somme de fonctions sinusoïdales et cosinusoidales de fréquences  $f$  multiple de la fréquence  $F_0$ , dite fréquence fondamentale (décomposition en séries de Fourier). Soit :

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos 2\pi n f_0 t + b_n \sin 2\pi n f_0 t \quad 3.6$$

Où  $a_n$  et  $b_n$  sont les coefficients de la série de Fourier calculés à partir des relations suivantes :

$a_0$ : Appelé valeur moyenne ou composante continue

$$a_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) dt = \overline{S(t)} \quad 3.7$$

Pour  $n \geq 1$  :

$$a_n = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \cos(2\pi n f_0 t) dt \quad 3.8$$

$$b_n = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \sin(2\pi n f_0 t) dt \quad 3.9$$

### III.4.1.2 Cas des signaux non périodiques :

L'intégrale de Fourier permet d'obtenir une représentation d'un signal  $x(t)$  dans le domaine fréquentiel en associant à ce dernier sa transformée de Fourier  $X(f)$  appelée spectre. On peut considérer la transformée de Fourier des fonctions non-périodiques comme une extension de la transformation précédente pour laquelle la période est infinie, L'intervalle de fréquence  $F$  tend alors vers zéro et le spectre devient alors une fonction continue [27].

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi f t} dt \quad 3.10$$

➤ La transformer de Fourier inverse (TF) :

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \cdot e^{j2\pi f t} df \quad 3.11$$

### III.4.2 La transformée de Fourier discrète :

Pour le calcul du spectre d'un signal analogique qui n'a pas de représentation mathématique définit, on utilise la transformer de Fourier discrète (TFD).

Et pour cela le signal doit être numérisé et échantillonné en des points discrets avec un nombre fini d'échantillons  $N$ .

Si le nombre d'échantillons ( $N$ ) a été prélevés avec une fréquence d'échantillonnage  $f_e$  ( $f_e = 1/t_e$ ), le temps d'acquisition du signale échantillonnée, sur lequel a été calculée la TFD, est donc :

$$\Delta t = N t_e = N / f_e \quad 3.12$$

Avec :  $t_e$  : le pas d'échantillonnage.

Soit un signal à temps continu  $s(t)$  tel que :

$$X(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi f t} dt \quad 3.13$$

Donc on remplace  $t$  par  $n t_e$ ,  $t$  l'intégrale par la somme alors l'expression devient :

$$X(f) = a_0 + \sum_{n=0}^{N-1} x(n t_e) \cdot e^{-j2\pi f t_e} dt \quad 3.14$$

En conséquence le spectre du signal échantillonné composé de  $N$  points, est calculé sur plage fréquentielle  $[0, f_e]$  avec une distance fréquentielle égale à :

$$\Delta f = 1/\Delta t_e = 1/N t_e = f_e/N \quad 3.15$$

Donc la variable  $f$  devient une variable discret  $k\Delta f$ , alors l'expression de la transformée de Fourier discrète est :

$$S(k\Delta f) = \sum_{n=0}^{N-1} s(nt_e) \cdot e^{-j2\pi nk/N} dt \quad 3.16$$

Avec :

$n$  : le numéros de l'échantillon

$k$  : le nombre de la ligne fréquentielle

### III.4.2.1 Étapes de calcul du spectre par la TFD :

Le spectre d'un signal est le résultat de calcul de la TFD, l'utilisation de cette outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal à analyser un certain nombre d'opérations (échantillonnage, fenêtrage, périodisation) qui entraîne quelque modification entre le spectre calculé et le spectre réel. Ces dernières sont notablement atténuées par des filtre anti repliement et la correction des effets de fenêtrage

#### III.4.2.1.1 Effet d'échantillonnage : [27]

Echantillonner un signal à la fréquence  $f_e = 1/t_e$  équivaut à le multiplier par un peigne de Dirac de pas  $t_e$  et de poids 1. Dans le domaine fréquentiel, la convolution du spectre  $s(f)$  par un peigne de Dirac de pas  $f_e$  a pour effet de périodiser la fonction qui le représente. La fréquence de répétition correspond à la fréquence d'échantillonnage  $f_e$  voire la figure (III.8). Si l'étendue fréquentielle  $f_{\max}$  est supérieure à la demi fréquences d'échantillonnage, les supports des fonctions  $s(f)$  et  $s(f - f_e)$  et  $s(f + f_e)$  se recouvrent et les fonctions s'additionnent dans les zones de recouvrement (figure 8). Le spectre du signal est donc altéré.

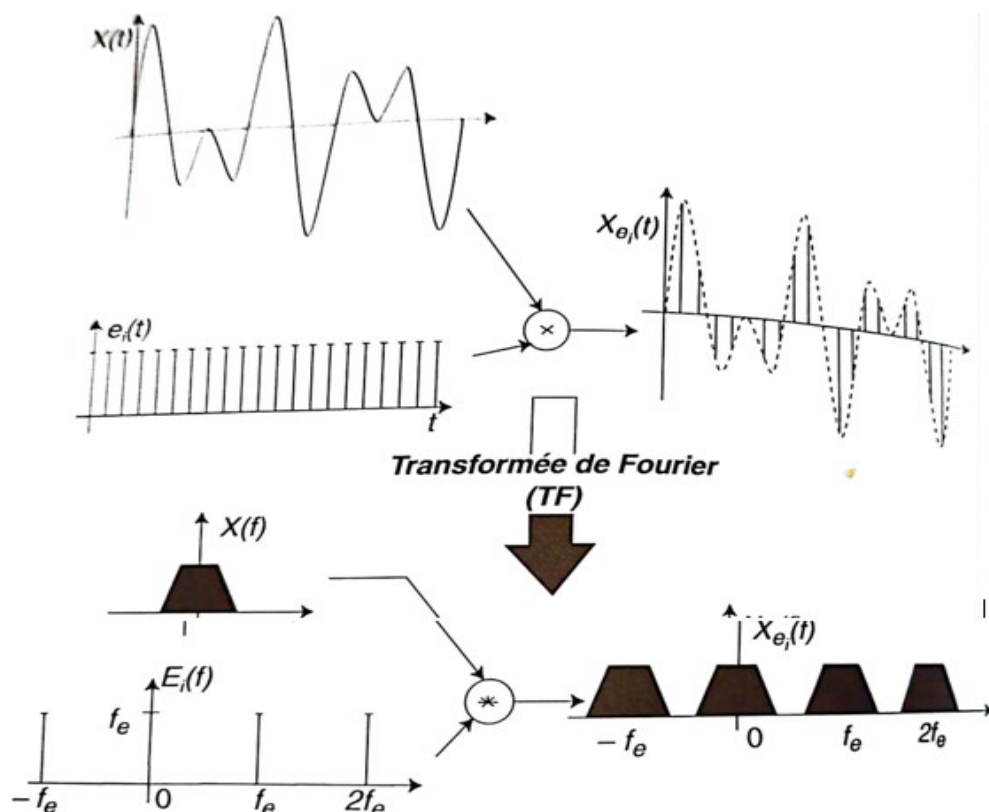
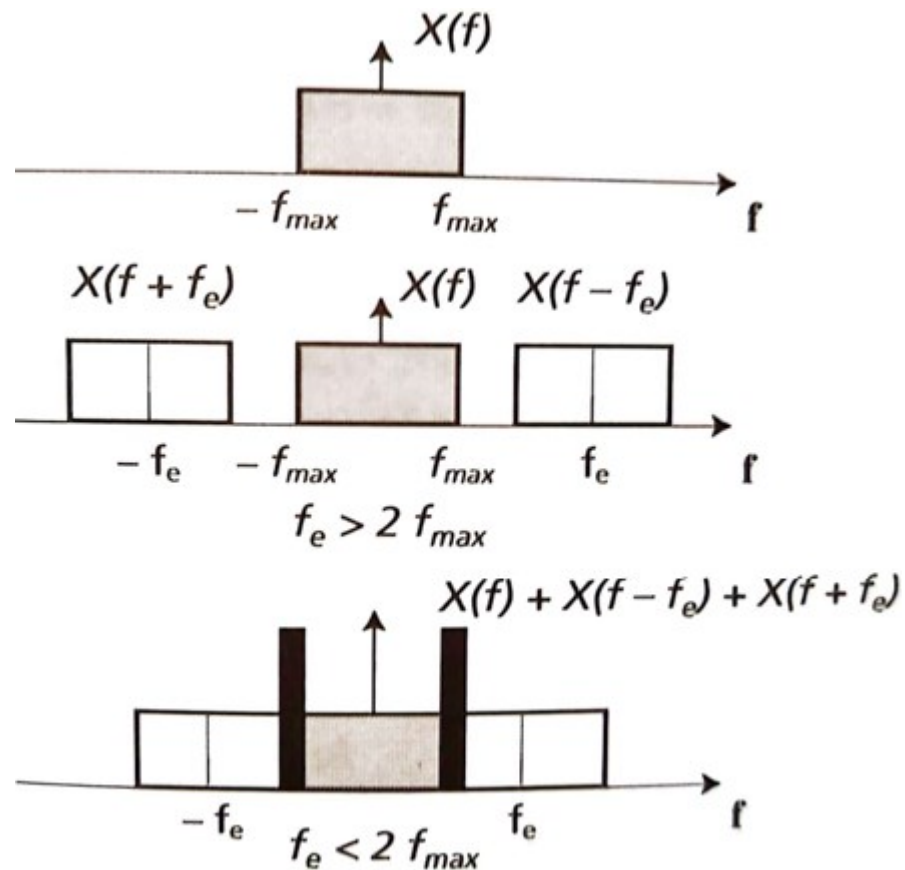


Fig III.8 : Effet de repliement dans le domaine spectral.



**Fig III.9** : effet de repliement dans le domaine spectral.

Afin d'éliminer ces effets préjudiciables à une bonne intelligibilité du spectre du signal, la fréquence d'échantillonnage doit être au moins égale au double de la fréquences maximale du signal à analyser (théorèmes de Shannon).

En pratique, la fréquence maximale est inconnue, le signal est filtré avec un filtre passe bas très sélectif appeler (filtre anti-repliement), de fréquences de coupure  $f_e / 2$ . Le choix de la fréquence maximale d'analyse est déterminé par la connaissance des fréquences cinématiques de la machine, et les images vibratoire dont lesquelles se manifestent les différents défauts, par conséquence.

L'analyseur de spectre impose la fréquence d'échantillonnage  $f_e$  qui est égale à :

$$f_e = 2.56 f_{\max}$$

#### III.4.2.1.2 Effet de fenêtrage :

Définir un signal motif d'une durée  $\Delta t = N / f_e$  partir de N échantillons consécutifs revient à multiplier le signal échantillonné par une fonction dont la valeur est nulle en dehors d'un intervalle de largeur  $\Delta t = N / f_e$ .

Une telle fonction est couramment appelée « fenêtré ».

Cette multiplication se traduit par une convolution de la transformer de fourrier du signal par la transformer de fourrier de la fenêtré. Dans le cas où le signal est constitué de composantes

discrètes ce produit de convolution a pour effet de centrer la transformée de Fourier de la fenêtre sur chaque composante spectrale du signal à analyser.

La convolution de TF d'un signal par la TF d'une fenêtre peut faire apparaître des composantes spectrales qui n'existent pas dans le signal (bruit), si la largeur de fenêtre  $\Delta t$  ne correspond pas à un multiple entier de la période de chaque composante élémentaire constituant le signal. Ce bruit doit être minimisé par le choix judicieux de la fenêtre.

La fenêtre de Hanning qui présente un compromis acceptable des exigences contradictoires est la fenêtre la plus utilisée pour analyser les signaux vibratoires des machines tournantes.

#### **III.4.2.1.3 Effet de périodisation :**

Pour périodiser un signal motif consiste à le convoluer par un peigne de Dirac de pas  $\Delta t$ , ce produit de convolution revient dans le domaine fréquentiel par une multiplication du spectre du signal motif par un peigne de Dirac d'amplitude et de pas  $\Delta f$ . Ce produit de convolution a pour effet de discrétiser le spectre du signal motif.

Chapitre

---

4

# Étude expérimentale

## **I. Introduction :**

L'analyse vibratoire est une technique essentielle pour la maintenance prédictive des machines tournantes dans les industries modernes. En identifiant les défauts avant qu'ils ne provoquent des pannes majeures, elle permet d'optimiser la disponibilité des équipements et de réduire les coûts d'exploitation.

Dans le cadre de ce mémoire de fin d'études, nous nous intéressons à l'application de l'analyse vibratoire aux machines tournantes de la Raffinerie d'Alger en utilisant le logiciel Nest i.4.0. Ce logiciel avancé permet d'acquérir, de traiter et d'interpréter les signaux vibratoires afin de diagnostiquer divers défauts tels que les déséquilibres, les désalignements, les jeux mécaniques et les défauts de roulements.

La partie expérimentale de ce travail se focalise sur la mise en œuvre de l'outil Nest i.4.0 pour analyser des machines critiques de la raffinerie. Nous allons présenter la méthodologie adoptée pour la collecte des données vibratoires, leur analyse ainsi que l'interprétation des résultats obtenus.

## **II. Instrumentations du diagnostic vibratoire à la Raffinerie d'Alger :**

L'analyse vibratoire des équipements mécaniques de la Raffinerie d'Alger repose sur l'utilisation d'un ensemble de matériel sophistiqué permettant une surveillance précise et fiable des machines en fonctionnement. L'analyseur de vibration est un dispositif portable permettant de mesurer et d'enregistrer les vibrations des équipements en temps réel, facilitant ainsi la détection des anomalies et des défaillances. Il est couplé à un capteur accéléromètre triaxial, qui capte les vibrations selon trois axes (X, Y, Z), offrant une analyse plus complète des phénomènes vibratoires. Les données collectées sont ensuite traitées via le logiciel Nest i.4.0, une plateforme avancée d'analyse et de gestion des vibrations qui permet la visualisation, l'interprétation et l'archivage des mesures. Ce logiciel est doté d'une interface intuitive et ergonomique, facilitant l'interaction avec l'utilisateur pour le suivi des tendances vibratoires et l'identification précoce des défaillances potentielles. L'ensemble de ces outils constitue un système performant pour assurer la fiabilité et l'efficacité des équipements mécaniques de la raffinerie.

## II.1. L'analyseur de données intelligent :



**Fig. VI.1** : Collecteur de données (Analyseur de données).

Un analyseur de vibrations est un appareil utilisé pour mesurer, analyser et diagnostiquer les vibrations des machines industrielles. Il aide à détecter des déséquilibres, des défauts d'alignement, des roulements défectueux et d'autres problèmes mécaniques pouvant entraîner des pannes. Les caractéristiques de cet analyseur sont :

- Écran tactile pour l'affichage des mesures et des analyses.
- Capteur de vibration pour collecter les données.
- Connectivité USB et alimentation pour le transfert de données et la recharge.
- Différents adaptateurs pour l'utilisation internationale.
- Logiciel intégré pour interpréter les résultats et recommander des actions correctives.

Ce type d'appareil est essentiel en maintenance prédictive, permettant d'éviter les arrêts imprévus et d'optimiser la performance des équipements industriels.

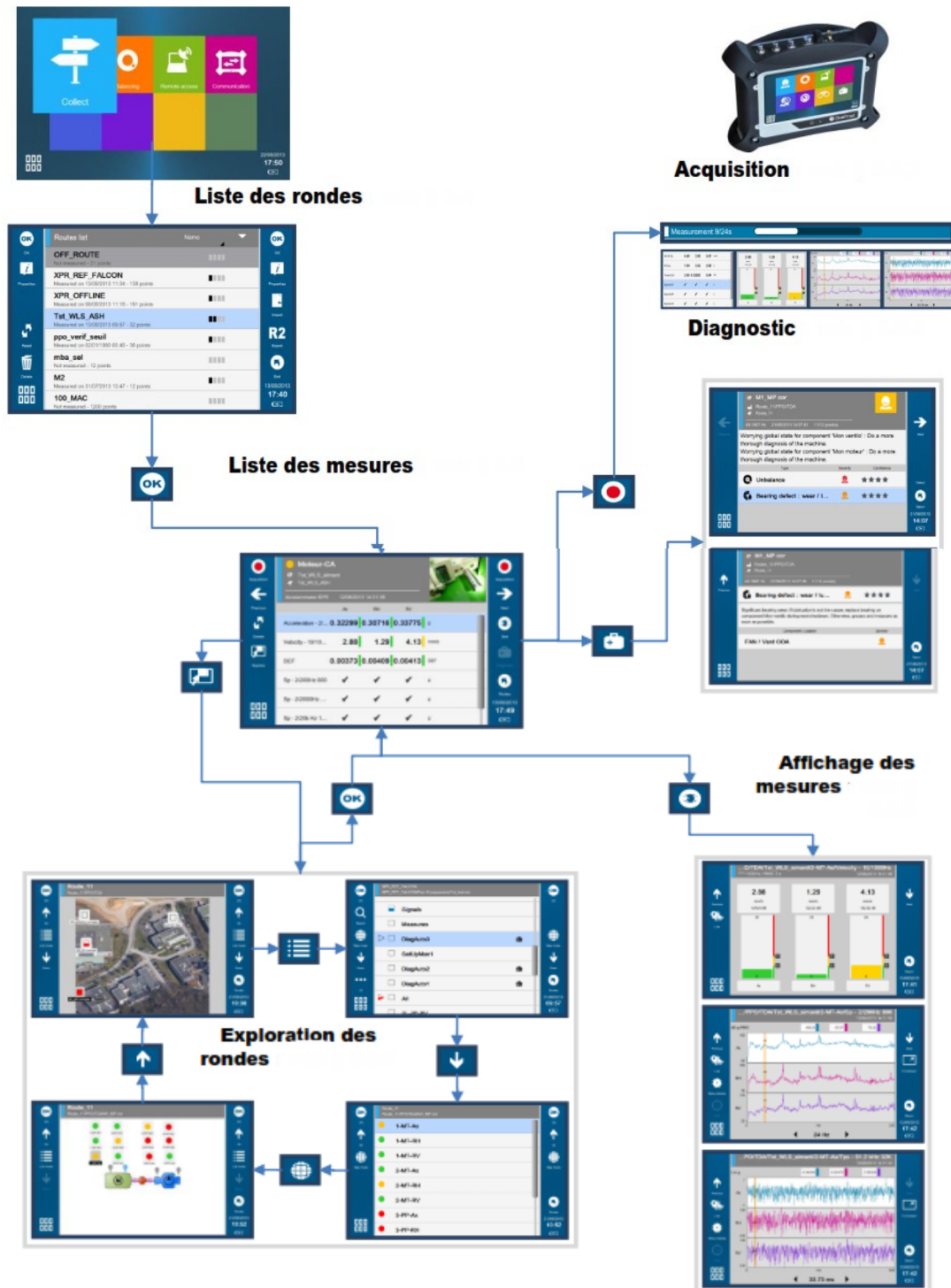


Fig.VI.2 : Processus d’acquisition et d’analyse de données.


### II.1.1 Écran liste des rondes :

Cet écran présente toutes les rondes chargées dans l’instrument. La première « OFF\_ROUTE » est spécifique et toujours présente. Elle sert à effectuer des mesures sur des machines qui n’ont pas été chargées à partir du PC.

Les autres rondes sont listées en-dessous. En haut de l'écran, on peut sélectionner l'un des critères de tri suivant :

- Nom
- Nombre de points
- Pourcentage réalisé
- Date de dernière mesure
- Date du chargement
- Date du déchargement

### II.1.2 Écran liste des mesures :


Cet écran affiche les points et la liste des mesures à effectuer si on utilise la fonction Acquisition. 

Le groupe de points affichés ensemble dépend de :

- Du nombre de voies de l'instrument
- Du paramétrage du point défini sur le PC
- Du paramétrage de l'instrument

#### ➤ Barre d'avancement :

Lors de l'acquisition, deux barres d'avancement successives sont utilisées :

- L'acquisition elle-même : 

La barre est jaune, sa durée dépend de la configuration de la mesure. Quand elle est terminée, vous pouvez retirer le capteur.

- Le traitement : 

La barre est blanche. La majorité du traitement s'effectue lors de l'acquisition. Le traitement restant ne prend généralement pas plus de 2 secondes.

#### ➤ Affichage des mesures :

Cette fonction permet d'afficher le résultat de la mesure sélectionnée. Si l'acquisition n'a pas encore été réalisée, elle affiche directement les valeurs en temps réel.

Il existe 3 types d'affichage

- Niveau global
- Spectre
- Signal temporel

### ➤ Affichage durant l'acquisition :

Il est possible de sélectionner le type d'affichage utilisé pendant l'acquisition, et Les choix possibles sont :

- Barre d'avancement uniquement
- Niveau global
- Spectre
- Signal temporel



### II.1.3 Navigation dans la ronde :

Cette fonction permet de voir le contenu de la ronde. Deux modes sont disponibles :

- Mode liste : 

Pour voir les machines de la ronde ou les points d'une machine dans l'ordre de mesure.

- Mode carte : 

Pour voir les machines et les sous-emplacements sur la photo de leur emplacement ou le point positionné sur la photo de la machine de la même façon que pour la supervision des machines dans NEST.

### II.2. Le capteur triaxial sans fil :



Fig.VI.3 : Kit capteur tri-axial sans fil FALCON WLS.

L'image de la figure VI.3 montre un capteur (**accéléromètre triaxial**) de vibration industrielle de la marque FALCON, qui fait partie des solutions de maintenance prédictive utilisées pour surveiller l'état des machines tournantes.

Ce type de capteur est conçu pour détecter les vibrations anormales et identifier des signes précoces de défaillance mécanique, comme le désalignement, le balourd ou l'usure des roulements.

Il fonctionne généralement en mesurant l'accélération, la vitesse ou le déplacement des vibrations, capable de mesurer les vibrations sur trois axes pour analyser l'état des machines tournantes (moteurs, pompes, compresseurs, turbines, ...etc.), et peut être équipé de connectivité sans fil pour transmettre les données à un logiciel d'analyse. Cela permet aux entreprises de détecter les anomalies mécaniques, prévenir les pannes, et optimiser la maintenance des équipements industriels et de réduire les temps d'arrêt des machines.


### II.3 Positionnement du Capteur :



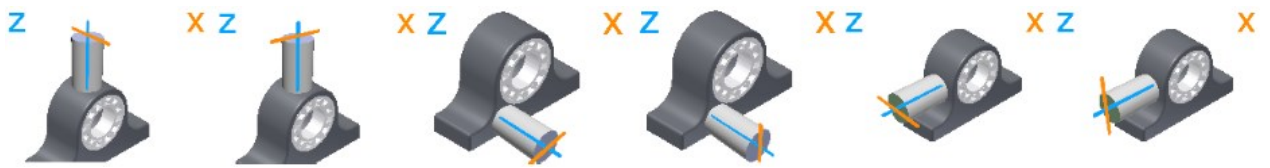
Fig.VI.4 : Description de l'en-tête

#### II.3.1 Mesure triaxiale :

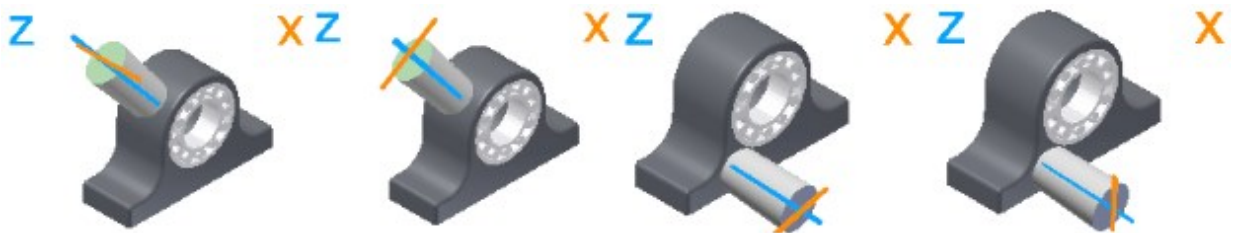
Il est d'abord nécessaire de sélectionner le pictogramme indiquant la position du capteur sur le palier.

Pour la définir, cliquer sur  et sélectionner le pictogramme du capteur correspondant à la position du capteur sur le palier.

- Pour un arbre horizontal et les directions Axiale (**A**), Horizontale (**H**) et Verticale (**V**)



- Pour un arbre horizontal et les directions Axiale (A), Radiale oblique 1 et Radiale oblique 2

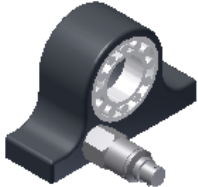
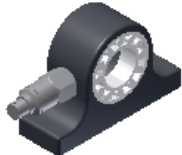



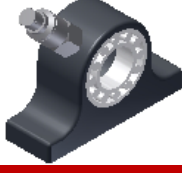
- Pour un arbre vertical et les directions Axiale (A), Radiale principale (//) et Radiale perpendiculaire (P ou  $\perp$ ).



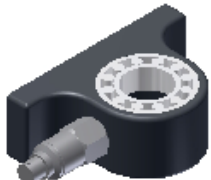


**II.2.2 Mesure mono-axe :**

Un pictogramme est affiché à titre d'information. Pour un arbre horizontal, les positions du capteur sont données dans les tableaux suivants :

<p><b>Directions Axiale (A)</b></p>	
<p><b>Directions Horizontale (H)</b></p>	

<b>Directions Verticale (V)</b>	
<b>Directions Radiale oblique</b>	
<b>Tableau VI.1 : position du capteur pour un arbre horizontal</b>	

<b>Directions Axiale (A)</b>	
<b>Directions Radiale principale (//)</b>	
<b>Directions radiale perpendiculaire (P ou <math>\perp</math>)</b>	
<b>Tableau VI.2 : position du capteur pour un arbre vertical</b>	

## II.4 Logiciel et interfaces :

### II.4.1 Logiciel d'acquisition des données NEST i4.0 :

Le logiciel Nest i4.0 est une application développée pour l'analyse des vibrations et le diagnostic des machines industrielles. Il est généralement utilisé en association avec des analyseurs de

vibrations portables ou fixes pour surveiller l'état des équipements rotatifs et prévenir les défaillances.

### II.4.2 Fonctionnalités principales :

- **Collecte et analyse des données vibratoires** : Acquisition des signaux vibratoires en temps réel ou en différé.
- **Diagnostic des défauts** : Détection des anomalies telles que déséquilibres, désalignements, roulements défectueux, etc.
- **Interface intuitive** : Affichage des tendances, spectres et signaux temporels pour une interprétation rapide.
- **Connectivité Industrie 4.0** : Intégration avec les systèmes de maintenance prédictive et les solutions IoT.
- **Rapports automatisés** : Génération de rapports détaillés sur l'état des machines.

Ce type de logiciel est utilisé par les ingénieurs et techniciens de maintenance conditionnelle pour optimiser la fiabilité et la performance des machines industrielles.

### II.4.3 Interface utilisateur du Logiciel NEST i4.0 :

L'interface de Nest i4.0 est entièrement basée sur le web, offrant une vue d'ensemble de chaque machine d'exploitation. Les rapports personnalisables présentent des données exploitables aux décideurs ainsi qu'aux experts en vibrations, pour des machines industrielles.

L'écran est divisé en 3 zones :

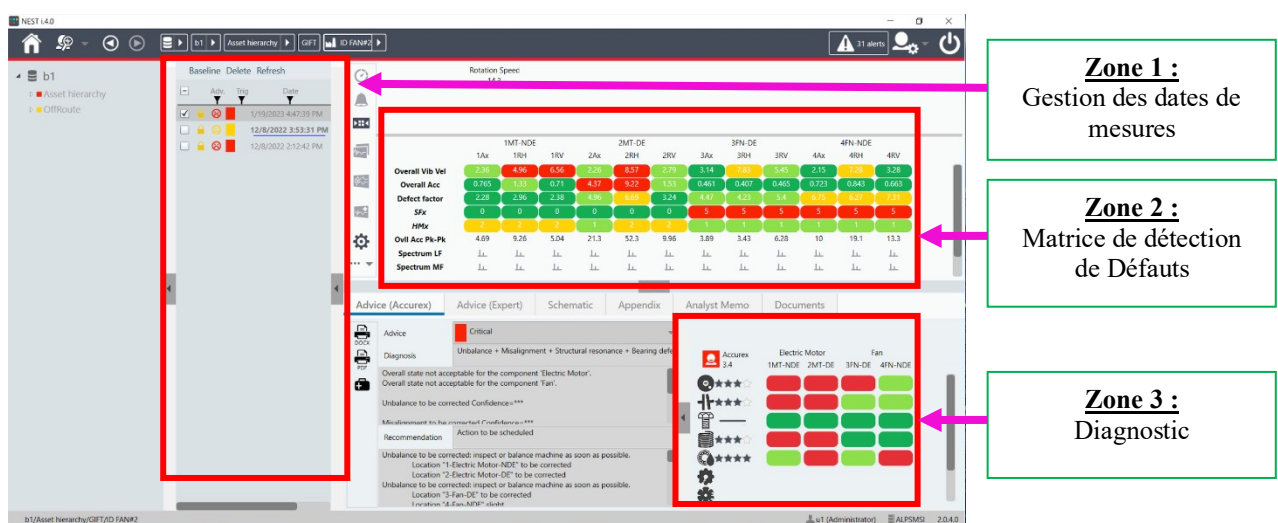


Fig VI.5 : Organisation de l'écran du NEST i4.0

**II.4.4 Signification des couleurs visuelles de la matrice :**


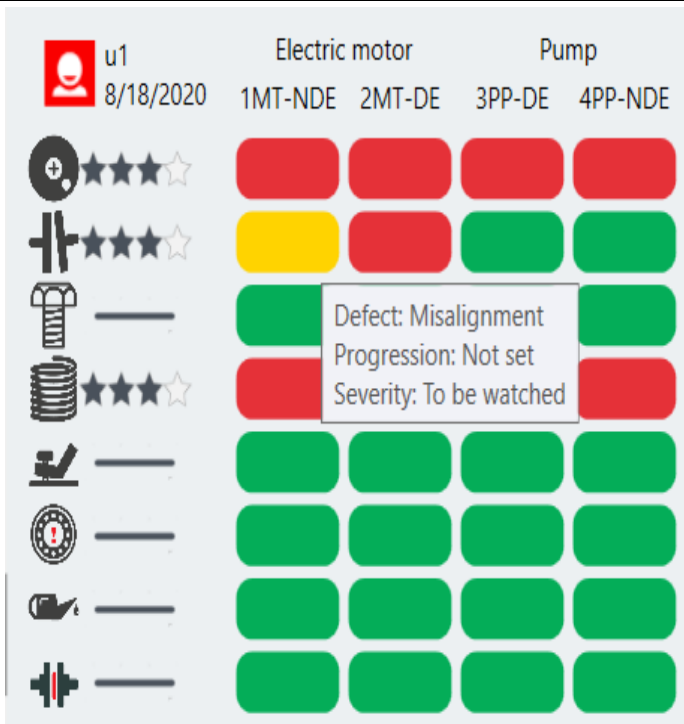







Les états des divers équipements sont représentés à l'aide d'un code couleur :

Couleurs	Etat d'Alarme	Avis d'expert
	OK	Bon
	Pré-Alarme	Acceptable
	Alarme	Tolérable
	Danger	Non Admissible
	Erreur	-
	Non Traité	Sans Avis

**Tableau IV.3 : Signification des couleurs.**

Un état d'ERREUR indique une erreur sur un instrument (chaîne de mesure défectueuse), qui, à son tour, indique que la machine n'est pas surveillée correctement.

**II.4.5 Défauts gérés par la zone de diagnostic :**

	<b>Balourd</b>	
	<b>Désalignement</b>	
	<b>Jeu où défaut électrique</b>	
	<b>Résonance structurelle</b>	
	<b>Roulement/Lubrification</b>	
	<b>Usure d'engrenages</b>	
	<b>Cavitation</b>	
<b>ISO</b>	<b>Pied bancal, courroie</b>	
	<b>Machine suspecte</b>	

**Tableau VI.4 : Défauts gérés par la zone de diagnostic**

### III. Analyse vibratoire des équipements :

#### III.1 Etude du Compresseur centrifuge FS-ELLIOT 781-KM-001-A :

Le compresseur centrifuge FS-Elliott installé à la raffinerie d'Alger est un compresseur dynamique multi-étages utilisé principalement pour la compression de l'air ou de gaz industriels dans différents procédés de raffinage. Ce type de compresseur fonctionne selon le principe de la compression par accélération radiale du fluide à travers des impulseurs (roues) suivie d'une décélération contrôlée dans les diffuseurs, augmentant ainsi la pression du gaz.

Il est entraîné par un moteur électrique asynchrone de marque ABB, reconnu pour sa robustesse et son efficacité énergétique. Ce moteur fournit la puissance mécanique nécessaire à la rotation de l'arbre du compresseur, garantissant un débit constant, une haute fiabilité, et une adaptation aux conditions industrielles sévères.

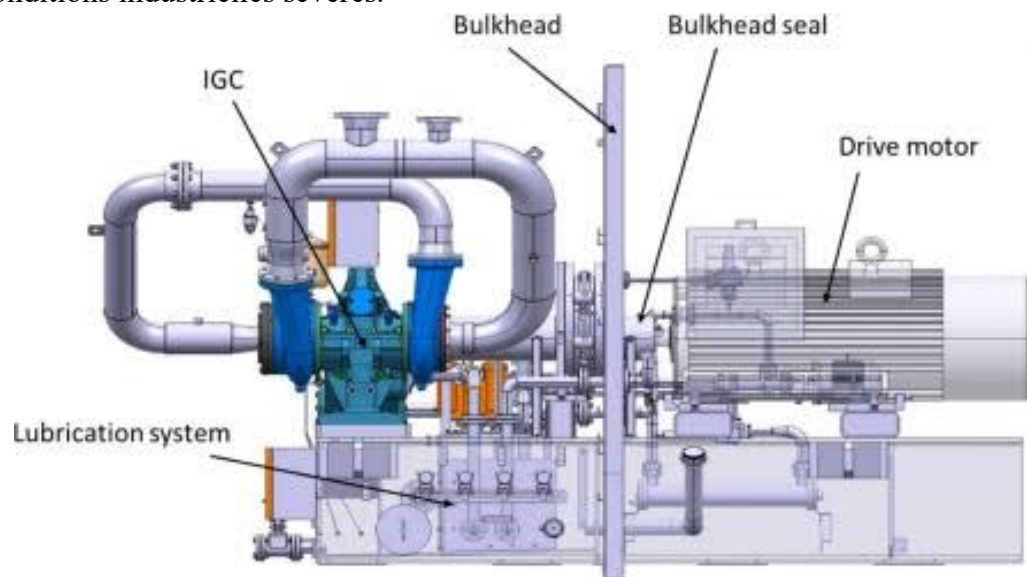
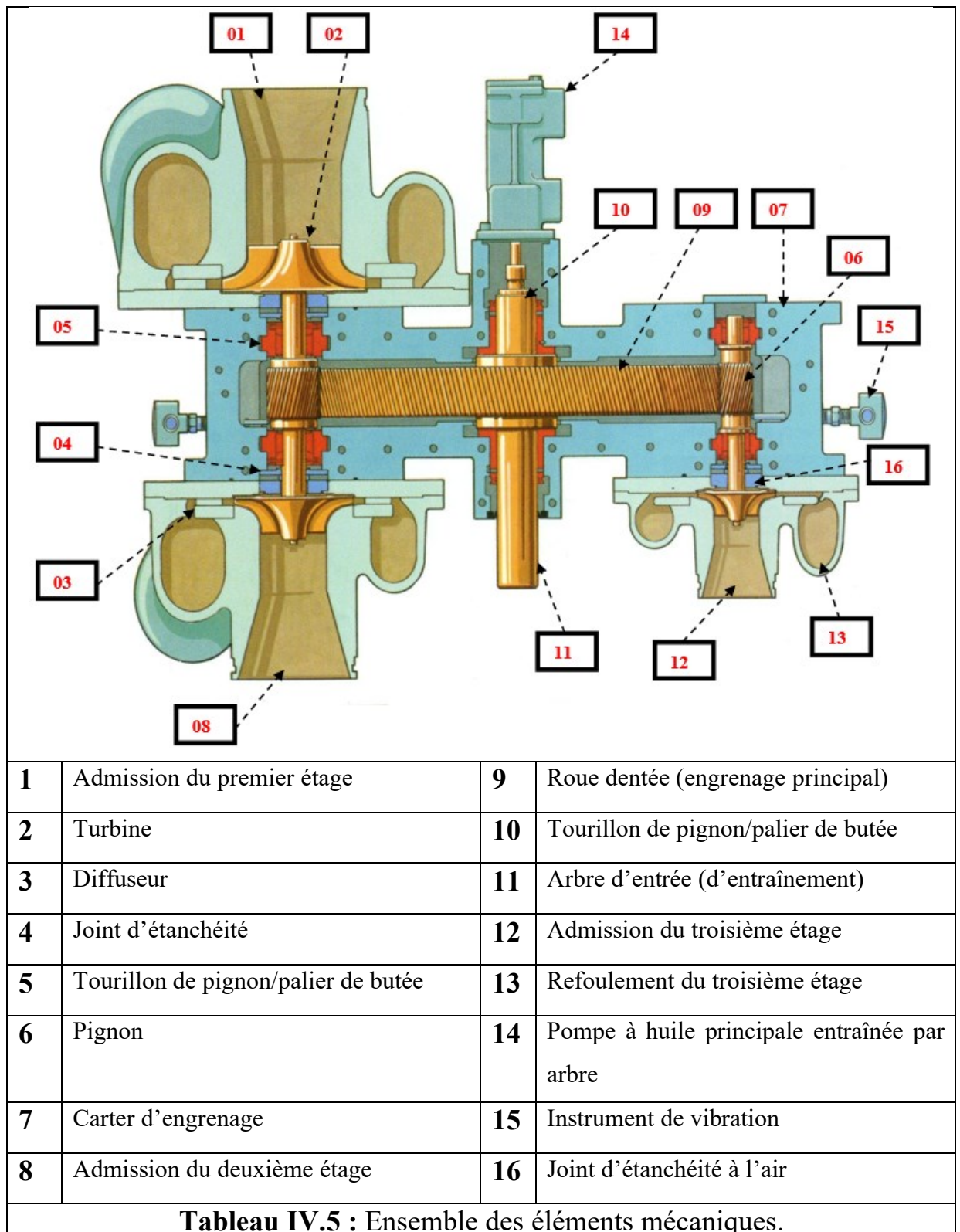


Fig IV.6 : Compresseur centrifuge FS-Elliott.



Fig IV.7 : Compresseur centrifuge FS-Elliott de la raffinerie d'Alger.



### III.2 Rôle principal dans la raffinerie :

Le compresseur centrifuge d'air FS-Elliott à 3 étages joue un rôle essentiel au sein de la raffinerie d'Alger, en fournissant de l'air comprimé pour alimenter diverses unités de production. Ce type de compresseur est particulièrement adapté aux environnements industriels exigeants, tels que les raffineries, où la fiabilité et la pureté de l'air sont primordiales.

### III.3 Applications spécifiques :

- **Air d'instrumentation :**

Fournit de l'air comprimé pour le fonctionnement des instruments pneumatiques, assurant ainsi le contrôle précis des processus industriels.

- **Air utilitaire de l'usine :**

Utilisé pour pressuriser les panneaux électriques afin d'éviter l'entrée de gaz explosifs et pour alimenter divers outils et équipements pneumatiques.

- **Air de procédé :**

Employé dans plusieurs applications comme le nettoyage, le déplacement de produits, et la ventilation, contribuant à l'efficacité globale des opérations.

### III.4 Avantages techniques :

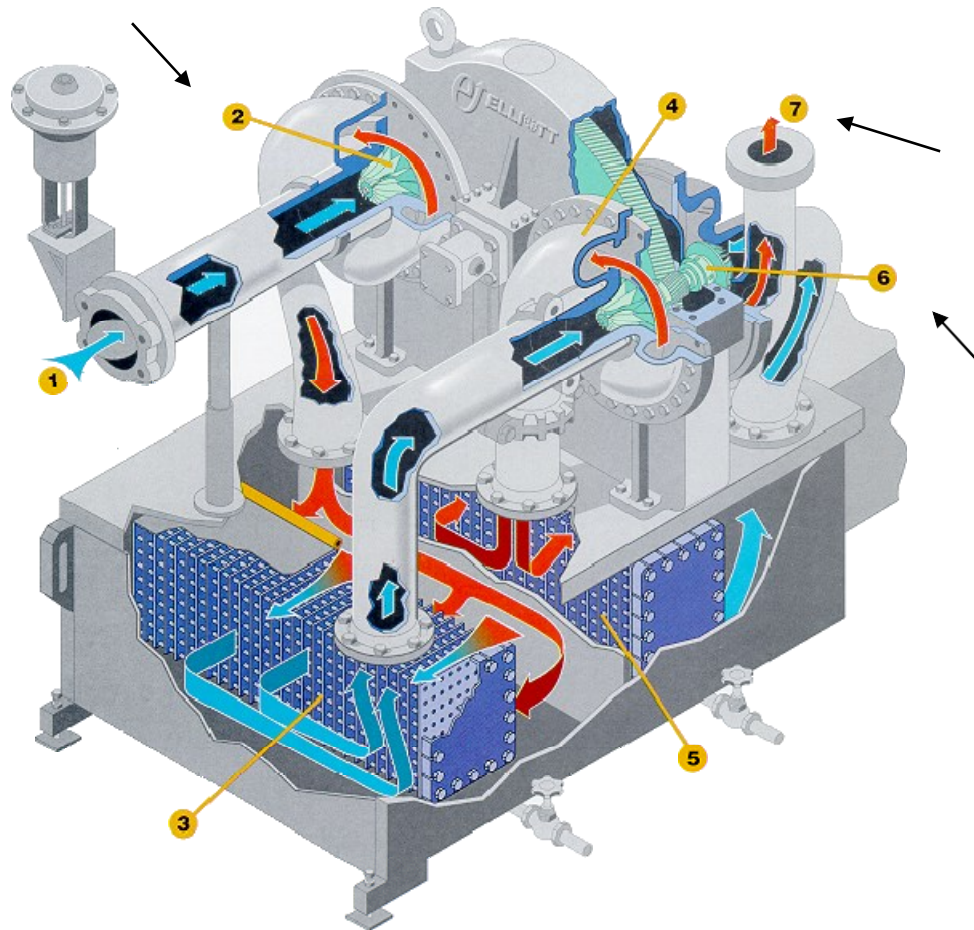
- **Maintenance simplifiée :**

Conception facilitant l'accès aux composants internes, réduisant ainsi les temps d'arrêt.

- **Efficacité énergétique :**

Les compresseurs à plusieurs étages offrent une meilleure efficacité, et réduisant les coûts opérationnels

### III.5 Principe de fonctionnement :



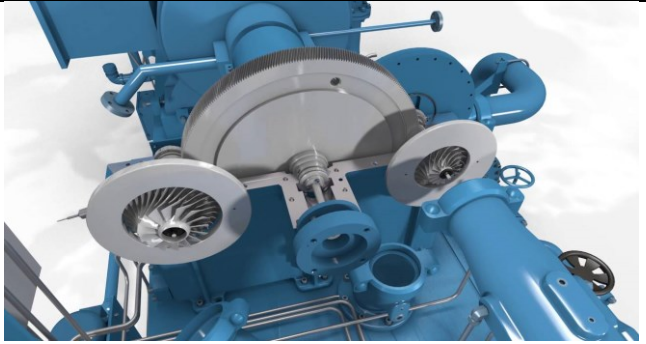
**Fig. IV.8:** Le compresseur centrifuge FS-Elliott.

Le compresseur centrifuge FS-Elliott à trois étages fonctionne sur le principe de la compression dynamique de l'air par augmentation progressive de sa pression à travers trois phases successives. L'air ambiant est d'abord aspiré par l'entrée du compresseur (1), puis dirigé vers la première roue tournante (impulseur) (2) où il est accéléré, augmentant ainsi son énergie cinétique. Cette énergie est ensuite transformée en pression statique grâce à un diffuseur, processus répété dans le deuxième et troisième étages (4), chacun comprenant une roue et un diffuseur. Entre chaque étage, l'air comprimé passe par un refroidisseur intermédiaire (échangeur de chaleur) (3 et 5) qui réduit sa température, optimisant l'efficacité énergétique du système et réduisant le risque de surchauffe. Enfin, l'air atteint la pression finale souhaitée à la sortie du troisième étage (6) et est expulsé vers le système de distribution ou de stockage (7). Ce procédé par compression progressive et refroidissement permet d'obtenir un air comprimé à haute pression avec un rendement élevé et une grande fiabilité.

### III.6 Avantages des compresseurs FS-Elliott à trois étages :

- **Efficacité énergétique** : La compression en plusieurs étapes avec refroidissement intermédiaire permet de réduire la consommation d'énergie.
- **Fiabilité et maintenance réduite** : Conçus pour une longue durée de vie, ces compresseurs nécessitent moins d'entretien, réduisant les temps d'arrêt et les coûts associés.

Le tableau III.6 donne les caractéristiques techniques du compresseur et le tableau III.7 donne les caractéristiques techniques du Moteur électrique asynchrone (ABB)

<b>Type</b>	Centrifuge, multi-étages	
<b>Pression d'aspiration</b>	Atmosphérique (environ 1 bar)	
<b>Pression de refoulement</b>	10 bar	
<b>Débit volumique</b>	4500 m <sup>3</sup> /h	
tableau III.6 : les caractéristiques du compresseur		


<b>Type</b>	Moteur asynchrone triphasé	
<b>Tension d'alimentation</b>	5500 V	
<b>Vitesse de rotation</b>	2986 tr/min	
<b>Puissance nominale</b>	2000 Kw	
tableau III.7 : les caractéristiques du moteur		



Fig IV.9 : Relevé des vibrations du Compresseur de la raffinerie d'Alger.

IV. Analyse des signaux vibratoires :

Cas 1 : Mesure vibratoire en régime stable :

	1MT-COA			2MT-CA		
	1Ax	1RH	1RV	2Ax	2RH	2RV
NG Vit Vib	2,6	2,73	0,967	1,5	1,12	2,62
NG Acc	0,536	0,324	0,433	0,544	0,834	0,581
Facteur Def	3,17	2,62	3,02	2,52	2,53	2,59
SFx	0	0	0	0	0	1
HMx	1	2	1	2	2	2
NG Acc Cr-Cr	4,47	2,42	3,03	3,17	4,46	3,47
Spectre BF	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊
Spectre MF	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊
Spectre HF	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊
Spectre Enveloppe	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊	⌊
Temporel	~	~	~	~	~	~

Fig IV.10 : Matrice de Surveillance Vibratoire.

L'analyse de la matrice vibratoire du compresseur centrifuge FS-Elliot à la raffinerie d'Alger, révèle un état globalement stable de la machine, avec quelques points à surveiller. Le niveau global des vitesses de vibration (NG Vit Vib) varie de 0,967 mm/s à 2,73 mm/s. Toutes les valeurs

restent sous le seuil de 2,8 mm/s défini par la norme ISO 10816, sauf (1RH) qui atteint 2,73 mm/s, proche du seuil d'alerte, ce qui suggère un besoin de surveillance accrue sur ce point.

Concernant le niveau global d'accélération (NG Acc), les valeurs mesurées vont de 0,324 g à 0,834 g. Ces valeurs sont dans des plages acceptables et n'indiquent pas de comportement vibratoire excessif.

Le facteur de défaut roulement (Facteur Def), qui permet de détecter une détérioration des roulements, présente des valeurs comprises entre 2,53 et 3,82, bien en dessous du seuil d'alerte de 6. Cela signifie qu'aucune dégradation significative des roulements n'est détectée pour le moment.

L'indicateur SFx (Shock Finder Index) est à 0 pour l'ensemble des points mesurés (1Ax, 1RH, 1RV, 2Ax, 2RH, 2RV), indiquant l'absence de chocs mécaniques impulsifs pouvant être liés à des défauts graves.

L'indice harmonique HMx, qui identifie la présence de fréquences harmoniques caractéristiques de défauts mécaniques récurrents comme le désalignement ou le balourd, est à 2 sur tous les points mesurés. Cette valeur atteint le seuil d'alerte, ce qui suggère la présence significative d'harmoniques dans les spectres basse ou moyenne fréquence.

Enfin, l'indicateur NG Acc Cr-Cr (Accélération crête à crête) montre des valeurs allant de 2,42 g à 4,47 g. Bien que ces valeurs ne soient pas anormalement élevées, le point 1Ax présente une accélération impulsive relativement forte (4,47 g), pouvant indiquer une source impulsive localisée, telle qu'un défaut naissant ou un jeu mécanique.

En résumé, le compresseur présente un comportement globalement sain. Aucun défaut critique n'est détecté au niveau des roulements ou des chocs mécaniques. Toutefois, deux points nécessitent une attention particulière : 1RH, en raison de sa vitesse de vibration proche du seuil, et 1Ax, à cause de son niveau élevé d'accélération crête à crête. De plus, la présence généralisée d'harmoniques ( $HMx = 2$ ) dans tous les points impose une analyse plus poussée pour identifier les causes potentielles (désalignement, balourd, etc.).

### IV.1 Courbes de tendane NG Vit Vib:

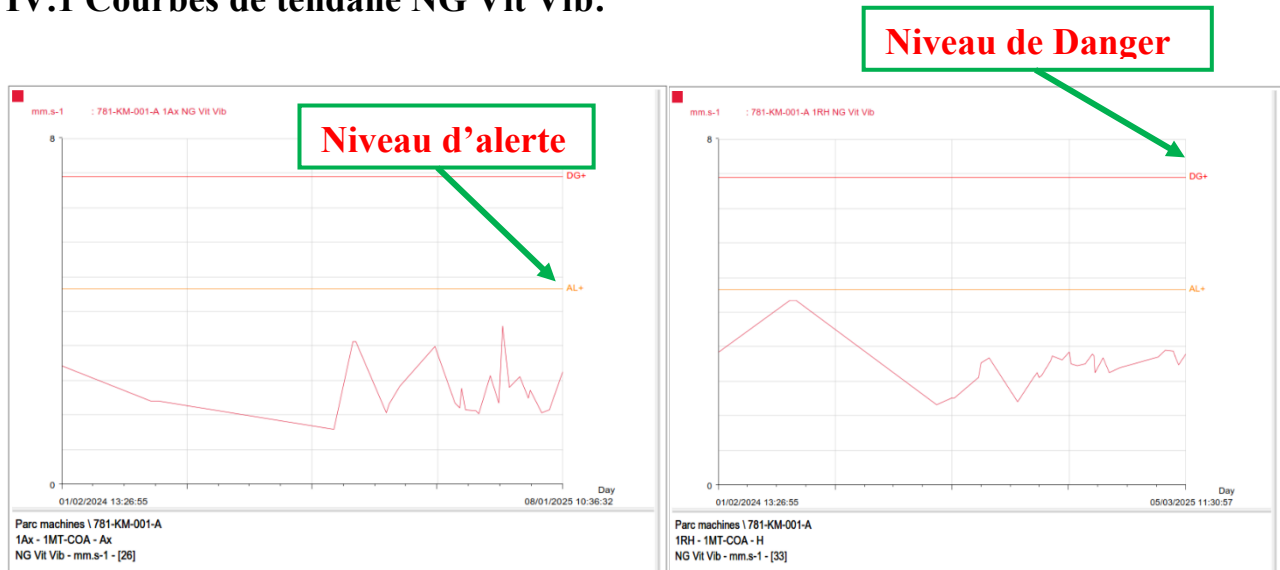


Fig IV.11 : Courbes de tendane du premier palier.

### IV.2 Analyse et interprétation des tendances observées :

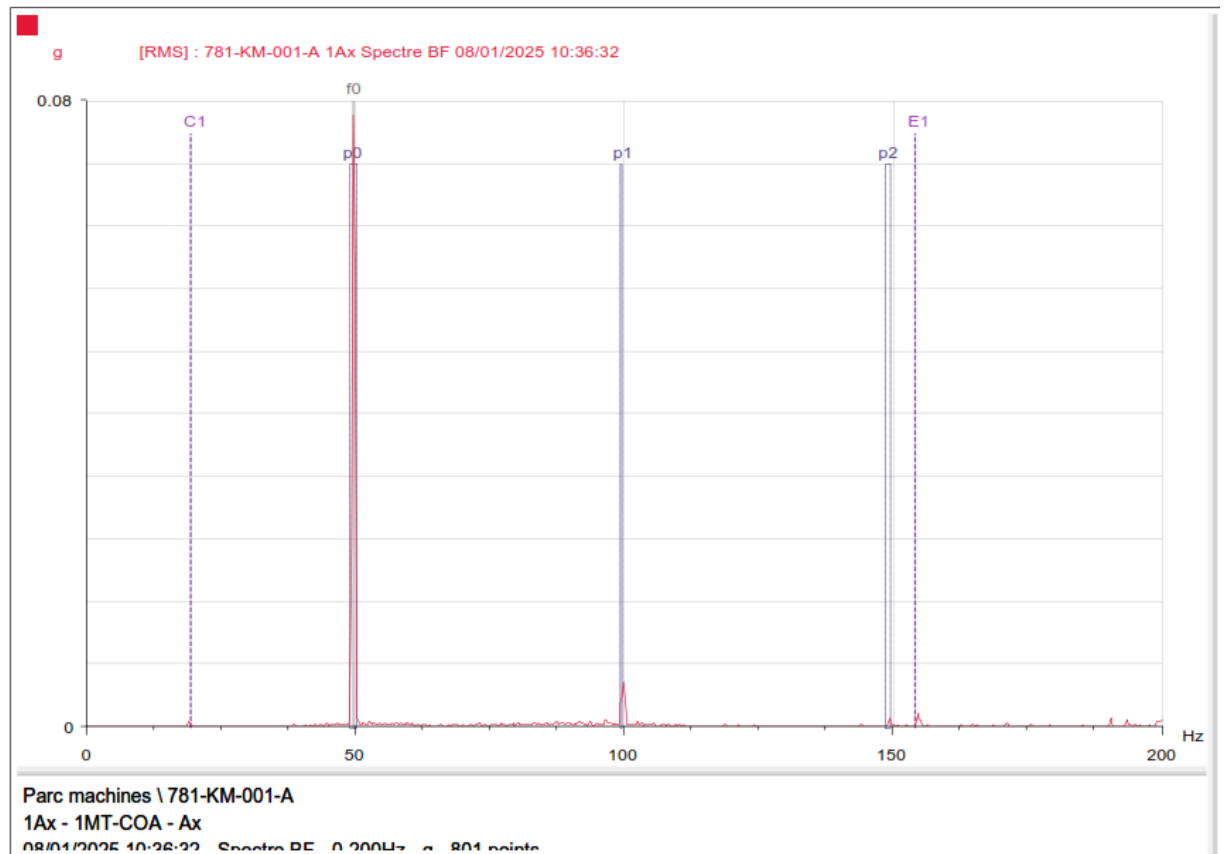
L'évolution des courbes de tendance montre une augmentation progressive des valeurs mesurées, sans toutefois franchir les seuils d'alerte ou de danger définis. Cette progression, bien que modérée, indique une dérive potentielle du comportement normal du système. Ce phénomène, bien qu'encore dans les limites acceptables, ne doit pas être négligé.

Parallèlement, un changement dans la signature fréquentielle a été constaté. Ce type de modification traduit souvent une évolution dans l'état mécanique ou dynamique du système. L'apparition de nouvelles composantes fréquentielles, ou la variation d'amplitude de certaines fréquences caractéristiques, peut être le signe précurseur d'un défaut naissant, comme une usure, un désalignement, un desserrage ou encore un changement de conditions de fonctionnement (charge, vitesse, température, etc.).

Même en l'absence de dépassement des seuils critiques, la combinaison d'une tendance haussière et d'une modification de la réponse fréquentielle justifie une attention particulière. Cela nécessite une analyse approfondie, tant en domaine temporel que fréquentiel, afin d'identifier la nature exacte du phénomène et d'anticiper toute dégradation future.

En conclusion, bien que le système reste actuellement en dehors des zones de risque immédiat, les indices relevés suggèrent une évolution anormale à surveiller de près. Il est recommandé de renforcer le suivi des paramètres concernés, d'effectuer une analyse vibratoire détaillée, et d'envisager une inspection préventive pour prévenir toute défaillance future.

### IV.3 Spectre basse fréquence position axiale de premier palier :



**Fig IV.12** : Spectre base fréquence position axiale.

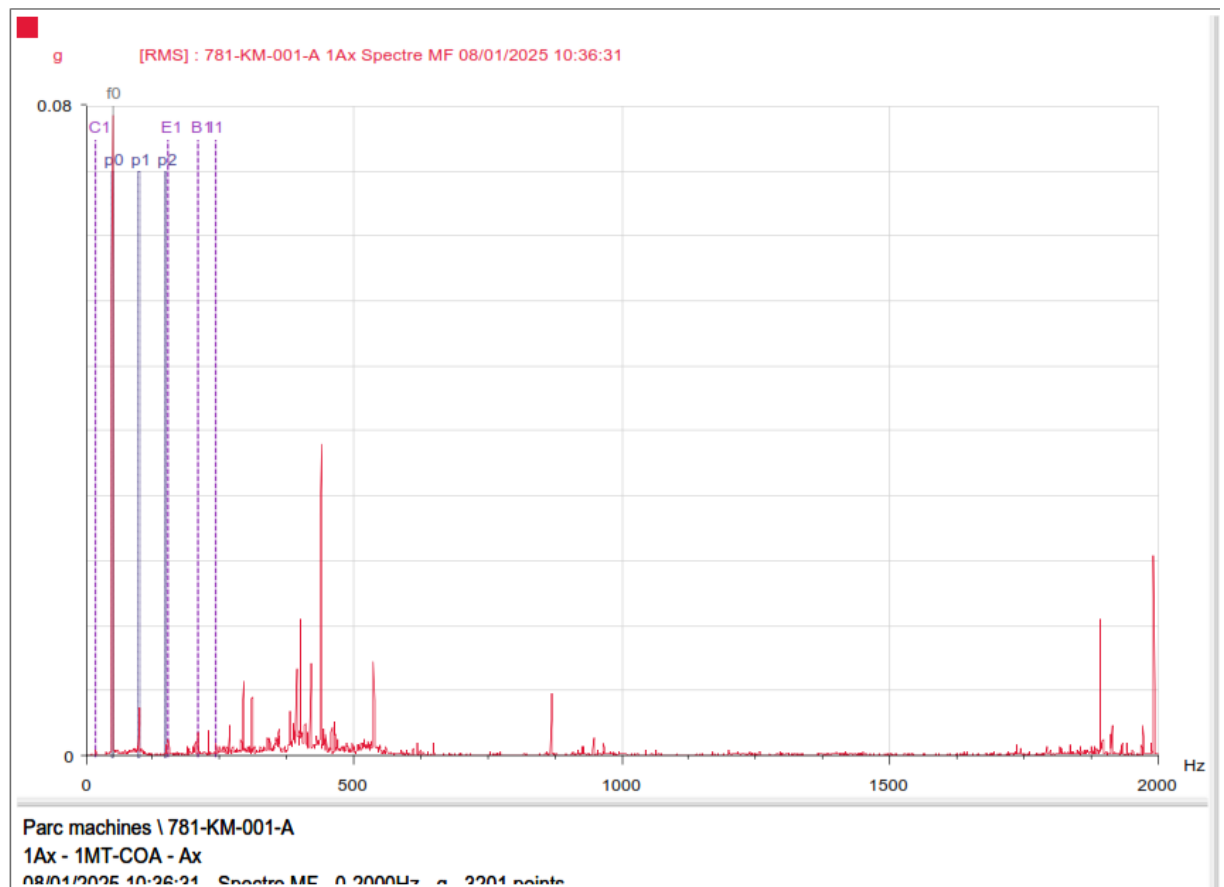
Le spectre vibratoire présenté correspond à une analyse en base fréquence d'un compresseur, mesuré sur l'axe axial (1Ax), avec une bande passante de 0 à 200 Hz. Le spectre montre un pic principal marqué à 50 Hz, identifié comme la fréquence de rotation ( $f_0$ ) de la machine. Ce pic dominant indique une vibration significative à la vitesse de rotation de l'arbre, ce qui est typique d'un Balourd mécanique. L'amplitude de ce pic atteint environ 0,075 g, ce qui reste modéré mais mérite attention selon les seuils de criticité de la machine.

On observe également deux harmoniques claires de cette fréquence : un pic à 100 Hz ( $p_1 = 2 \times f_0$ ) et un autre à 150 Hz ( $p_2 = 3 \times f_0$ ). La présence de ces harmoniques suggère que le défaut ne se limite pas à un simple balourd, mais pourrait également impliquer un désalignement ou une flexion d'arbre, car ces défauts introduisent des composantes multiples de la fréquence de rotation. Les harmoniques ont des amplitudes nettement inférieures à celle du pic principal, mais leur apparition régulière confirme une excitation périodique liée au cycle de rotation.

Les marqueurs C1 et E1, situés respectivement avant 50 Hz et après 150 Hz, pourraient correspondre aux bornes d’alerte ou de tolérance utilisées pour le diagnostic automatique dans le logiciel d’analyse. Enfin, l’absence de pics significatifs à des fréquences typiques de roulements (fréquences de défauts internes, de billes) ou d’engrenages indique qu’il n’y a pas à ce stade, d’usure avancée de ces composants.

En résumé, ce spectre suggère un Balourd, accompagné potentiellement d’un désalignement, mais ne présente pas de signes évidents de défaillance grave. Il serait recommandé de vérifier l’équilibrage du rotor et l’alignement des accouplements pour prévenir une usure prématurée.

#### IV.4 Spectre moyenne fréquence position axiale du premier palier :



**Fig IV.13** : Spectre Moyenne fréquence position axiale.

L'analyse du spectre moyenne fréquence du compresseur centrifuge (781-KM-001-A) révèle plusieurs observations importantes. Le spectre montre une série de pics marqués principalement dans la zone de basse fréquence, avec une amplitude maximale atteignant environ 0,08 g. Le pic principal est situé autour de 100 Hz, suivi d’harmoniques à environ 200 Hz et 300 Hz, ce qui est typique d'un phénomène de balourd ou d'un désalignement d'arbres. L'amplitude de ces premiers

pics reste relativement contenue, mais leur présence régulière indique un début de déséquilibre mécanique.

Par ailleurs, des fréquences spécifiques liées aux composants du roulement, identifiées comme C1 (cage), E1 (bague extérieure) et B11 (éléments roulants), sont annotées sur le spectre. À ces fréquences, on observe également de faibles pics d'amplitude, ce qui suggère une dégradation naissante du roulement, notamment une usure des éléments roulants ou des bagues. Ces défauts restent modérés à ce stade, car les amplitudes ne dépassent pas les niveaux critiques.

Enfin, deux pics notables apparaissent en haute fréquence, proches de 1900 Hz et 2000 Hz, avec des amplitudes plus significatives que le bruit de fond. Ces pics peuvent être associés à des phénomènes de résonance mécanique ou à des défauts de roulements plus évolués qui commencent à générer des vibrations à haute fréquence.

En résumé, le compresseur montre des signes précoces de balourd ou désalignement léger, associés à un début de dégradation des roulements. Le niveau global de vibration reste bas, indiquant que l'équipement est encore opérationnel, mais qu'une surveillance rapprochée est recommandée pour éviter une dégradation rapide.

#### IV.5 Spectre haute fréquence position axiale du premier palier :

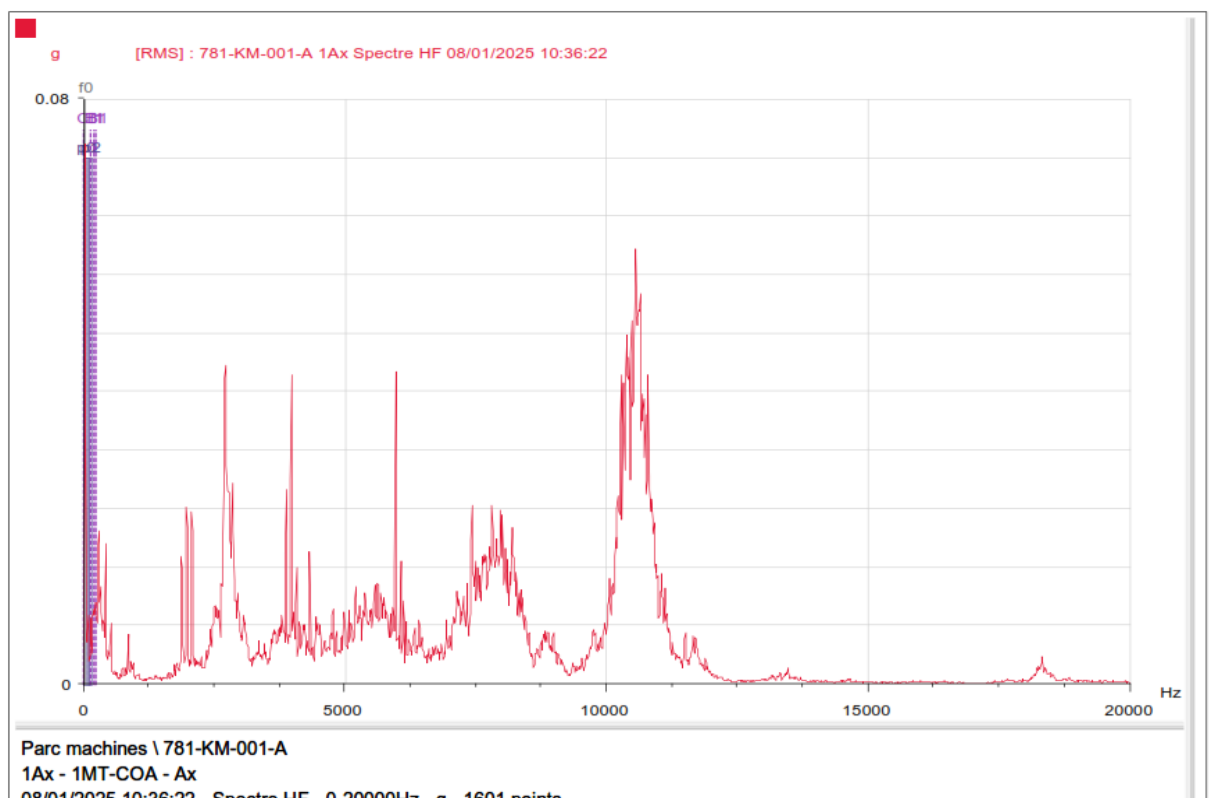


Fig IV.14 : Spectre haute fréquence position axiale.

L'analyse du spectre de fréquences met en évidence une bande large s'étendant de 0 à 20 000 Hz, On observe également des pics répétés à intervalles réguliers jusqu'à environ 10 000 Hz, suggérant la présence de fréquences caractéristiques des roulements, La régularité et l'harmonisation de ces pics renforcent cette hypothèse. Une attention particulière est portée sur la zone comprise entre 9 000 Hz et 11 000 Hz, où une forte concentration d'énergie accompagnée d'un pic marqué est observée. Cela correspond typiquement à la réponse du système à un impact localisé, souvent lié à un défaut sur un roulement. Malgré ces éléments, l'amplitude maximale reste faible (0,06 g), ce qui indique que le niveau vibratoire global est encore modéré, laissant penser à un défaut naissant. Cette situation justifie une surveillance rapprochée, idéalement complétée par d'autres moyens d'analyse comme la mesure de température, de bruit ou de courant moteur.

En conclusion, la présence probable d'un début de défaut sur un roulement, notamment en position axiale (1Ax), est suggérée par l'énergie concentrée autour de 10 kHz. Une surveillance régulière est recommandée, avec des analyses complémentaires, notamment par spectre d'enveloppe ou analyse temporelle plus ciblée.

#### IV.6 Spectre Enveloppe position axiale du premier palier :

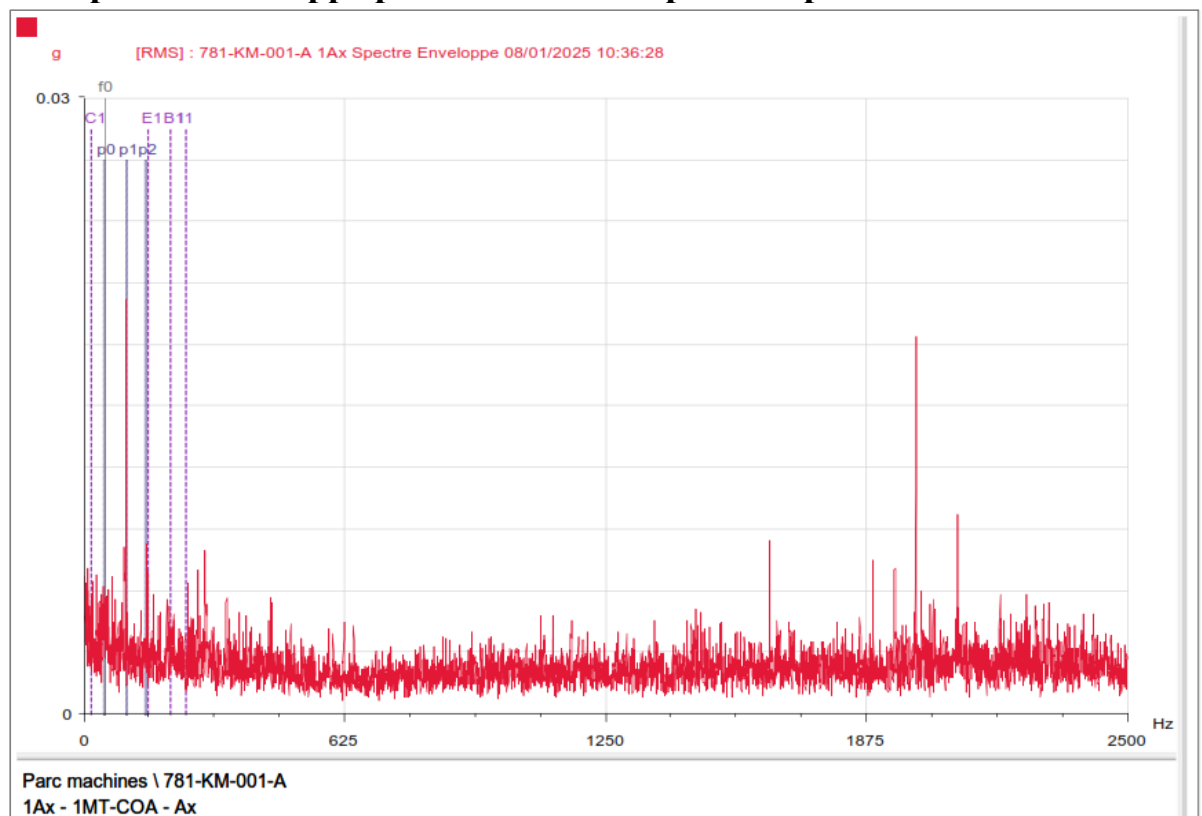


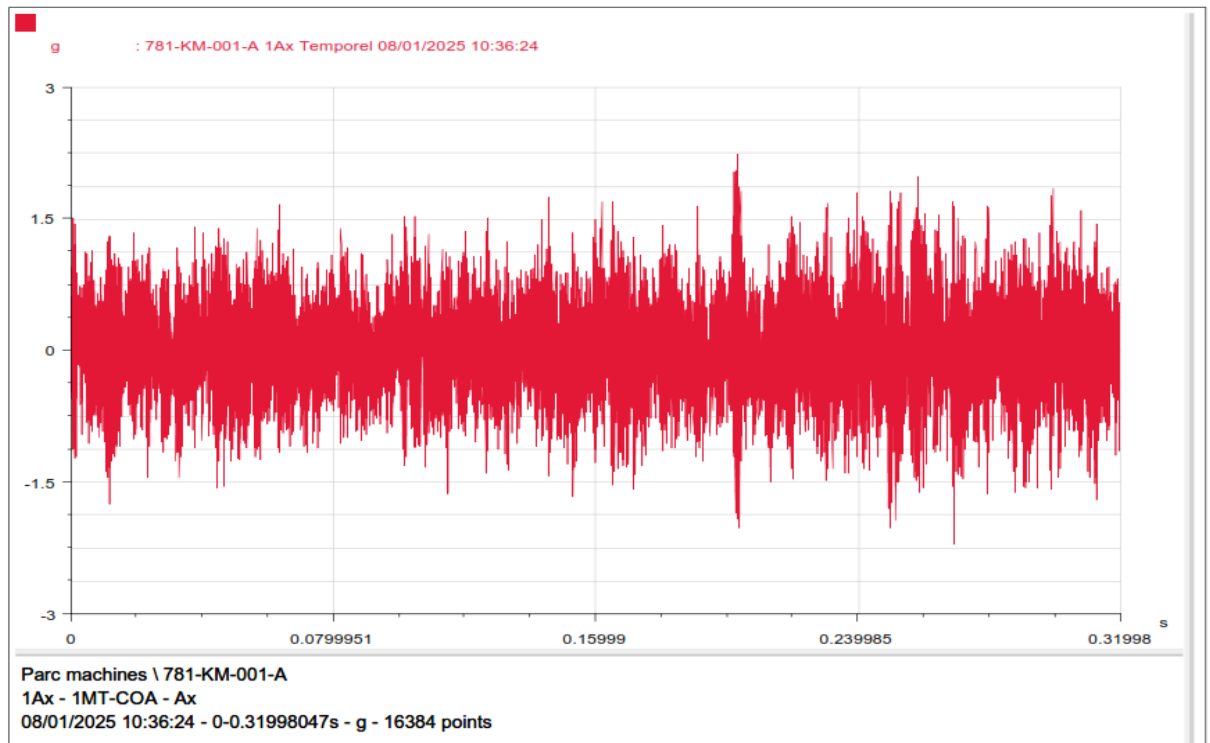
Fig.IV.15 : Spectre Enveloppe position axiale.

L'analyse du spectre en enveloppe met en évidence un comportement typique d'un défaut impulsif récurrent, généralement associé à un problème mécanique dans un roulement. Ce type de spectre est particulièrement utile pour détecter des hautes fréquences modulées par des impacts brefs, causés par des fissures, des chocs ou autres anomalies mécaniques.

On observe plusieurs fréquences caractéristiques bien identifiées : E1, B11 et C1, correspondant respectivement à un défaut sur la bague extérieure, les billes, et la cage du roulement. Ces fréquences sont typiques des défauts localisés sur les éléments du roulement. Par ailleurs, des annotations telles que p0, p1, p2 désignent les harmoniques de ces défauts, c'est-à-dire des pics périodiques qui témoignent d'un phénomène récurrent. Par exemple, la fréquence p2 est calculée comme  $3 \times 49,77 \text{ Hz} = 149,31 \text{ Hz}$ , ce qui correspond à la troisième harmonique de la fréquence de rotation, renforçant l'indication d'un défaut cyclique.

Les pics rapprochés en basse fréquence sont nombreux et bien marqués, ce qui est typique d'un impact régulier, comme lorsqu'un élément roulant (bille) passe à intervalle fixe sur une imperfection de la bague. Ces harmoniques régulières sont des signes forts d'un défaut mécanique récurrent, vraisemblablement situé sur la bague extérieure ou intérieure du roulement. Enfin, la présence de composantes à haute fréquence, notamment entre 1800 et 2000 Hz, peut indiquer des phénomènes de résonance structurelle ou de modulations secondaires, amplifiant les effets du défaut principal.

En conclusion, le spectre présente des éléments caractéristiques d'un début de défaillance dans un roulement, possiblement sur la bague extérieure. Les harmoniques régulières, combinées aux pics spécifiques (E1, C1, etc.), confirment l'existence d'un défaut impulsif récurrent, qui génère des chocs perceptibles dans le spectre en enveloppe à chaque passage d'un élément roulant sur l'imperfection.

**IV.7 Signal temporel position axiale du premier palier :****Fig IV.16 :** Signal temporel position axiale.

L'information véhiculée par le signal temporel (Fig. IV.16) sur l'état de la machine n'est pas directement décelable à cause de la complexité des signaux vibratoires générés par les machines tournantes. Néanmoins, nous pouvons calculer certains indicateurs scalaires pour voir les changements qui apparaissent sur le signal temporel comme la valeur efficace ou les mesures crêtes ou crêtes-crêtes. Un diagnostic fiable nécessite le passage à la représentation fréquentielle pour détecter les phénomènes périodiques qui se trouvent dans le signal temporel.

## V.1 Cas 2 : Mesure vibratoire en présence d'une défaillance :

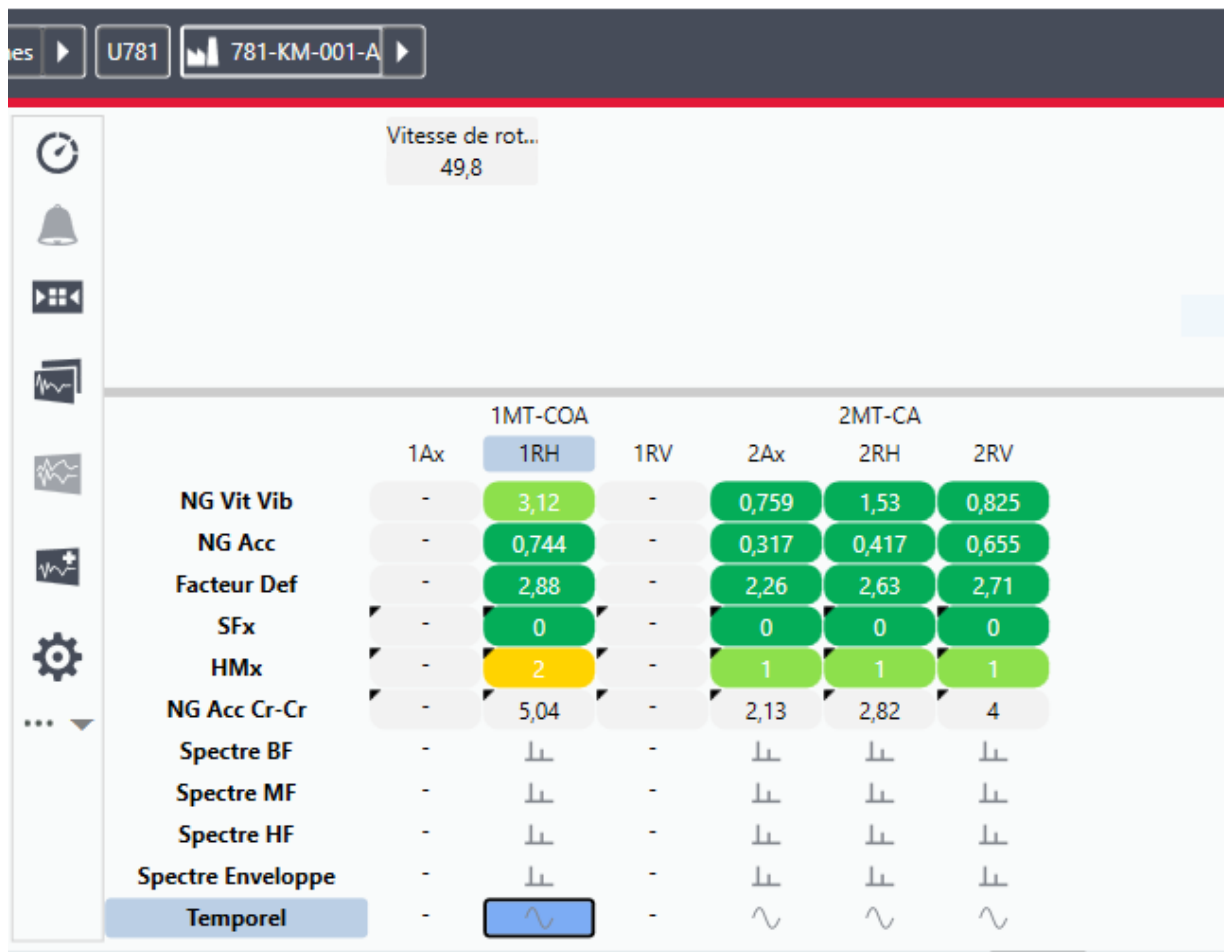


Fig IV.17 : Matrice de Surveillance Vibratoire.

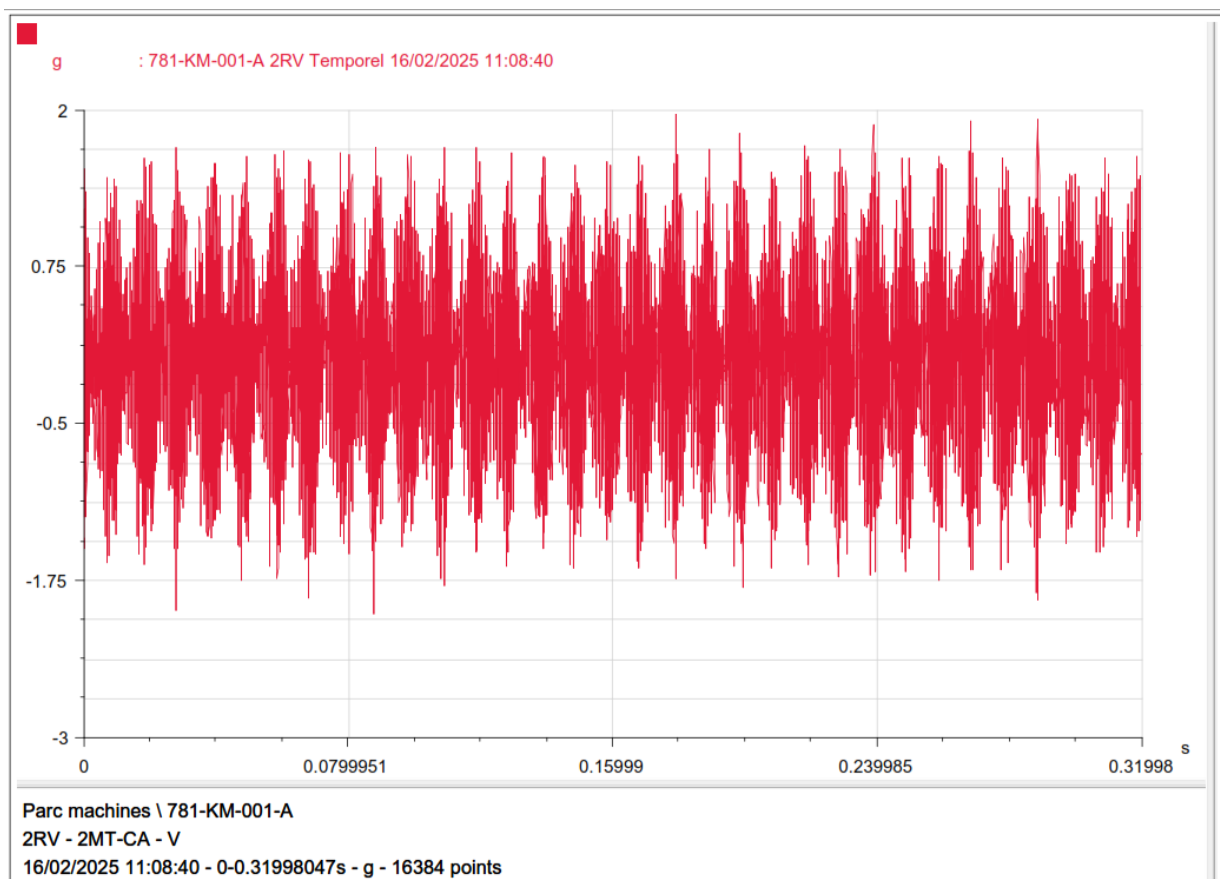
L'analyse de la matrice vibratoire du compresseur montre un début de défaillance localisé principalement au niveau du point de mesure 1RH. À cet emplacement, le niveau global des vitesses de vibration (NG Vit Vib) est de 3,12 mm/s, une valeur relativement élevée bien qu'encore dans la zone verte, ce qui indique un fonctionnement stable mais proche du seuil d'alerte. Le niveau global d'accélération (NG Acc) est de 0,744 g, ce qui reste modéré. Cependant, l'indicateur HMx (indice harmonique) affiche une valeur de 2, correspondant au seuil d'alerte, signalant l'apparition d'harmoniques significatives dans les spectres. Cela peut traduire un début de phénomène vibratoire structuré, tel qu'un désalignement, un balourd ou une usure d'engrenage.

De plus, la valeur de NG Acc Cr-Cr (accélération crête-à-crête) est de 5,04 g, ce qui est relativement élevé et peut traduire la présence d'impacts ou d'instabilités dynamiques. Le Facteur

Défaut reste bas à 2,88, bien en dessous du seuil d'alarme de 6, indiquant qu'aucun défaut de roulement n'est détecté à ce stade. Les indices SFx (Shock Finder) et HMx sont tous deux à 0, ce qui exclut la présence de chocs mécaniques brutaux ou répétés.

Les autres points de mesure (1RV, 2RH, 2RV) présentent des valeurs faibles à modérées sur l'ensemble des indicateurs, notamment des NG Vit Vib compris entre 0,759 et 1,53 mm/s, et des NG Acc entre 0,317 et 0,655 g, sans alarme ou anomalie notable. Les valeurs de Facteur Défaut y sont également faibles (de 2,26 à 2,71), ce qui confirme un comportement mécanique globalement sain pour ces zones.

## V.2 Signal Temporel position Radiale Verticale de 2<sup>ème</sup> palier :



**Fig IV.18** : Signal Temporel position Radiale Verticale.

Le signal temporel enregistré le 16/02/2025 à 11:08:40 sur le compresseur centrifuge 781-KM-001-A, la position 2RV, présente un comportement vibratoire typique d'une machine tournante en fonctionnement. La durée d'enregistrement s'étend sur environ 0,32 s, avec une acquisition à haute résolution de 16 384 points, traduisant une fréquence d'échantillonnage très élevée et donc adaptée à la détection de défauts rapides. L'amplitude des vibrations mesurée en "g" (accélération

gravitationnelle) varie principalement entre  $-0,5$  g et  $+0,5$  g, avec des pics plus marqués atteignant  $-1,75$  g. Cette oscillation régulière avec une modulation d'amplitude visible suggère fortement un phénomène de type balourd ou déséquilibre rotorique, typique des compresseurs centrifuges fonctionnant à haute vitesse.

La modulation observée dans l'enveloppe du signal indique également la possibilité de présence d'un défaut d'alignement entre l'arbre du compresseur et son moteur d'entraînement, ou une interaction vibratoire structurelle entre la machine et sa base. De plus, les impulsions négatives relativement marquées peuvent être le signe d'impacts sporadiques, possiblement liés à une usure prématurée des paliers ou des roulements du compresseur.

Le comportement vibratoire reste globalement cyclique et organisé, ce qui est cohérent avec un fonctionnement rotatif stable, mais la variation d'amplitude impose une attention particulière pour éviter l'évolution vers des phénomènes de résonance mécanique.

En conclusion, bien que le compresseur centrifuge semble en fonctionnement normal, l'amplitude élevée et la modulation visible du signal vibratoire dans la bande de  $\pm 1$  g à  $\pm 1,75$  g nécessitent une surveillance renforcée, avec une inspection mécanique ciblée sur les éléments tournants, les paliers, ainsi que sur l'alignement général du train d'entraînement.

### V.3 Spectre Enveloppe position Axiale du 2<sup>ème</sup> palier :

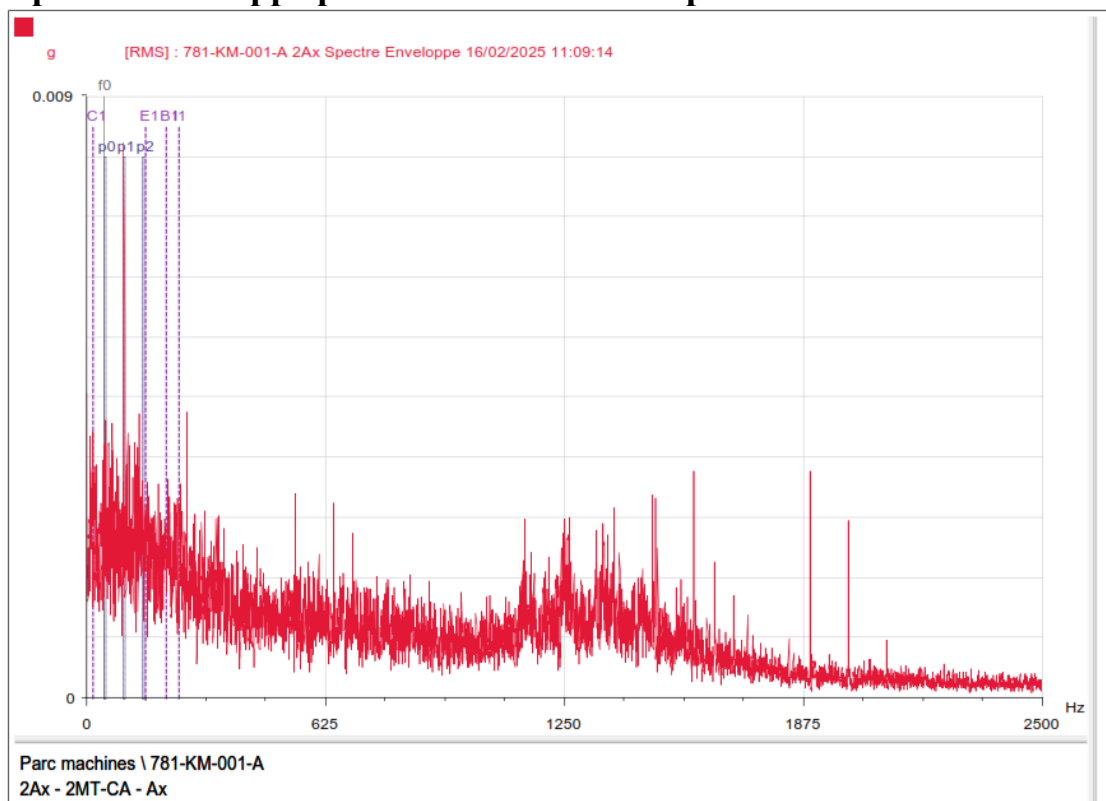


Fig IV.19 : Spectre Enveloppe position Axiale.

L'analyse montre un niveau vibratoire maximal atteignant environ 0,008 g, ce qui reste relativement faible mais significatif pour une détection précoce.

Sur l'axe des fréquences (0 à 2500 Hz), plusieurs pics majeurs apparaissent dans la plage basse (entre 0 et 300 Hz). Le premier pic important est situé à la fréquence P1.

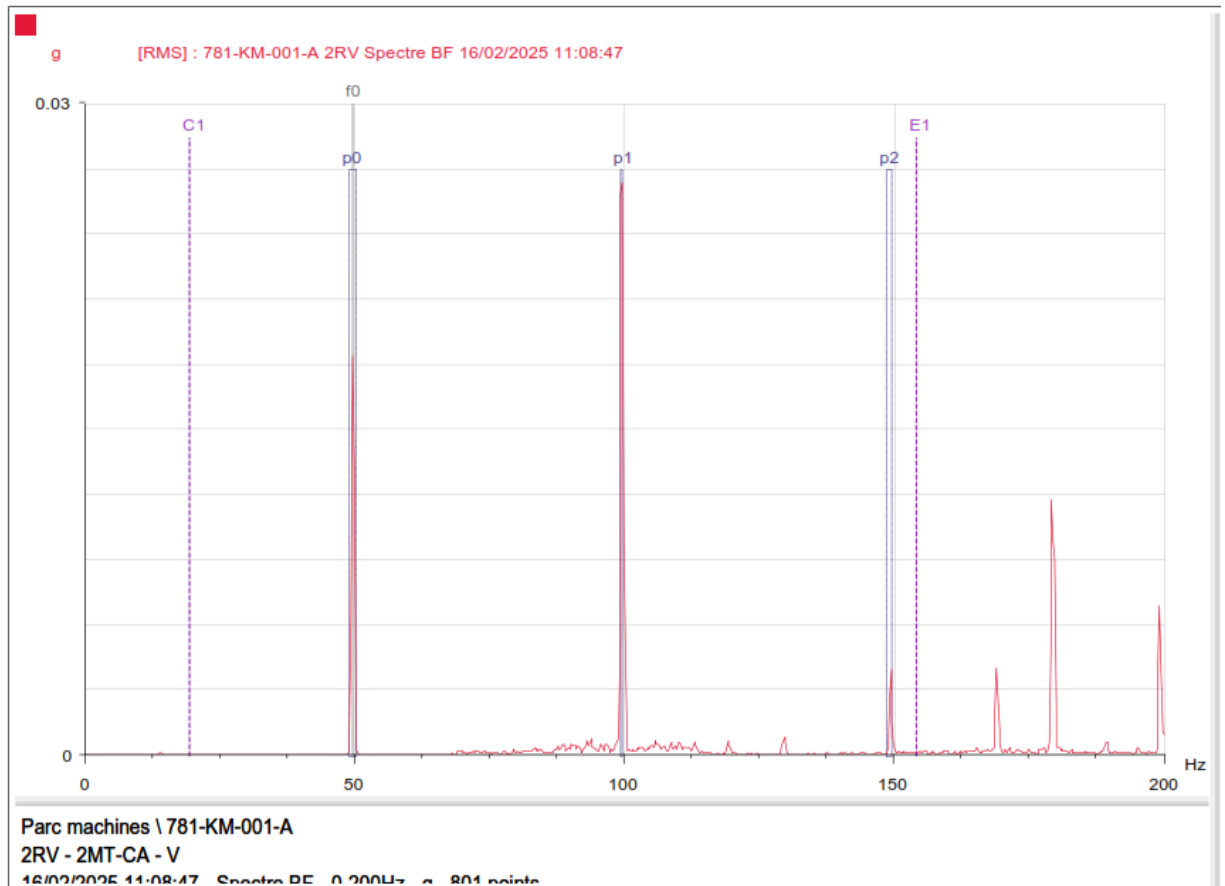
P1 correspond probablement à  $(2 \cdot P_0)$ ,  $P_0$  la fréquence de rotation de l'arbre ou à un défaut fondamental de roulement.

L'intensité vibratoire dans les basses fréquences est notable, et plusieurs harmoniques ou bandes latérales sont visibles, ce qui est typique des modulations dues aux impacts répétitifs dans un roulement endommagé. Au-delà de 625 Hz, le spectre est plus bruité mais présente toujours des pics, notamment autour de 1250 Hz et 1875 Hz, ce qui pourrait correspondre à des phénomènes secondaires liés aux résonances mécaniques ou à des défauts plus diffus dans la machine.

La configuration du spectre, avec ses lignes de fréquence bien marquées et ses faibles niveaux de bruit de fond à haute fréquence, confirme qu'il s'agit vraisemblablement d'un défaut naissant, plutôt localisé sur la cage ou sur une bille du roulement. L'intensité actuelle des vibrations n'indique pas encore une urgence, mais impose une surveillance renforcée pour anticiper l'évolution du défaut. Une analyse régulière (par exemple mensuelle) permettrait de suivre l'évolution du spectre et de planifier une intervention de maintenance avant que des dommages majeurs ne surviennent.

En résumé, le spectre d'enveloppe détecte un défaut de roulement en phase initiale, localisé très probablement au niveau de la cage et/ou des éléments roulants (billes), avec un niveau vibratoire maximal de 0,008 g.

### V.4 Spectre Base fréquence position Radiale Verticale du 2<sup>ème</sup> palier :



**Fig IV.20 :** Spectre Base fréquence position Radiale Verticale.

L'analyse montre un pic fondamental marqué à  $P_0 = 50$  Hz, qui correspond à la fréquence d'alimentation du moteur électrique. Ce pic indique la présence du champ magnétique tournant du moteur, élément normal mais qui, s'il est fortement amplifié, peut révéler un déséquilibre du champ magnétique, une mauvaise qualité d'alimentation électrique ou un désalignement de phases.

On observe ensuite une seconde composante harmonique à  $2P_0 = 100$  Hz, qui est bien visible et significative. Cette fréquence est typiquement associée à une asymétrie magnétique, pouvant être causée par un défaut de rotor, comme une barre cassée dans une cage d'écureuil, ou des défauts dans les enroulements du stator. La présence notable de cette harmonique appuie l'hypothèse d'un problème électrique ou électromécanique interne au moteur.

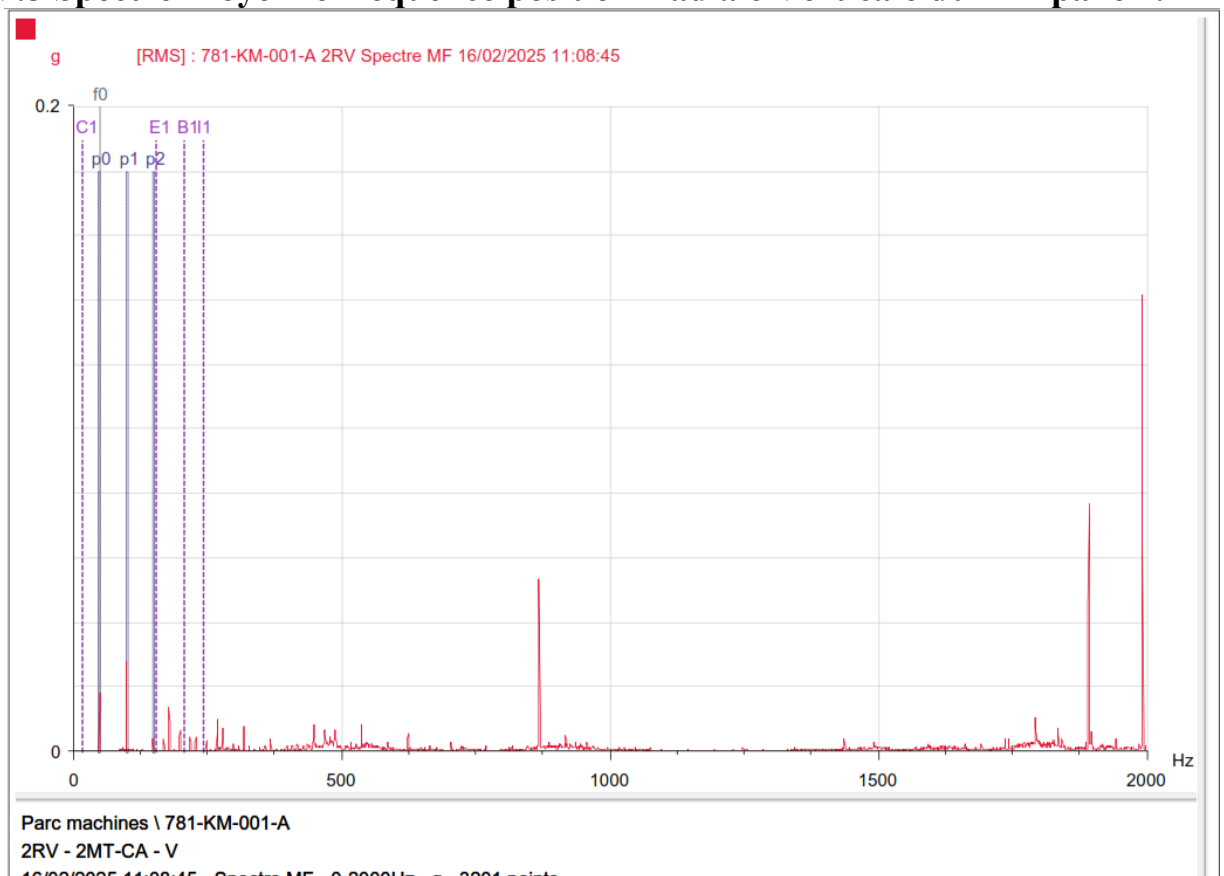
Un troisième pic harmonique apparaît à  $3P_0 = 150$  Hz, ce qui correspond à la troisième harmonique de la fréquence fondamentale. Ce pic peut résulter de distorsions du champ

magnétique, de déséquilibres électriques accentués, ou de défauts structurels internes au moteur électrique. L'apparition simultanée des trois premières harmoniques (50, 100 et 150 Hz) est caractéristique de moteurs souffrant de déséquilibres électromagnétiques ou de défauts de construction interne.

En plus des pics à 50, 100 et 150 Hz, on note également des composantes vibratoires dans la plage de 160 à 200 Hz, qui sont moins marquées mais tout de même présentes. Ces pics peuvent être dus à des phénomènes mécaniques secondaires, comme des résonances structurelles, des fréquences propres de composants mobiles ou des interactions dynamiques internes du compresseur (palier, piston, engrenages, etc.).

En conclusion, le spectre présente une dominante électrique forte, indiquant que le moteur du compresseur est probablement affecté par un déséquilibre magnétique, possiblement lié à un défaut de rotor, un mauvais état d'alimentation électrique, ou un problème de couplage mécanique. Une inspection électrique approfondie du moteur, ainsi qu'une vérification de l'alignement et des connexions électriques.

#### V.5 Spectre Moyenne fréquence position Radiale Verticale du 2<sup>ème</sup> palier :



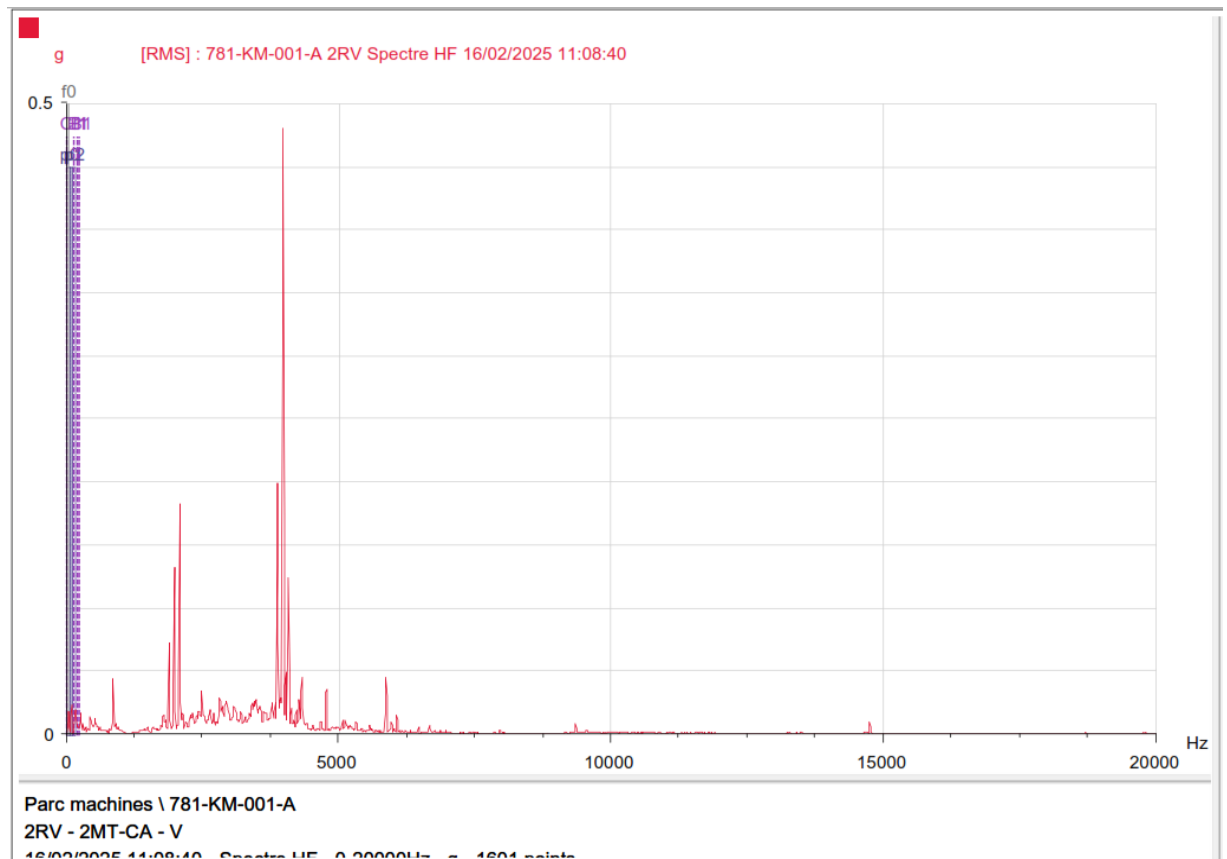
**Fig IV.21** : Spectre Moyenne fréquence position Radiale Verticale.

Le spectre de vibrations révèle plusieurs pics significatifs sur une plage de fréquence allant de 0 à 2000 Hz, avec une échelle d'amplitude allant jusqu'à 0.2 g. Le spectre présente une activité vibratoire relativement faible en dessous de 500 Hz, où apparaissent de faibles pics liés probablement à la fréquence de rotation du moteur ( $f_0$ ) et aux premières harmoniques associées aux composants internes tels que les paliers (P0, P1, P2) et les engrenages ou roulements (E1, B1, I1). Ces fréquences correspondent aux signatures classiques de défauts mécaniques tournants.

Un premier pic notable apparaît autour de 950 Hz, avec une amplitude atteignant environ 0.08 g, ce qui est significatif en moyenne fréquence. Ce pic pourrait correspondre à une fréquence caractéristique d'un défaut sur un élément tournant, notamment un roulement (par exemple : défaut sur la bague extérieure ou intérieure, ou sur les éléments roulants).

Un second pic, très marqué, se trouve aux alentours de 1900 Hz, avec une amplitude atteignant près de 0.1 g, ce qui est un niveau anormalement élevé pour cette plage de fréquence. Ce pic est probablement lié à un phénomène de résonance structurelle du système compresseur-moteur, ou à un défaut grave comme un déséquilibre mécanique important ou une instabilité aéroélastique interne du compresseur. Ce niveau élevé suggère une amplification vibratoire, potentiellement dangereuse si elle persiste dans le temps.

En conclusion, ce spectre met en évidence des anomalies vibratoires concentrées dans la zone moyenne fréquence. Les amplitudes importantes à 950 Hz et 1900 Hz justifient une investigation approfondie, notamment sur l'état des roulements et la structure mécanique. Un contrôle ciblé, couplé à une analyse en haute fréquence (HF) et une inspection visuelle.

**V.6 Spectre Haute fréquence position Radiale Verticale du 2<sup>ème</sup> palier :****Fig.IV.22 : Spectre Haute fréquence position Radiale Verticale.**

Le spectre couvre une plage de fréquences allant de 0 à 20 000 Hz. On observe un pic d'amplitude dominant atteignant environ 0,5 g à une fréquence proche de 4200 Hz. Ce pic est probablement lié à un phénomène de vibration mécanique répétitif, possiblement une fréquence caractéristique de roulement (défaut de bague extérieure ou intérieure) ou encore la fréquence de passage des ailettes du compresseur.

En dessous de cette fréquence, plusieurs autres pics sont présents entre 1000 Hz et 4000 Hz, indiquant la présence d'harmoniques ou de modulations pouvant être associées à un défaut structural progressif comme un jeu excessif, une excentration ou une usure de composants. La zone entre 0 et 1000 Hz présente un bruit de fond élevé, ce qui est souvent le signe de déséquilibre ou de mauvais alignement. Ces défauts, bien que généralement associés à des basses fréquences, peuvent générer des impacts qui se manifestent également dans le spectre HF.

Au-delà de 10 000 Hz, le signal devient très faible, ce qui est typique dans un spectre haute fréquence, confirmant l'absence de frottement métallique intense ou d'anomalies produisant des

vibrations à très haute fréquence. L'ensemble du spectre indique un état mécanique à surveiller de près, notamment autour de la fréquence de 4200 Hz, qui pourrait être un indicateur précoce d'un défaut de roulement ou d'un composant tournant à une vitesse critique.

### **V.7 Comparaison entre les deux cas :**

Dans le premier cas, la mesure vibratoire a été effectuée en régime stable, ce qui a permis de détecter certains défauts, mais ceux-ci se manifestent avec une faible amplitude. Cela indique que l'état de fonctionnement du compresseur reste globalement satisfaisant, les défauts étant tolérables et ne compromettant pas, à court terme, la fiabilité de l'équipement. En revanche, le second cas révèle une situation plus critique. En effet, l'analyse vibratoire a été réalisée en présence d'une défaillance, mettant en évidence des défauts plus sérieux, tels que des anomalies électriques et des défauts de roulement, accompagnés possiblement d'autres irrégularités non identifiées clairement. Ces éléments traduisent une dégradation avancée du système, nécessitant une intervention rapide pour éviter des dommages plus graves ou une panne totale. Ainsi, la principale différence entre les deux cas réside dans la gravité et la criticité des défauts détectés : modérés et acceptables dans le premier, significatifs et préoccupants dans le second.

### **V.8 Conclusion :**

En conclusion, la comparaison entre les deux cas met en évidence l'importance cruciale de l'analyse vibratoire dans le suivi de l'état de santé des équipements industriels, notamment pour le compresseur de la raffinerie d'Alger. Dans le premier cas, cette méthode a permis de confirmer un fonctionnement stable avec des défauts mineurs, tandis que dans le second, elle a joué un rôle clé dans l'identification précoce de défaillances sérieuses, telles que des anomalies électriques et mécaniques. Ces résultats soulignent que l'analyse vibratoire est un outil indispensable de maintenance prédictive, permettant d'anticiper les pannes, d'optimiser la disponibilité des équipements et de garantir la sécurité et la continuité des opérations dans un environnement critique comme celui d'une raffinerie.

## **VI. Etude de pompe verticale multicellulaire P101-B :**

### **VI.1 Rôle principal :**

La pompe verticale multicellulaire joue un rôle essentiel dans le bon fonctionnement de la raffinerie d'Alger. Grâce à sa capacité à générer une pression élevée, elle permet d'acheminer efficacement le pétrole brut vers les différentes unités de traitement. Sa conception verticale et multicellulaire offre une performance optimale, assurant un débit constant et fiable, même dans des conditions de fonctionnement exigeantes. Ce rôle fondamental contribue directement à la continuité de la production et à l'efficacité globale des opérations de raffinage.

### **VI.2 Détails des fonctions :**

La pompe verticale multicellulaire joue un rôle crucial dans le transport du pétrole brut au sein des installations pétrolières. Elle commence par aspirer le brut directement depuis les bacs de stockage, qu'ils soient souterrains ou aériens, grâce à sa configuration verticale qui facilite le pompage depuis des réservoirs profonds tout en optimisant l'espace occupé au sol. Sa conception multicellulaire, c'est-à-dire à plusieurs étages, permet d'augmenter progressivement la pression du fluide, garantissant ainsi une pression adéquate pour alimenter les unités de traitement en aval. Ces unités incluent la distillation atmosphérique et sous vide, où un débit constant et une pression stable sont indispensables au bon déroulement des procédés. Conçue pour un fonctionnement en continu, cette pompe est capable de traiter des fluides visqueux, parfois chargés d'impuretés, et de résister à des conditions d'exploitation sévères. En réduisant les risques de cavitation et en assurant une performance fiable, elle constitue un maillon essentiel dans la chaîne de traitement du pétrole brut.

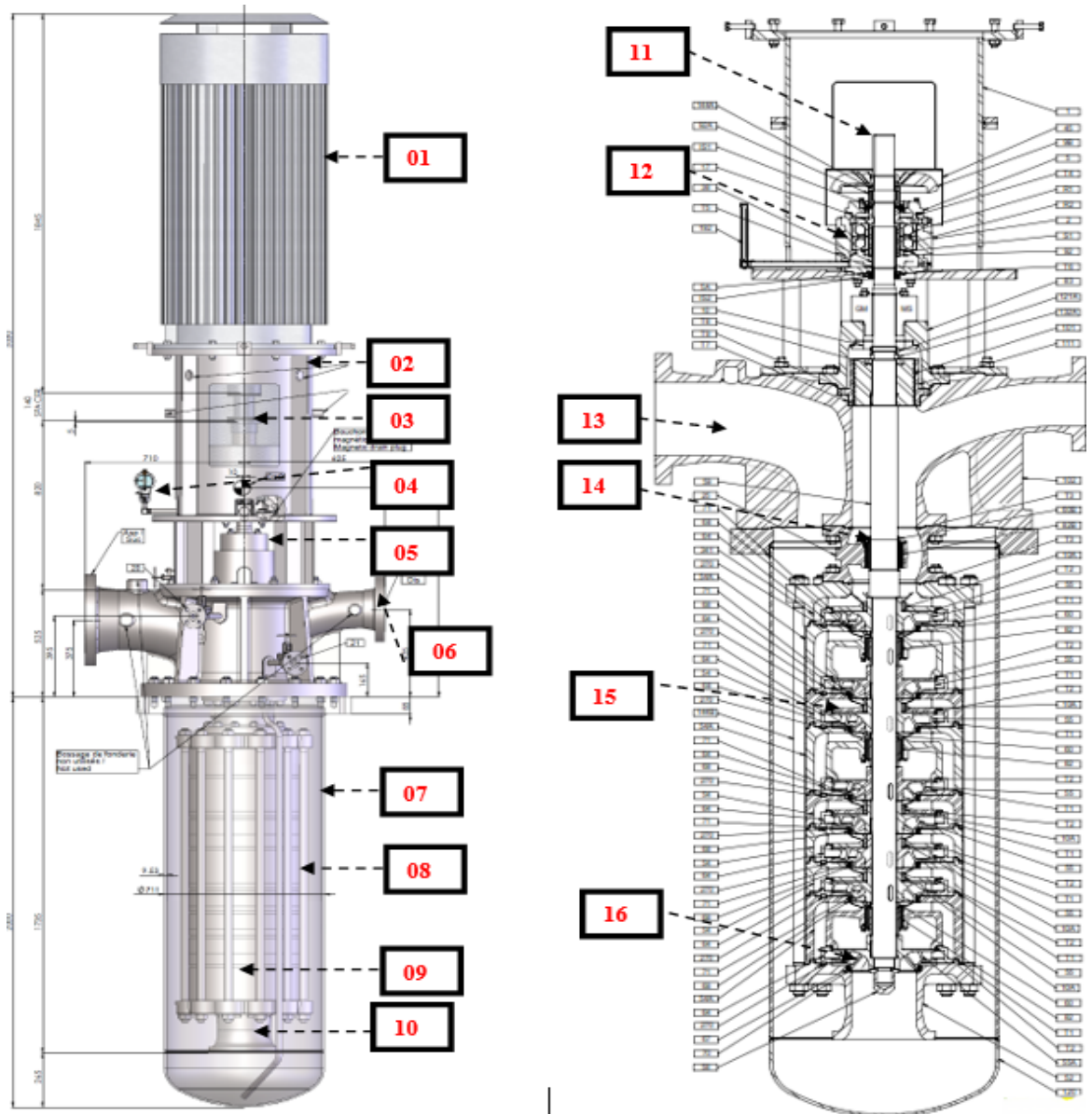


Fig VI.23 : Schéma de la pompe verticale de la Raffinerie d’Alger.

<b>01</b>	Moteur électrique	<b>09</b>	Corps d’étage
<b>02</b>	Support moteur	<b>10</b>	Tubulure d’aspiration
<b>03</b>	Accouplement	<b>11</b>	Arbre
<b>04</b>	Huileur	<b>12</b>	Roulements
<b>05</b>	Garniture mécanique	<b>13</b>	Aspiration
<b>06</b>	Refoulement	<b>14</b>	Coussinet collecteur
<b>07</b>	Cuve	<b>15</b>	Diffuseur
<b>08</b>	Tirant	<b>16</b>	Impulseur

Tableau VI.1 : Ensemble des éléments mécaniques.



**Fig. IV.24 :** pompes verticales multicellulaires de la Raffinerie d'Alger.

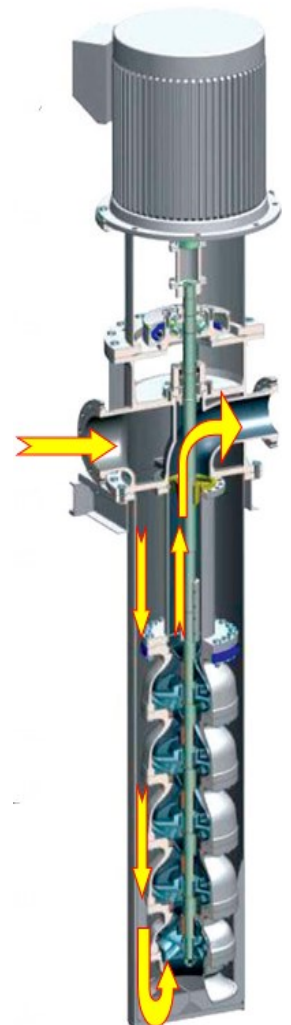
### VI.3 Principe de fonctionnement de la pompe P101C :

La pompe verticale P101C de la raffinerie d'Alger est une pompe centrifuge multicellulaire à six étages, conçue pour délivrer une haute pression. Sa structure comprend une partie tournante, constituée d'un arbre central sur lequel sont montés les six impulseurs, ainsi que des cônes et bagues d'espacement, et une partie statique intégrant les diffuseurs, les bagues d'usure qui limitent les pertes internes, et les coussinets servant au guidage axial de l'arbre.

L'entraînement de la pompe est assuré par un moteur électrique de 5500 V fonctionnant à 2900 tr/min. L'arbre est guidé par un palier à roulement à billes (réf. 6316 MC3) et des coussinets en bronze.

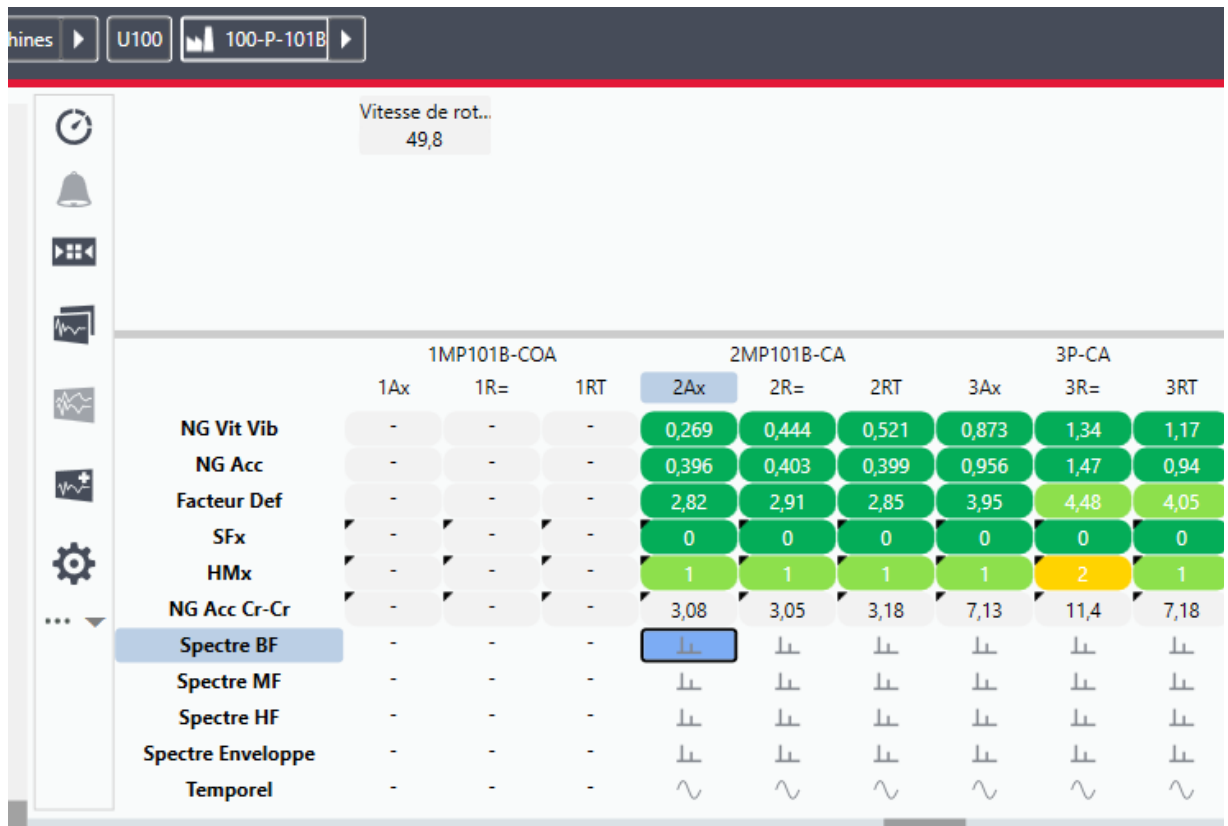
Sur le plan hydraulique, le fluide entre par la base de la pompe ; à chaque étage, un impulseur accroît la vitesse du fluide, transformant l'énergie mécanique en énergie cinétique, laquelle est convertie en pression par le diffuseur associé. Ce mécanisme se répète à chaque étage, permettant d'atteindre une pression finale élevée en sortie.

L'étanchéité de l'ensemble est assurée par une garniture mécanique simple de marque BYRON JACKSON, qui empêche les fuites au niveau de l'arbre tournant.



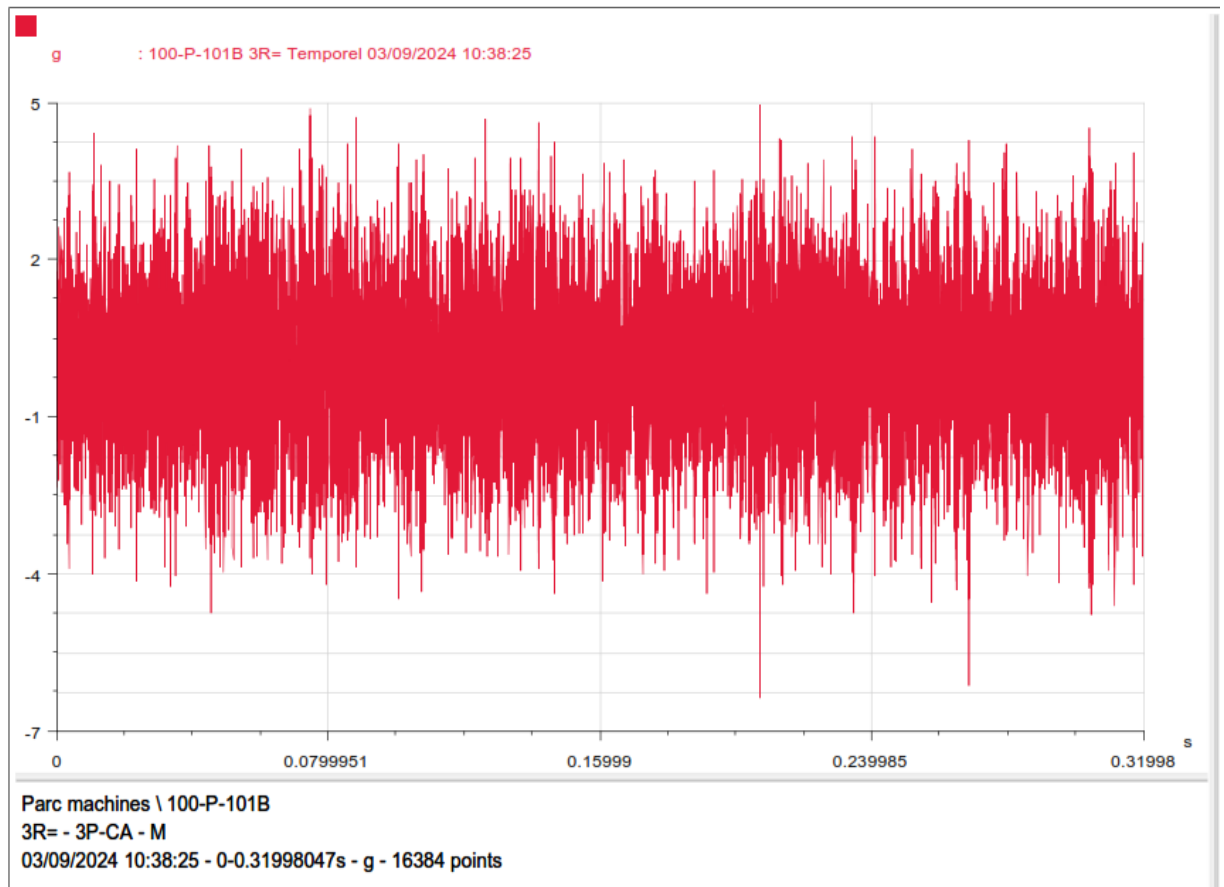
## VI.4 Analyse des signaux vibratoires :

### VI.4.1 Cas 1 : Mesure vibratoire en régime stable :



**Fig IV.25 : Matrice de Surveillance Vibratoire**

L'analyse vibratoire de la pompe verticale met en évidence un fonctionnement globalement satisfaisant du système, notamment au niveau du moteur (1MP101B-COA) et du palier intermédiaire (2MP101B-CA), où les niveaux de vibrations, d'accélération et de facteurs de défaut restent faibles et dans la zone verte, indiquant une bonne condition mécanique. En revanche, la zone inférieure de la pompe (3P-CA), notamment sur le point radial (3R), présente des signes clairs de dégradation : des vitesses vibratoires et des niveaux de chocs significativement élevés, ainsi que des facteurs de défaut dépassant les seuils d'alerte (zone jaune). Ces anomalies suggèrent un potentiel défaut mécanique, tel qu'un problème d'alignement, une usure des roulements ou un jeu excessif. En conclusion, bien que le moteur et les paliers intermédiaires soient en bon état, une inspection mécanique approfondie de la pompe est fortement conseillée afin d'éviter une défaillance progressive et un arrêt imprévu de l'installation.

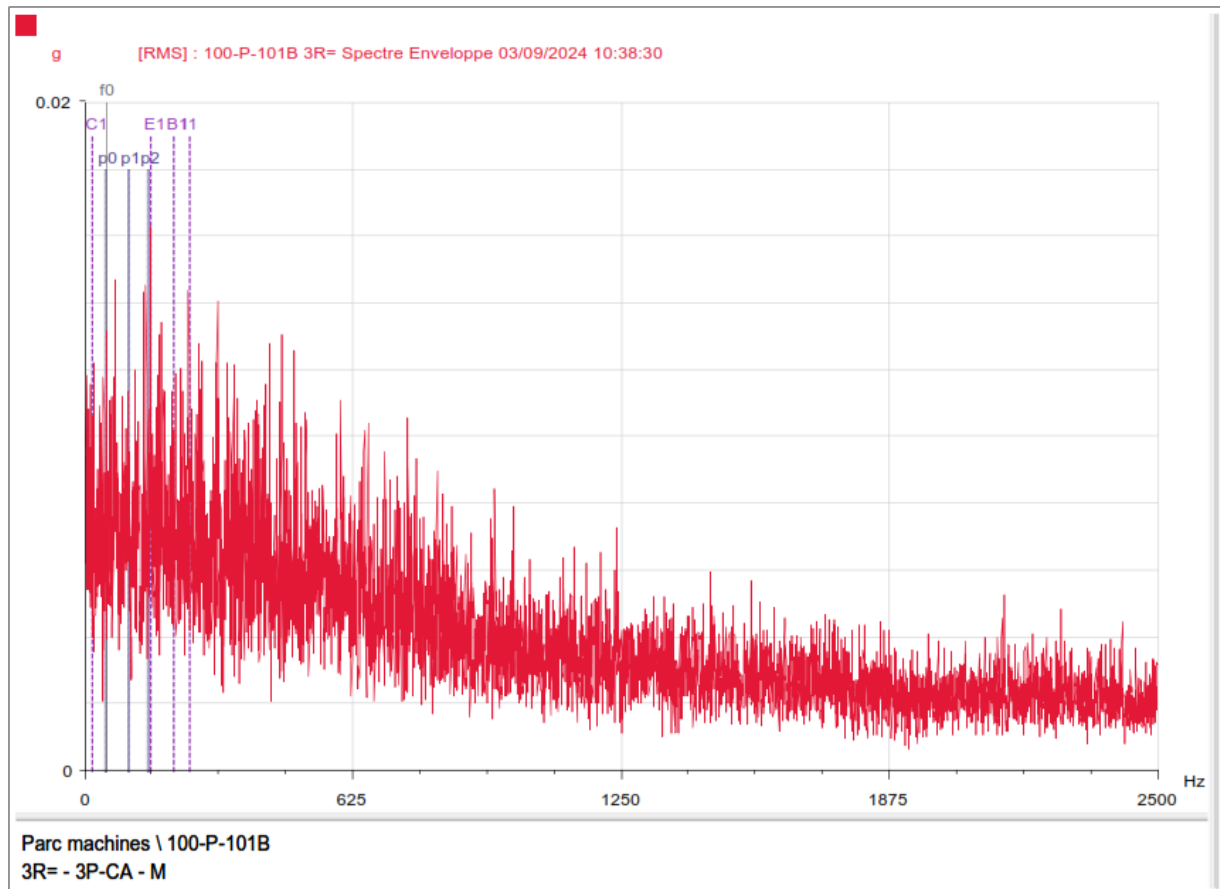
**VI.4.2 Signal Temporel position Radiale du 3<sup>ème</sup> palier :****Fig VI.26 : Signal Temporel position Radiale.**

Le profil temporel montre une densité de vibration relativement stable autour d'une valeur moyenne proche de zéro, ce qui est typique d'un équipement en bon état de fonctionnement. L'amplitude maximale atteint environ  $\pm 2$  g, avec des pics ponctuels allant jusqu'à environ  $\pm 5$  g, ce qui reste acceptable dans le cas d'équipements rotatifs en fonctionnement normal, selon les normes industrielles de surveillance vibratoire.

La forme du signal, qui semble aléatoire mais symétrique, suggère une absence de phénomènes anormaux tels que déséquilibre, désalignement ou défaillance de roulements. Il n'y a pas non plus de pics réguliers indiquant des chocs ou des impulsions caractéristiques de dommages mécaniques.

En résumé, ce spectre temporel indique que la pompe fonctionne de manière stable et régulière, sans signes évidents de défauts mécaniques.

### VI.4.3 Spectre Enveloppe position Radiale du 3<sup>ème</sup> palier :



**Fig IV.27** : Spectre Enveloppe position Radiale.

Le spectre montre une prédominance de l'énergie vibratoire concentrée dans la bande de fréquence basse, principalement en dessous de 625 Hz, avec un pic d'amplitude atteignant environ 0,02 g. Cette concentration d'énergie basse fréquence est typique des phénomènes de contact ou de chocs répétitifs, comme ceux générés par un défaut localisé sur une piste de roulement, une bille, ou une cage.

On observe également des composantes fréquentielles marquées aux emplacements notés par les marqueurs verticaux (P0, P1, P2, E1, B1, I1, etc.), qui semblent correspondre aux fréquences caractéristiques des éléments de roulements. Ces repères permettent d'associer les pics à des défauts spécifiques : par exemple, B11 peut correspondre à une fréquence de passage des billes, C1 à la cage, et E1 à une fréquence de défaut sur la bague intérieure ou extérieure.

L'allure générale du spectre et l'amplitude observée peuvent indiquer une dégradation progressive d'un roulement, probablement en phase intermédiaire de défaillance. Cela nécessite

une attention particulière et potentiellement une planification de maintenance préventive. Il est recommandé de comparer cette mesure avec des historiques précédents pour confirmer une tendance croissante et d'effectuer une inspection visuelle du roulement si possible.

Donc le spectre enveloppe suggère la présence probable d'un défaut mécanique localisé au niveau du roulement de la machine P-101-B, nécessitant une surveillance renforcée et une intervention proactive afin d'éviter une panne critique.

### VI.4.3 Spectre Base fréquence position Axiale du 3<sup>ème</sup> palier :

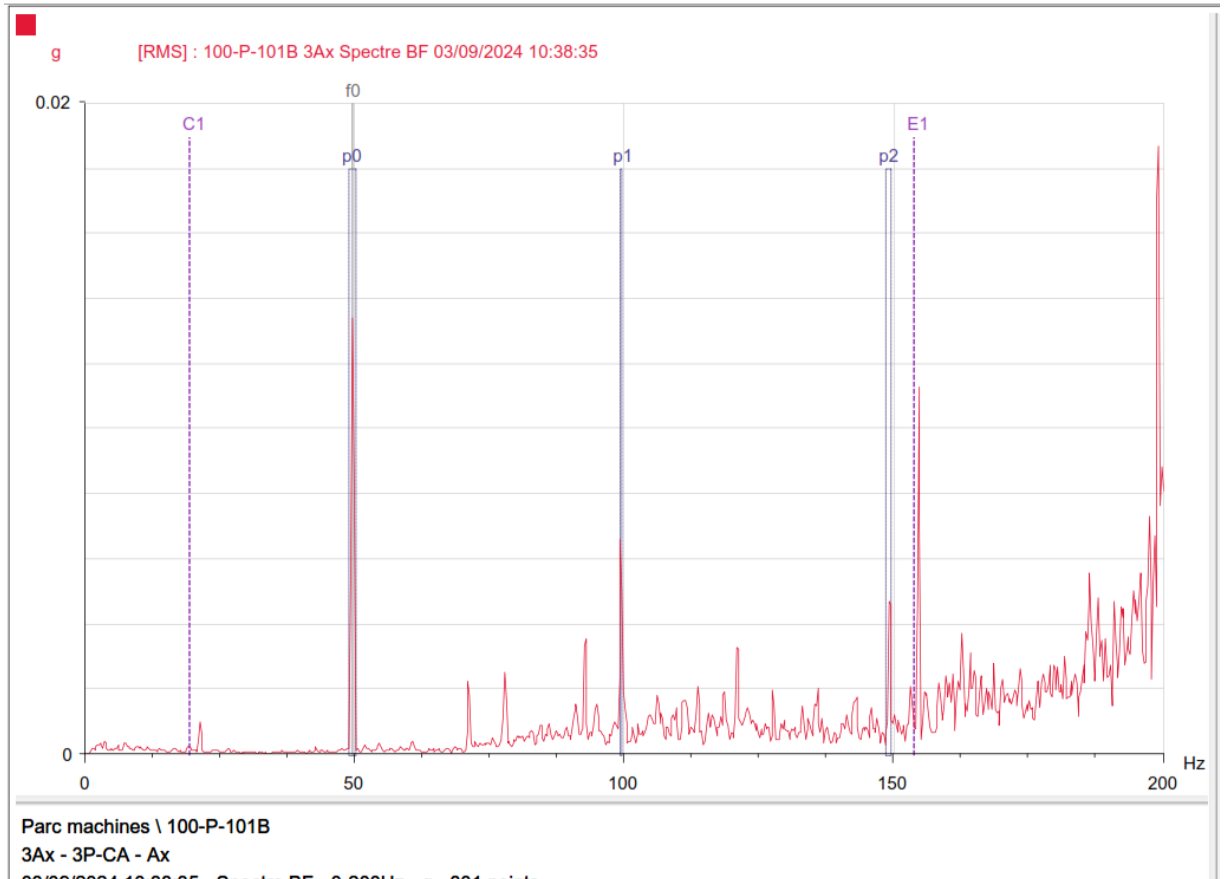


Fig IV.28 : Spectre Base fréquence position Axiale.

Le spectre vibratoire analysé pour la pompe présente un pic à la fréquence fondamentale de 50 Hz, accompagné de deux harmoniques situés à 100 Hz et 150 Hz, avec une amplitude relativement faible de 0,01. Cette configuration est caractéristique d'un fonctionnement stable, où la fréquence de 50 Hz est généralement associée à la vitesse de rotation du moteur électrique alimenté en courant alternatif. La présence d'harmoniques régulières à  $2f_0$  et  $3f_0$  suggère une certaine non-linéarité dans le comportement mécanique ou électromagnétique du compresseur, souvent due aux cycles de compression, à de légers déséquilibres, ou encore à des déformations

de l'onde de courant. Toutefois, l'amplitude faible des pics indique que ces phénomènes restent contenus et n'entraînent pas de vibrations excessives. Ce spectre traduit donc un état de fonctionnement globalement normal du compresseur, sans signe évident de défaillance grave, mais il reste important de continuer la surveillance afin de détecter toute évolution anormale dans le temps.

#### VI.4.4 Spectre Moyenne fréquence position Radiale du 2<sup>ème</sup> palier :

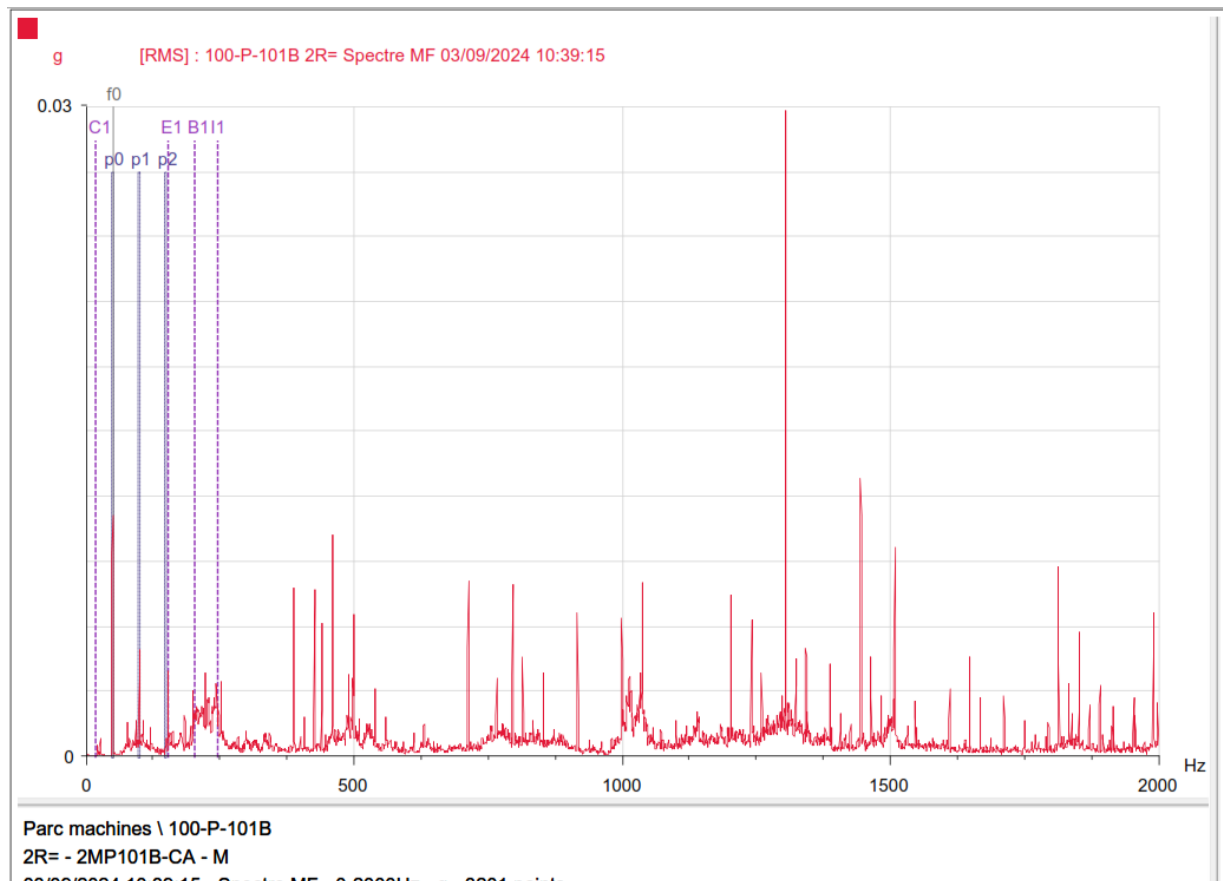


Fig IV.29 : Spectre Moyenne fréquence position Radiale.

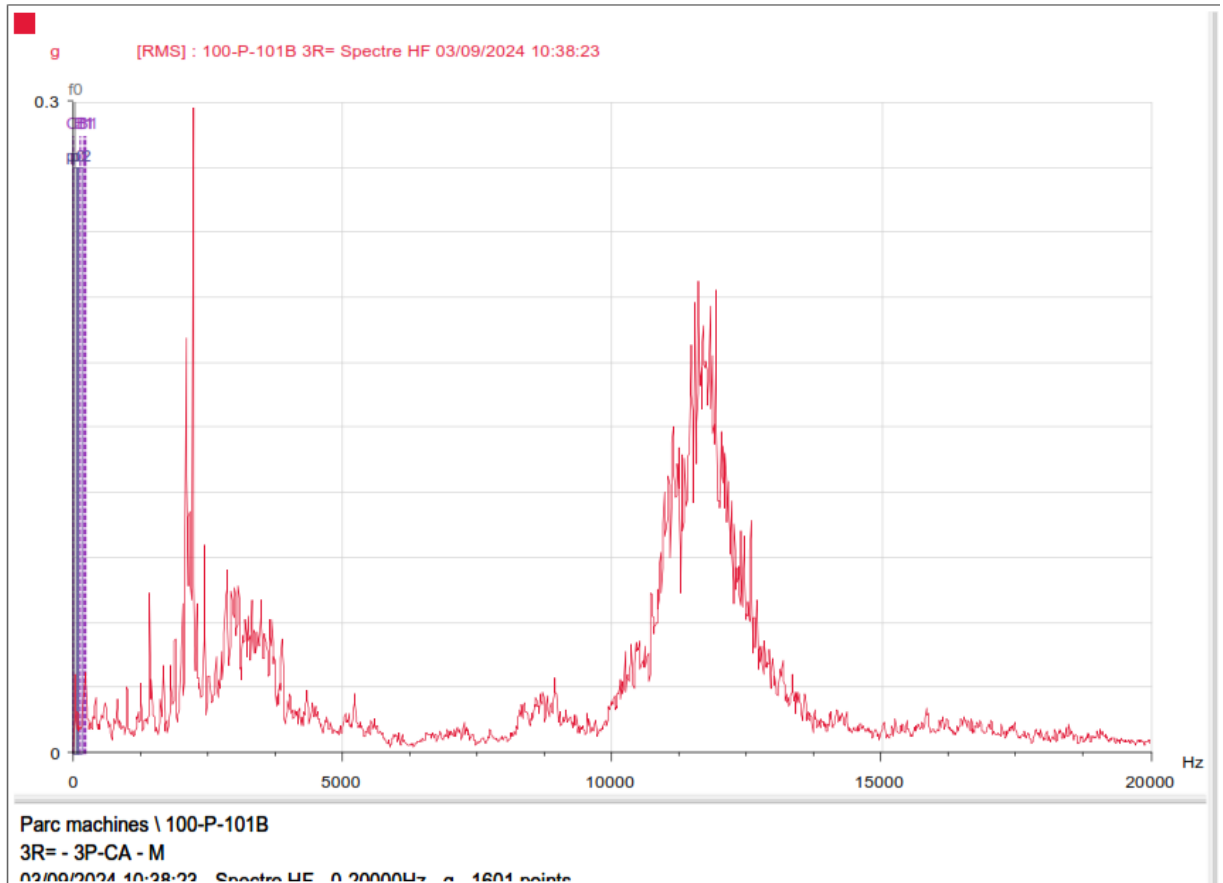
Le spectre de vibration enregistré sur la pompe P-101-B présente une répartition fréquentielle de 0 à 2000 Hz, avec une amplitude maximale observée autour de 0,02 g. L'analyse indique un comportement vibratoire globalement stable et conforme à un fonctionnement normal.

En basse fréquence (0–200 Hz), plusieurs pics harmoniques sont visibles (p0, p1, p2), correspondant probablement aux fréquences de rotation du rotor ou aux phénomènes mécaniques périodiques liés à l'arbre. Leur amplitude modérée suggère un balourd résiduel ou de faibles jeux mécaniques, sans effet perturbateur.

Dans la moyenne fréquence (200–1000 Hz), quelques harmoniques secondaires sont détectées mais restent de faible intensité, compatibles avec des vibrations structurelles normales.

En haute fréquence (1000–2000 Hz), des pics fins apparaissent, notamment autour de 1350 Hz. Ces signatures peuvent correspondre à des fréquences naturelles des roulements (type BPFI/BPFO), mais leur faible amplitude n'indique aucun défaut actif. Aucun signe de détérioration ou de problème de lubrification n'est détecté à ce stade.

#### VI.4.5 Spectre Haute fréquence position Radiale du 3<sup>ème</sup> palier :



**Fig IV.30** : Spectre Haute fréquence position Radiale.

Le spectre de vibration haute fréquence montre une signature vibratoire principalement concentrée autour de la bande des 11 000 Hz, avec une amplitude maximale d'environ 0,3 g. Cette fréquence correspond généralement aux signatures des éléments roulants des roulements (défauts internes, externes, cage ou billes). L'absence de pics anormaux ou de composantes harmoniques non linéaires dans les basses et moyennes fréquences (<10 000 Hz) indique qu'il n'y a pas de déséquilibre, désalignement ou défaut mécanique significatif. La répartition

énergétique est stable et bien localisée autour des hautes fréquences, ce qui suggère une lubrification correcte et un bon état général des éléments roulants.

### VI.5 Cas 2 : Mesure vibratoire en présence d'une défaillance :

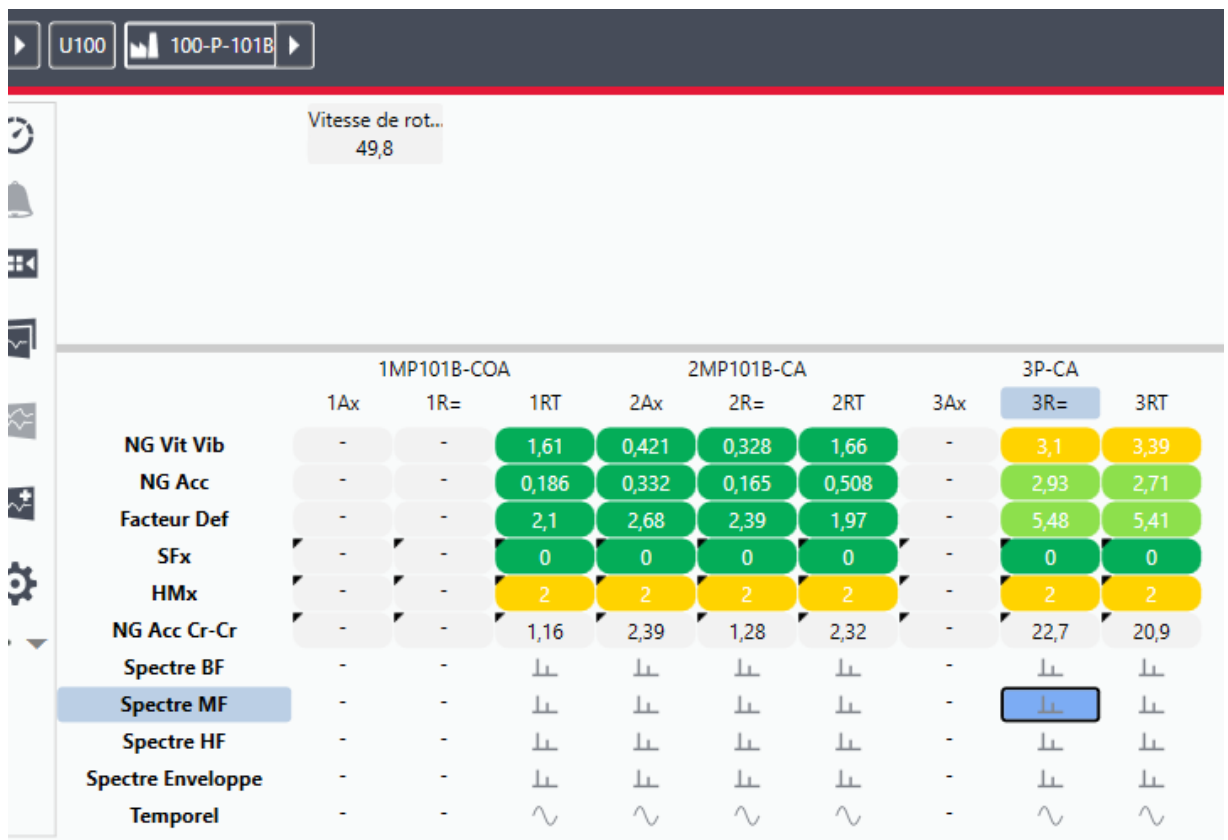


Fig IV.31 : Matrice de Surveillance Vibratoire

Cette analyse vibratoire a été réalisée sur trois zones principales : le moteur, le palier intermédiaire et la pompe. Les résultats montrent un fonctionnement sain du moteur (1MP101B-COA) et du palier intermédiaire (2MP101B-CA), avec des niveaux vibratoires en zone verte, sans signes de déséquilibre ni de défauts mécaniques. En revanche, le palier inférieur de la pompe (3P-CA) présente des valeurs vibratoires élevées, atteignant la zone jaune, ce qui suggère un début d'anomalie, possiblement lié à un défaut d'alignement, d'usure ou de roulement. En conclusion, bien que la majorité des composants soient en bon état, la pompe nécessite une surveillance renforcée, avec une analyse spectrale approfondie et une inspection mécanique ciblée pour éviter toute défaillance prématurée.

### VI.5.1 Signal Temporel position Radiale du 3<sup>ème</sup> palier :

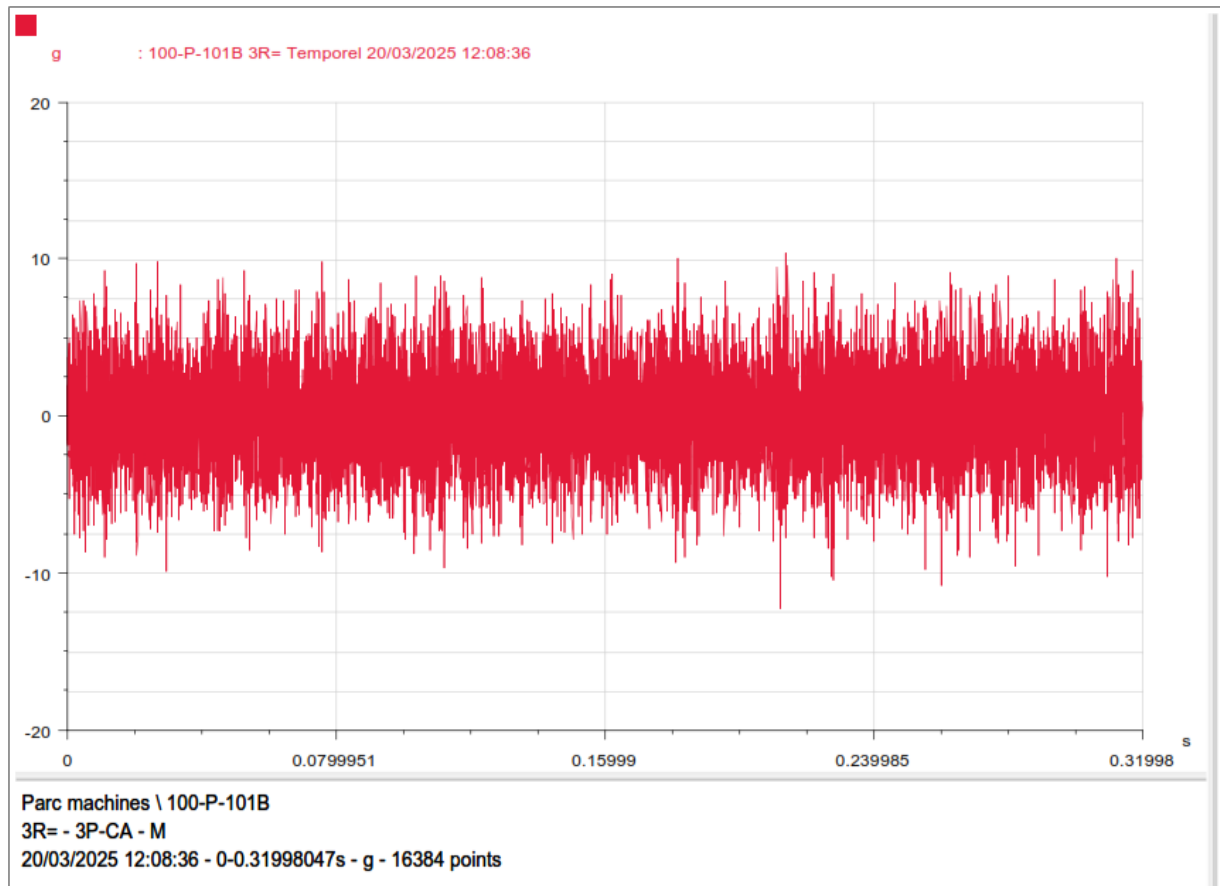
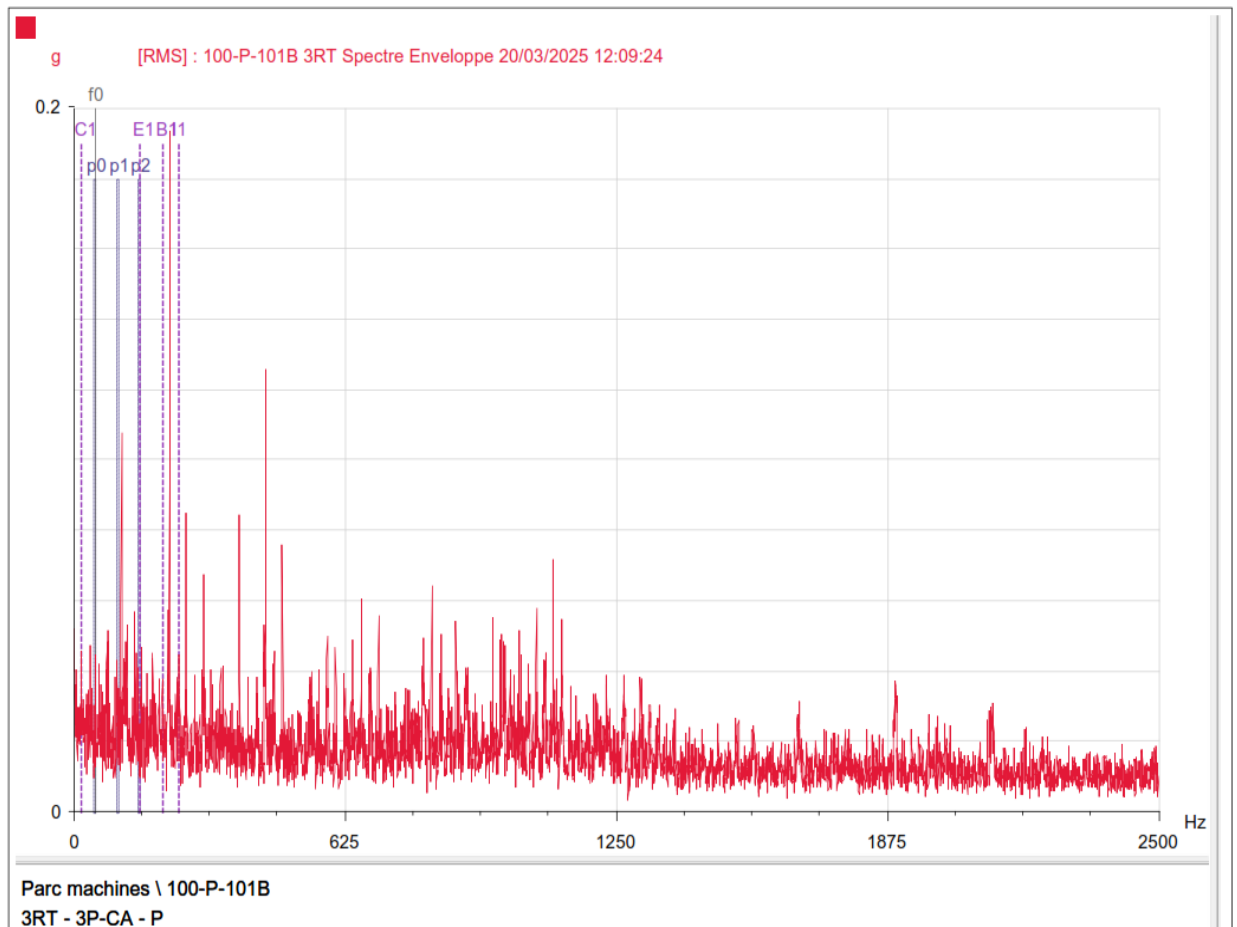


Fig IV.32 : Signal Temporel.

L'interprétation générale de ce signal met en évidence plusieurs caractéristiques importantes. Sur l'axe vertical, les valeurs atteignent environ  $\pm 8$  g, ce qui représente une amplitude vibratoire relativement élevée. L'axe horizontal correspond au temps, exprimé en secondes, avec un intervalle total très court d'environ 0,32 s. Cela suggère un enregistrement effectué à une fréquence d'échantillonnage très élevée, estimée à environ 51 200 Hz, ce qui permet de capter des vibrations de très haute fréquence. Le signal en lui-même semble dense, aléatoire et sans motif périodique apparent, ce qui est typique de vibrations irrégulières telles que celles générées par des défauts mécaniques, du bruit structurel, ou encore des phénomènes de cavitation. Ce type de comportement pourrait indiquer une usure mécanique avancée, un jeu excessif ou des anomalies internes comme des défauts de roulement. Si le niveau vibratoire observé est anormalement élevé, plusieurs hypothèses peuvent être envisagées, notamment un désalignement, un déséquilibre de rotor, des dégradations dans les roulements.

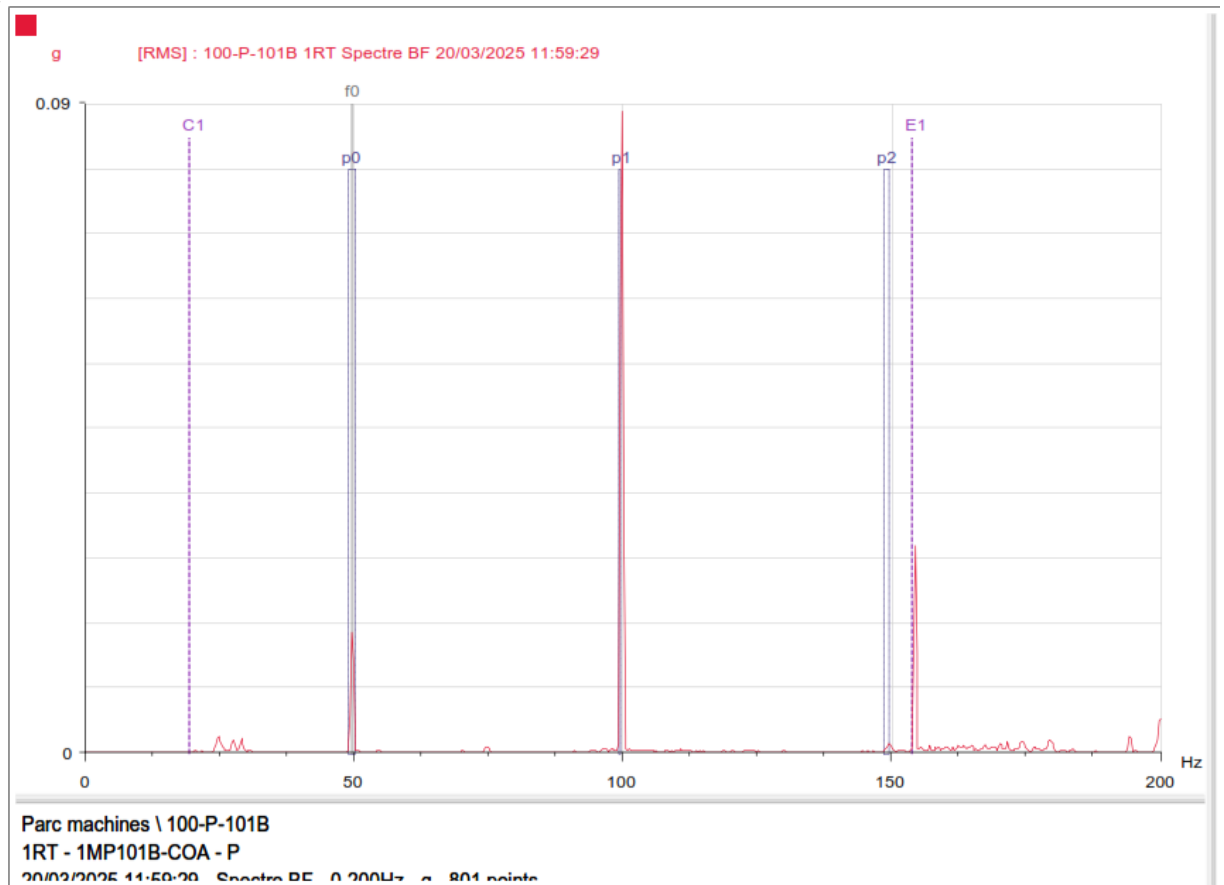
### VI.5.2 Spectre Enveloppe position Radiale Transversale du 3<sup>ème</sup> palier :



**Fig IV.33** : Spectre Enveloppe position Radiale Transversale.

Sur ce graphique, l'axe vertical représente l'amplitude vibratoire en g, tandis que l'axe horizontal indique la fréquence en Hertz, jusqu'à 2500 Hz. L'observation du spectre révèle plusieurs pics marqués, notamment dans la zone de basse fréquence (inférieure à 600 Hz), qui correspondent à des fréquences caractéristiques des éléments du roulement, telles que la fréquence de défaut sur la bague extérieure ( $E_1$ ), et les billes ( $B_1$ ). La présence répétée de ces pics suggère fortement un début de défaillance sur un ou plusieurs composants du roulement, typiquement dû à l'usure, à un défaut de lubrification ou à un impact mécanique. Aucun pic dominant en très basse fréquence n'indique de problème majeur de balourd ou de désalignement à ce stade. Il est donc recommandé de suivre l'évolution de ce spectre dans le temps et d'effectuer une inspection ciblée des roulements pour confirmer l'origine des anomalies détectées. Cette approche permettrait d'intervenir de manière préventive et d'éviter une panne soudaine de la pompe.

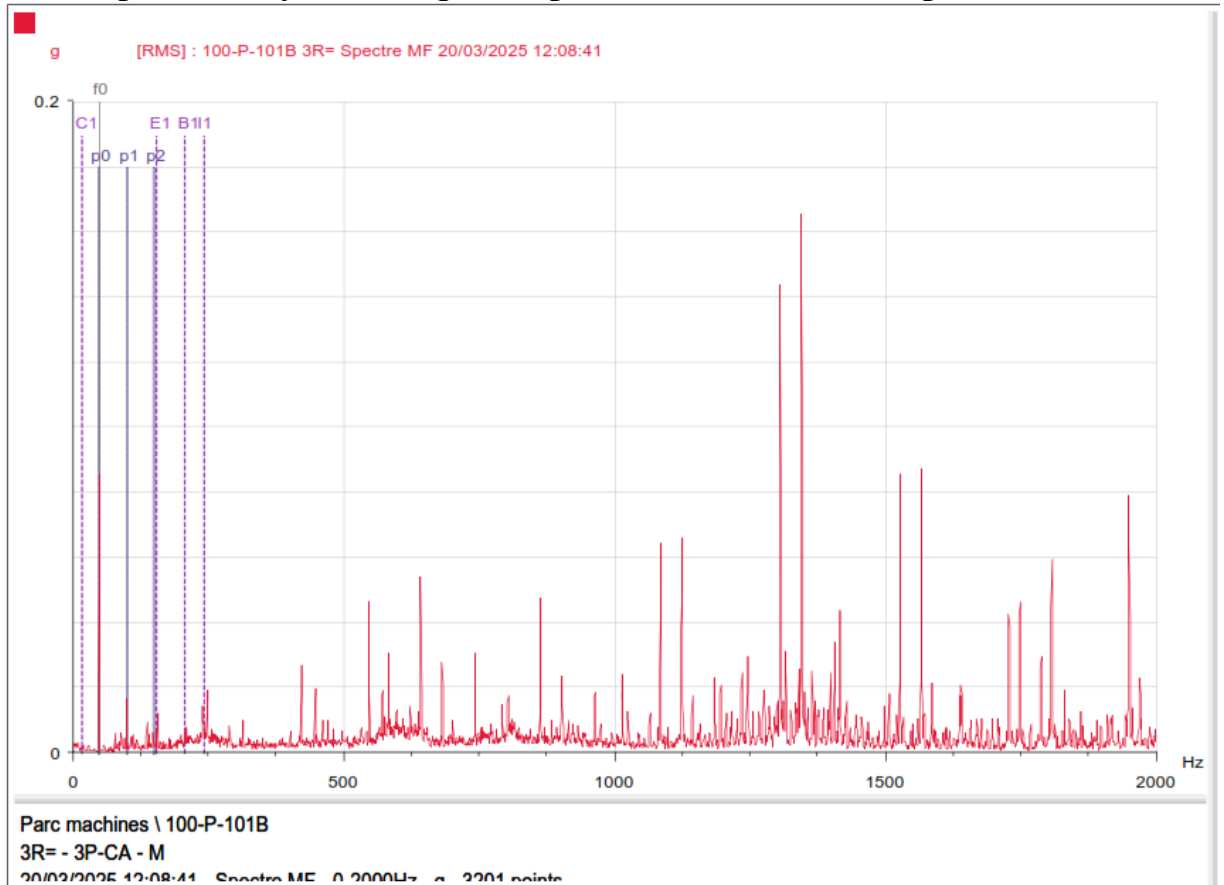
### VI.5.3 Spectre Base fréquence position Radiale Transversale du premier palier :



**Fig IV.34** : Spectre Base fréquence position Radiale Transversale.

L'analyse du spectre fréquentiel de la pompe met en évidence trois pics principaux. Le premier pic est observé à la fréquence fondamentale  $f_0 = 50$  Hz, correspondant à une amplitude relativement faible de 0,02g. Le second pic, de plus forte amplitude, se situe à  $2f_0 = 100$  Hz avec une amplitude mesurée de 0,09 g. Cette valeur élevée à la seconde harmonique est typique d'un défaut d'alignement, notamment un mauvais alignement entre le moteur et la pompe, qui génère des forces dynamiques supplémentaires à double fréquence. Enfin, un troisième pic est identifié à 160 Hz, une fréquence non harmonique par rapport à  $f_0$ . Ce pic peut indiquer un phénomène de résonance locale ou encore la présence d'un jeu mécanique, comme un défaut dans les paliers ou un désajustement d'un composant interne. L'ensemble de ces indices suggère que la pompe présente plusieurs anomalies mécaniques nécessitant une intervention de maintenance préventive et un contrôle de l'alignement et de l'état des composants internes.

### VI.5.4 Spectre Moyenne fréquence position Radial du 3<sup>ème</sup> palier :



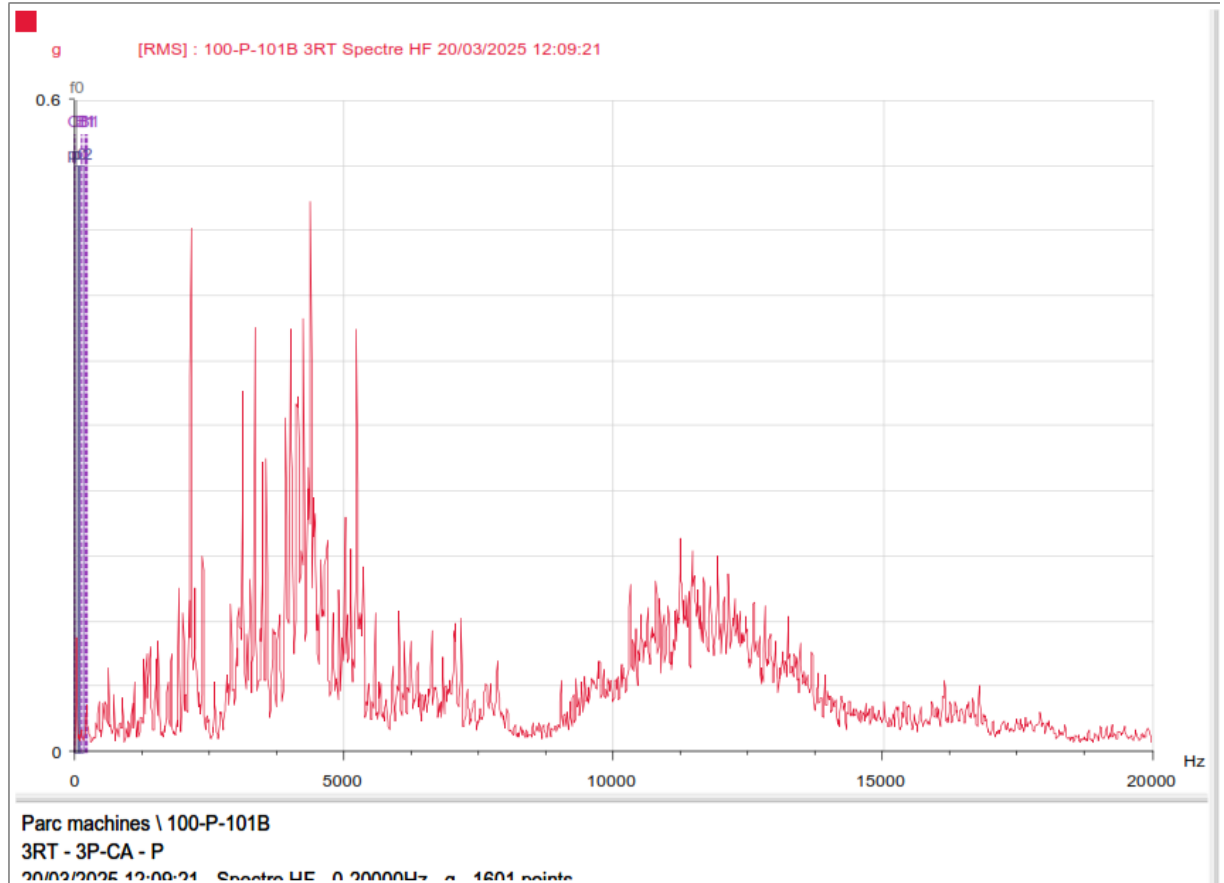
**Fig IV.35 : Spectre Moyenne fréquence position Radiale.**

L'analyse du spectre en moyenne fréquence de la pompe révèle plusieurs informations essentielles sur l'état de fonctionnement de l'équipement. Le spectre s'étend de 0 à 2000 Hz, avec une amplitude maximale avoisinant 0,2 g, ce qui témoigne d'un niveau vibratoire notable. La zone de basse fréquence (0 à 200 Hz) est particulièrement riche en composantes harmoniques, avec des pics marqués pouvant correspondre aux fréquences de passage d'aubes ou de rotation de l'arbre (identifiés comme P0, P1, P2). Ces signatures vibratoires indiquent potentiellement des défauts mécaniques tels qu'un déséquilibre, un défaut d'alignement, une dégradation des paliers ou un jeu mécanique. Dans la zone moyenne (200 à 1000 Hz), quelques pics sont présents, bien que moins prononcés ; ils peuvent être liés à des phénomènes comme des résonances secondaires ou des harmoniques liées à l'usure progressive de roulements. Enfin, en haute fréquence (1000 à 2000 Hz), on observe des pics nets et espacés, caractéristiques de défauts localisés sur les roulements (éléments roulants, bagues, cage), de chocs mécaniques ou d'une lubrification insuffisante. Le pic dominant observé autour de 1350 Hz est particulièrement significatif : il pourrait correspondre à une fréquence de défaut spécifique d'un roulement (BPFI,

BPFO, BSF, etc.), et nécessite une vérification croisée avec les données techniques du roulement installé sur la pompe.

En conclusion, le spectre met en évidence à la fois des déséquilibres mécaniques probables et des signes de dégradation des roulements.

### VI.5.5 Spectre Haute fréquence position Radiale Transversale du 3<sup>ème</sup> palier :



**Fig IV.36** : Spectre Haute fréquence position Radiale Transversale.

Le spectre haute fréquence (HF) présenté correspond à l'analyse vibratoire de la pompe verticale, avec une plage de fréquences allant de 0 à 20 000 Hz. On observe une série de pics marqués dans la zone des basses, moyennes et hautes fréquences, notamment entre 1 000 Hz et 8 000 Hz, ainsi qu'un renforcement de l'énergie vibratoire entre 10 000 Hz et 13 000 Hz. Ce comportement est caractéristique de la présence probable de défauts mécaniques, en particulier au niveau des roulements. En effet, les fréquences de défaillance des éléments roulants (comme les billes, la cage ou les pistes) se situent généralement dans cette gamme. La concentration d'énergie autour de 10 000 Hz à 13 000 Hz peut également indiquer un phénomène de cavitation, des frottements internes anormaux ou un désalignement. Par ailleurs, la valeur de l'Amplitude relativement

élevée (environ 0,5 g) confirme la présence d'une excitation vibratoire importante, suggérant un défaut modéré à critique selon les normes en vigueur.

En résumé, ce spectre met en évidence un état de fonctionnement dégradé de la pompe, nécessitant une inspection ciblée, notamment des roulements, et un contrôle des conditions d'aspiration pour exclure tout phénomène de cavitation ou de lubrification insuffisante.

### **VI.6 Comparaison entre les deux cas :**

Lors du premier cas de diagnostic, l'analyse a révélé la présence de quelques anomalies vibratoires, notamment des composantes à 1x la fréquence de rotation, indiquant un léger désalignement ou un balourd résiduel. Toutefois, les amplitudes vibratoires enregistrées restaient en dessous des seuils critiques définis par les normes ISO 10816, ce qui signifie que le fonctionnement de la pompe est jugé acceptable. Les niveaux vibratoires étaient stables et n'indiquaient pas de détérioration rapide, ce qui permet de maintenir l'équipement en service tout en planifiant une intervention corrective lors d'un arrêt programmé. En revanche, dans le deuxième cas, les spectres vibratoires montrent des pics significatifs non seulement à 1x mais également à 2x et 3x la fréquence de rotation, accompagnés de bandes latérales autour des fréquences de maillage, traduisant des défauts plus graves tels qu'un désalignement sévère, un problème d'engrènement dans l'accouplement ou un jeu excessif dans les paliers. Les niveaux de vibration dépassent les seuils admissibles, ce qui rend le fonctionnement de la pompe non acceptable. Ce diagnostic impose un arrêt immédiat pour inspection mécanique, afin d'éviter une défaillance majeure pouvant entraîner des pertes de production et des dommages matériels importants.

### **VI.7 Conclusion :**

La comparaison entre les deux cas de diagnostic vibratoire met en évidence l'importance de la surveillance continue des équipements tournants dans un environnement industriel critique comme la Raffinerie d'Alger. Le premier cas illustre une situation où des anomalies mineures sont détectées, mais restent dans les limites acceptables, permettant une gestion proactive de la maintenance sans interruption immédiate de la production. À l'inverse, le deuxième cas révèle des défaillances mécaniques avancées, rendant l'arrêt de la pompe impératif pour éviter une panne grave. Cette analyse souligne que l'interprétation fine des spectres vibratoires permet non seulement de diagnostiquer l'état de santé des machines, mais aussi d'optimiser les interventions de maintenance en fonction du niveau de criticité, contribuant ainsi à la fiabilité et à la sécurité des installations industrielles.

Chapitre

---

5

**Méthodes avancées d'analyse  
des signaux vibratoires**

### V.1 Introduction :

Dans le chapitre précédent, nous avons détaillé les démarches entreprises par la raffinerie d'Alger pour le diagnostic et le contrôle de ses installations. Le logiciel utilisé permet de calculer certains indicateurs scalaires qui nous renseignent sur les changements de l'énergie ou de la forme du signal temporel. Il permet aussi d'avoir les spectres basse fréquence, moyenne fréquence et haute fréquence ainsi que le spectre de l'enveloppe du signal.

Le manuel d'utilisation du logiciel ne donne aucune autre information des trois indicateurs utilisés, à savoir : HMx, SFx et facteur Def, à part leurs limites d'alarme et de danger. En plus, l'exportation du signal temporel nécessite une option supplémentaire dans la licence. Cette situation nous a empêché d'appliquer des méthodes avancées de traitement du signal sur des signaux expérimentaux issus des machines réelles.

Dans le diagnostic des installations mécaniques, le suivi et la détection des défauts de types chocs, donc ceux générés par les organes les plus importants dans une machine, à savoir les engrenages et les roulements, est la démarche la plus compliquée du diagnostic. Il existe deux manières pour détecter ces défauts, la première consiste à rechercher leurs images vibratoires en basses fréquences, la deuxième méthode s'appuie sur la détection et l'analyse des éventuelles résonances excitées en hautes fréquences.

La première méthode présente des limites surtout pour les engrenages à cause de la similitude de leurs images vibratoires avec d'autres défauts ce qui complique l'interprétation des spectres et compromet l'obtention d'un diagnostic fiable. La deuxième méthode est la plus fiable, elle a pour nom dans le domaine industrielle HFRT (High frequency resonance technic) fig (V.1), elle consiste à repérer au niveau des hautes fréquences les plages de grandes énergies pour ensuite faire un filtrage autour de la fréquence centrale et de calculer le spectre d'enveloppe du signal filtré afin de retrouver la fréquence du défaut.

Dans ce qui suit, nous allons présenter une démarche qui permet de faire un filtrage multi-échelle autour des fréquences bien choisies pour ensuite rechercher les fréquences de résonances d'une manière automatique et de retrouver par la suite les fréquences des défauts à partir du spectre d'enveloppe.

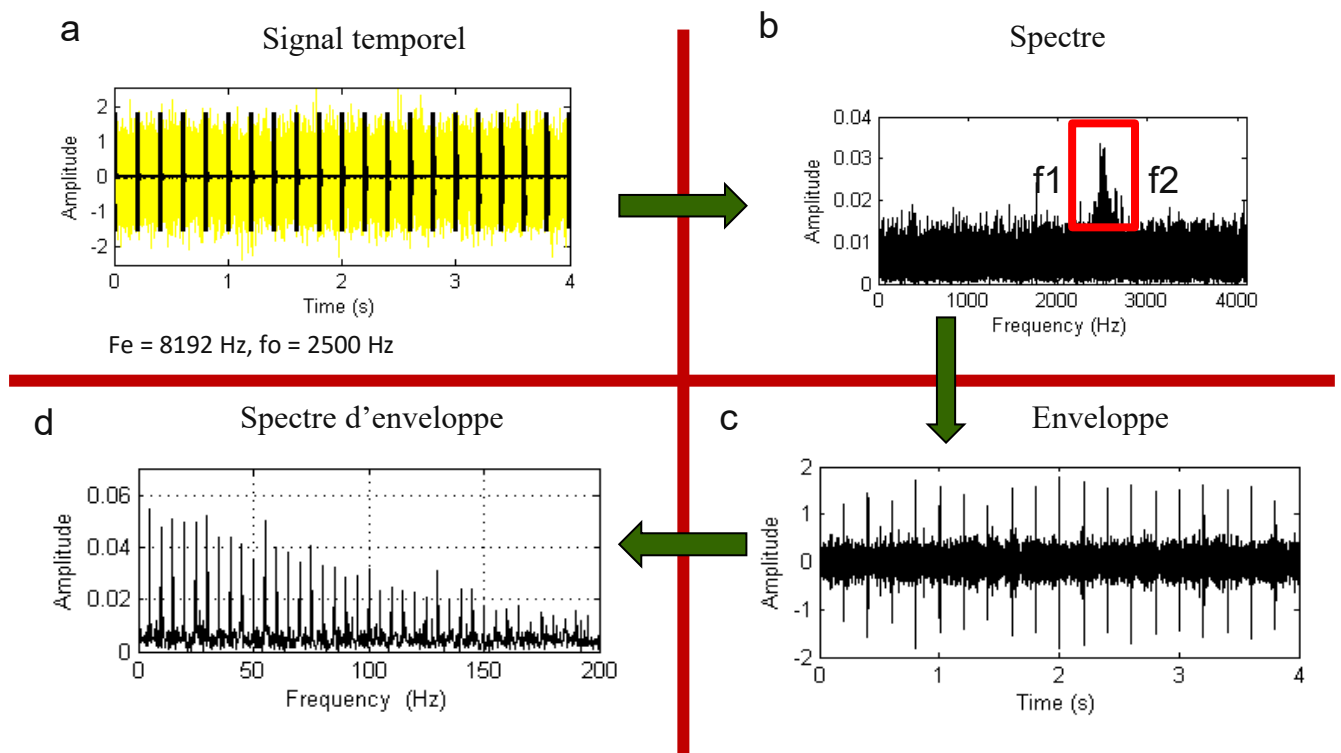


Fig. V.1 : La méthode HFRT

## V.2 Méthodes avancées de traitement du signal :

Le traitement du signal est une discipline qui permet l'interprétation et l'analyse de l'information véhiculée par des signaux.

Dans l'analyse vibratoire des machines tournantes, la Transformée de Fourier (TF) constitue un outil fondamental pour détecter les phénomènes périodiques du signal, en révélant les composantes fréquentielles dominantes. Cependant, pour que la TF soit pertinente, le phénomène périodique analysé doit se répéter au moins 8 à 10 fois dans l'intervalle de temps considéré.

Le spectre permet de révéler les fréquences des phénomènes périodiques présents dans le signal temporel sans donner la durée temporelle de ses phénomènes. Pour remédier à cette limitation, la Transformée de Fourier à court terme (TFCT), ou STFT, est utilisée. Elle applique la TF sur des fenêtres temporelles glissantes, permettant ainsi une représentation temps-fréquence. La largeur de la fenêtre est constante pendant l'analyse, ce qui limite son efficacité surtout en présence de plusieurs phénomènes de différentes échelles.

C'est pourquoi des méthodes d'analyses plus avancées, comme la transformée en ondelettes, sont utilisées. En particulier, la transformée en ondelettes continue, permet une analyse multi-échelle efficace, en adaptant la résolution temporelle et fréquentielle selon la fréquence du signal.

### V.3 Transformée en ondelettes :

Les ondelettes sont des fonctions oscillantes de durée limitée qui décroissent rapidement en dehors de leur intervalle. La transformée en ondelettes (TO) surmonte les limites de la transformée de Fourier à court terme (TFCT), notamment la résolution temps/fréquence fixe due à une fenêtre d'analyse constante. Contrairement à la TFCT, la TO adapte la taille de la fenêtre selon les variations du signal : petite pour les hautes fréquences et grande pour les basses fréquences. Elle repose sur la décomposition du signal à l'aide d'une ondelette analysante, ou ondelette mère, qui est dilatée ou contractée pour explorer différentes échelles. Cette ondelette doit être oscillante, à moyenne nulle et satisfaire des conditions d'admissibilité pour permettre la reconstruction fidèle du signal. La notion d'échelle remplace alors celle de fréquence, facilitant l'analyse des détails localisés du signal.

#### V.3.1 Echelle :

Le facteur d'échelle  $a$  (ou de dilatation définissant la largeur de la fenêtre d'analyse) qui signifie tout simplement l'étirage ou la compression de l'ondelette mère, qui est relié à la notion de fréquence (l'ondelette  $\psi_{a,b}(t)$  oscille à une fréquence  $1/a$ )

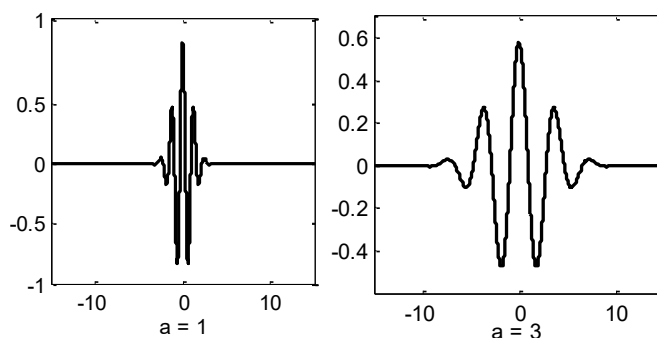
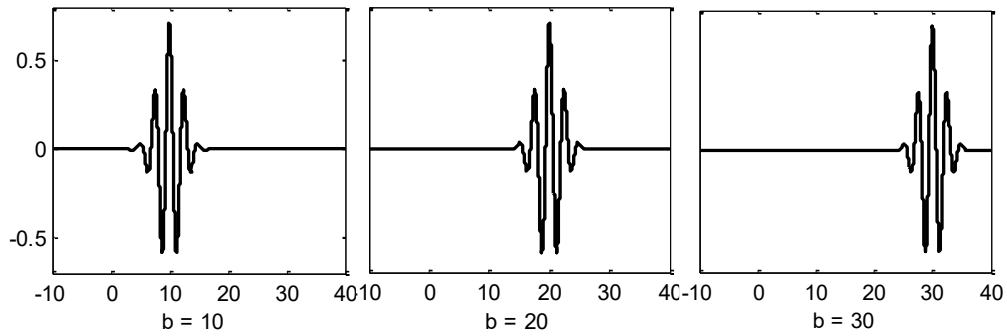


Figure V.2 : Une ondelette avec différents facteurs d'échelles.

#### V.3.2 Le décalage :

Le décalage  $b$  (relié à la notion de position temporelle) d'une ondelette signifie simplement le retardement (ou avancement) de son début. Mathématiquement, le retardement d'une fonction  $f(t)$  par  $k$  est représentée par  $f(t-k)$ .

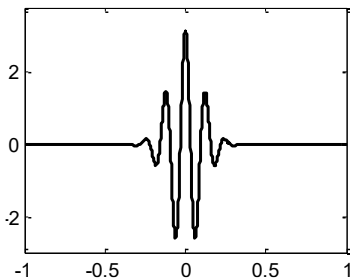


**Fig V.3 :** Une ondelette avec différentes valeurs de décalage.

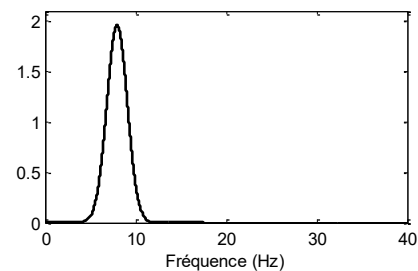
On désigne par  $\psi_{a,b}(t)$  l'ondelette obtenue par dilatation d'un facteur  $a > 0$  et décalage d'une position  $b$  de l'ondelette de référence  $\psi(t)$ .

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

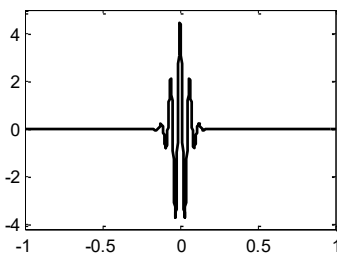
$\frac{1}{\sqrt{a}}$  est un coefficient utilisé pour avoir la même énergie dans chacune des ondelettes analysante.



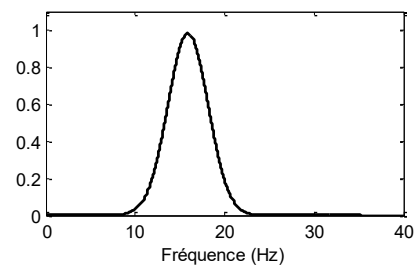
**Fig V. 4 :** Une ondelette à l'échelle  $a = 0.1$



**Fig V. 5 :** Le spectre de l'ondelette à l'échelle  $a = 0.1$



**Fig V. 6 :** Une ondelette contractée d'un rapport 2



**Fig V. 7 :** Le spectre de l'ondelette contractée d'un rapport 2

En réalité, il existe plusieurs types d'ondelettes, mais dans notre travail, nous optons pour l'ondelette de Gabor donnée dans l'équation 5.1.

$$\psi(t) = \sqrt{\frac{8\sigma^2}{\sqrt{\pi}}} e^{-\sigma^2 t^2} e^{j2\pi f_0 t} \tag{5.1}$$

$\sigma$  est un paramètre qui contrôle la plage de filtrage autour de la fréquence  $f_0$ . Lorsque l'échelle de l'ondelette est égale à 1 (ondelette mère) la fréquence  $f_0$  s'appelle la fréquence centrale  $f_c$ . La notion d'échelle n'a pas de sens physique comme la fréquence, et c'est avec l'équation 5.2 qui permet de relier ces deux notions.

$$a = \frac{f_c}{f} F_e \quad (5.2)$$

Avec :

$a$  : échelle de la fréquence  $f$ .

$f_c$  : fréquence centrale de l'ondelette mère (pour l'ondelette de Gabor  $f_c = 0.849$  Hz).

$F_e$  : Fréquence d'échantillonnage du signal analysé.

$f$  : fréquence quelconque ( $0 \leq f \leq \frac{F_e}{2}$ ).

Connaissant la fréquence d'échantillonnage à analyser, nous pouvons facilement trouver l'échelle correspondante à fréquence donnée et vice-versa.

#### V.4 détection des fréquences de résonances :

En pratique, les fréquences des résonances excitées par les défauts de type choc dans les machines tournantes ne sont pas connues à l'avance, ce qui complique leur identification directe. Ces résonances, généralement localisées dans des bandes de fréquences spécifiques, doivent être repérées dans la matrice des coefficients d'ondelettes obtenue après l'analyse temps-fréquence. Pour ce faire, il est indispensable d'utiliser un indicateur scalaire capable de mettre en évidence les composantes instationnaires générées par ces défauts. Un tel indicateur permet de localiser les échelles ou les bandes fréquentielles où se manifestent les résonances excitées par les chocs. Dans la littérature, plusieurs indicateurs ont été proposés pour cette tâche, parmi lesquels le Kurtosis, largement utilisé en raison de sa capacité à détecter des signaux impulsifs caractéristiques des défauts de type choc.

##### V.4.1. Kurtosis :

L'analyse statistique du signal est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsionnel génèrent non seulement des différences importantes de rapport amplitude crête/amplitude efficace, mais aussi des allures de courbes de densité différentes. Pour quantifier cette différence, le kurtosis (K), qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif.

Il est donné par la formule suivante :

$$K_{urt} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n)^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n)^2\right)^2} \quad (5.3)$$

Dans le cas d'un signal impulsionnel aléatoire (distribution gaussienne des amplitudes), le kurtosis est égal à 3 et l'amplitude crête du signal est statistiquement égale à 3 fois son amplitude efficace :

- K voisin de 1.5 pour une vibration de type sinusoïdal
- K voisin de 3 pour une vibration de type impulsionnel aléatoire
- K >> 3 pour une vibration de type impulsionnel périodique

Dans beaucoup de travaux réalisés dans le diagnostic des défauts des machines tournantes, le Kurtosis est l'indicateur le plus utilisé pour la recherche de la forme instationnaire. Néanmoins ce dernier présente des limitations, en effet le kurtosis est sensible au nombre de pics présents dans un signal, à titre d'exemple : un signal temporel défini sur 0.8 s présentant 5 chocs donne une valeur de kurtosis de 82 et avec 11 chocs, le kurtosis décent à la valeur de 37. Une autre limitation concerne la fluctuation de l'amplitude des pics, on guise d'exemple, le signal avec 5 chocs dont leurs amplitudes sont les mêmes, son kurtosis qui est égale à 82, devient 114 lorsque l'amplitude du deuxième choc est multipliée par 2. Un signal gaussien qui a une valeur du Kurtosis voisine de 3, mais avec une composante aberrante d'amplitude élevée, sa valeur a passé à 6.55.

Certains auteurs proposent d'autres indicateurs plus performant comme le Sparsity Measurement (SM) donné dans l'équation (5.5), et le Smoothness Index (SI) donné dans l'équation (5.4). Dans notre travail, nous allons utiliser les trois indicateurs, à savoir le kurtosis (5.3), SM et SI, premièrement dans le but d'une comparaison et deuxièmement pour augmenter la probabilité de retrouver les résonances excitées.

$$SI = \frac{(\prod_{n=1}^N x(n))^{1/N}}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n)} \quad (5.4)$$

$$SM = \frac{\sqrt{\sum_{n=1}^N x(n)^2}}{\sum_{n=1}^N |x(n)|} \quad (5.5)$$

La figure (V.8) donne l'organigramme de la méthode proposée.

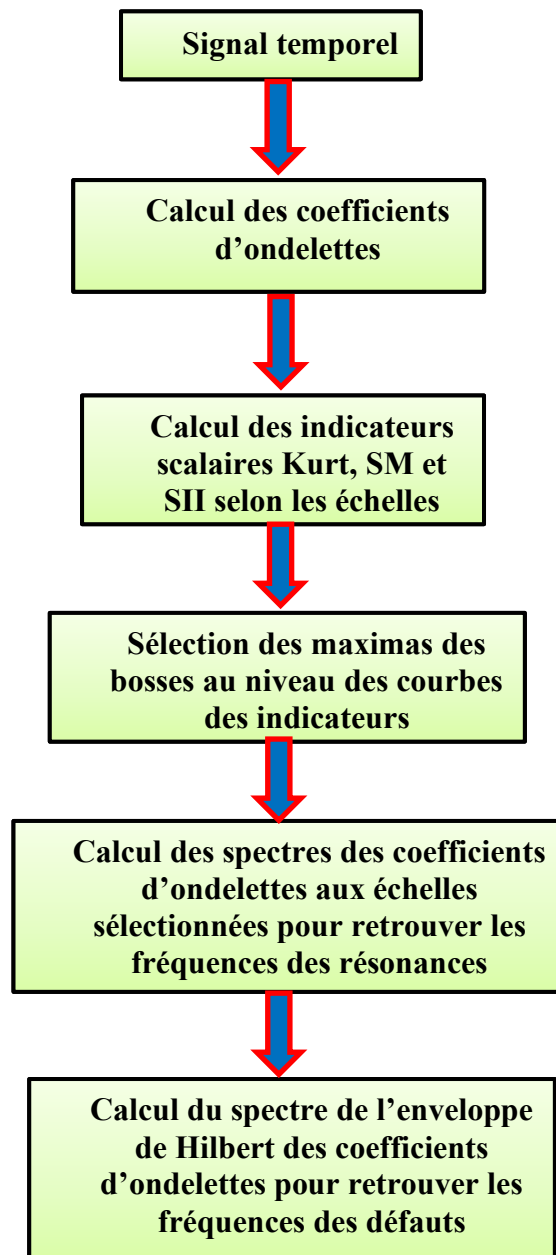
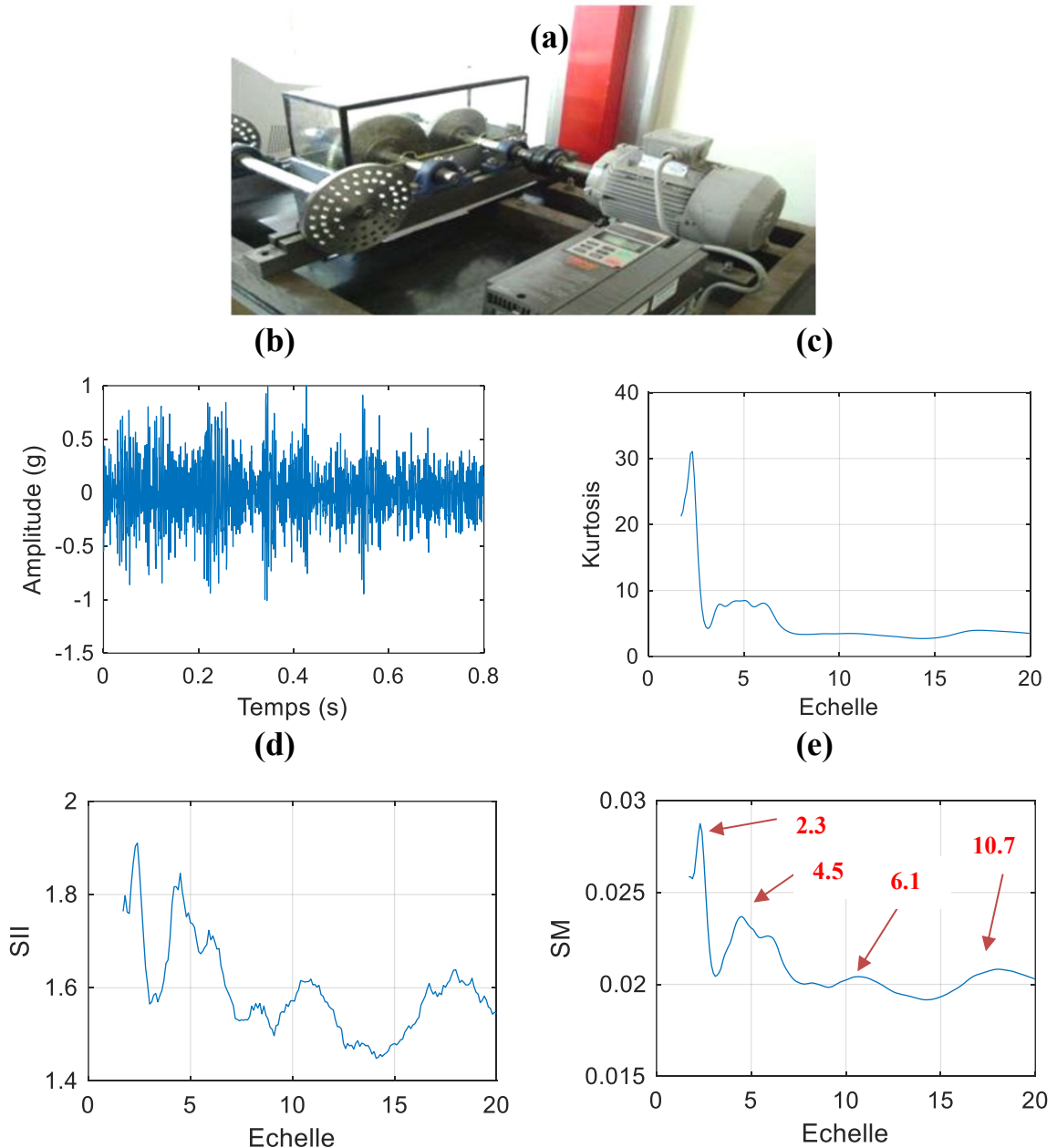


Fig. V.8: Organigramme de la méthode proposée.

V.4.2 Applications de la méthode proposée sur des signaux issues sur le Bancs d'essai :

Exemple 1 :

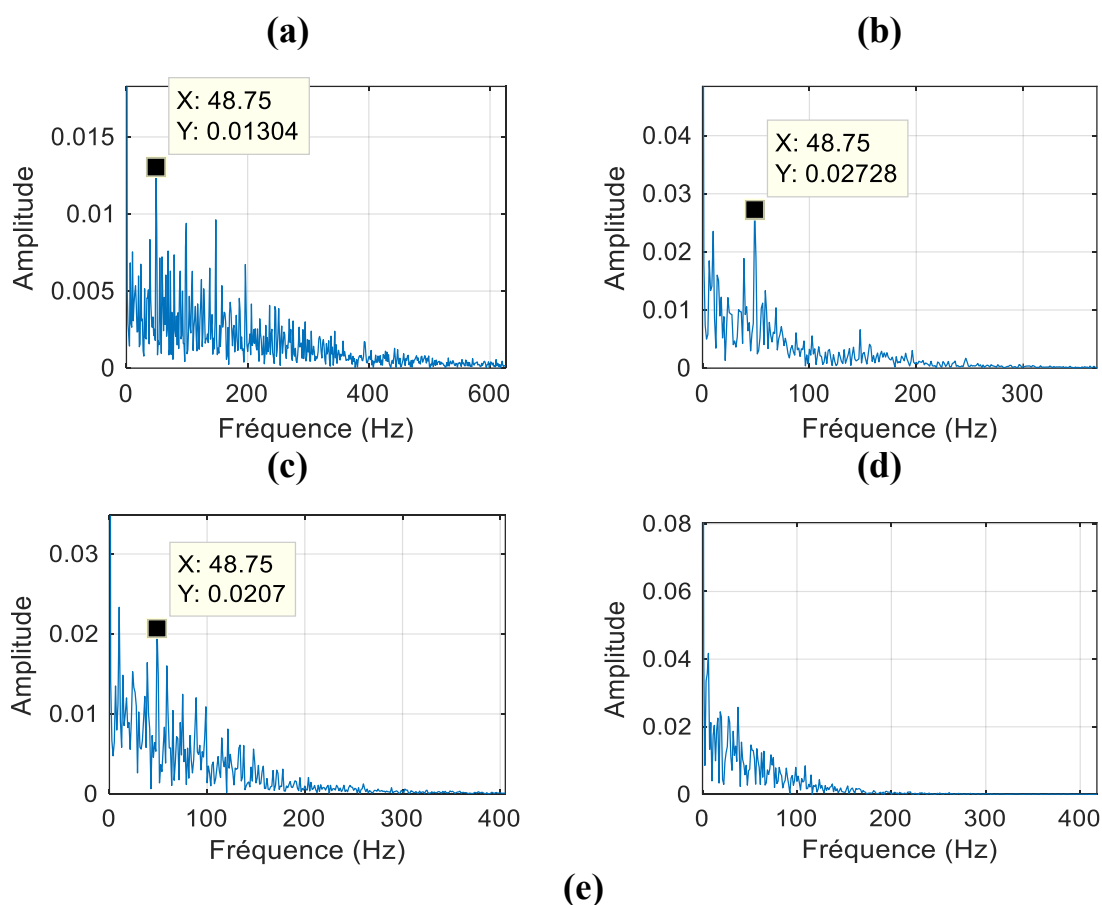
Ce premier signal est collecté à partir du banc d'essai illustré à la figure V.9 (centre de soudage et de contrôle, Chéraga). La fréquence d'échantillonnage est égale à 5120 Hz avec 4096 échantillons et un temps d'acquisition de 0.8 s. La vitesse de rotation de l'arbre d'entrée est fixée à 3000 tr/min et la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est de 2400 tr/min ce qui donne comme fréquence de défaut simulé sur le pignon la valeur 50 Hz.

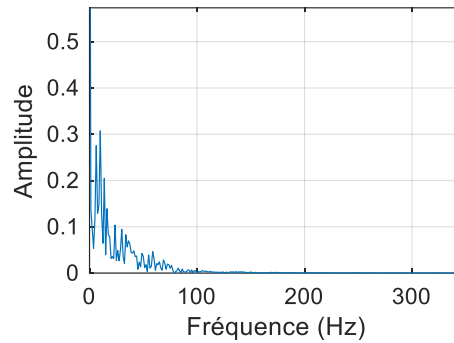


**Fig V.9 :** (a) Banc d'essai, (b) signal temporel à 3000 tr=min, (c) Kurtosis en fonction de l'échelle, (d) indicateur SII en fonction de l'échelle, (e) indicateur SM en fonction de l'échelle.

Les indicateurs scalaires des coefficients d'ondelettes de ce signal sont donnés dans la figure V.9. L'indicateur SM donne une meilleure représentation des bosses par rapport aux deux autres indicateurs. Nous constatons une grande énergie aux alentours des échelles 2.3, 4.5, 6.1, 10.7, 18.1.

Les spectres d'enveloppe des coefficients d'ondelettes aux échelles sélectionnées permettent de retrouver la fréquence de défaut qui est de 50 Hz au niveau de l'échelle 2.3, 4.5, 6.1, tandis que les résonances aux échelles 10.7 et 18.1 ne donnent aucune information





**Fig V.10:** (a) Spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes à l'échelle 2.3 avec une largeur de bande optimale de 1250 Hz, (b) enveloppe des coefficients d'ondelettes à l'échelle 4.5 avec une bande passante optimale de 350 Hz, (c) enveloppe des coefficients d'ondelettes à l'échelle 6.1 avec une bande passante optimale de 150 Hz et (d) enveloppe des coefficients d'ondelettes à l'échelle 10.7 avec une bande passante optimale de 150 Hz.

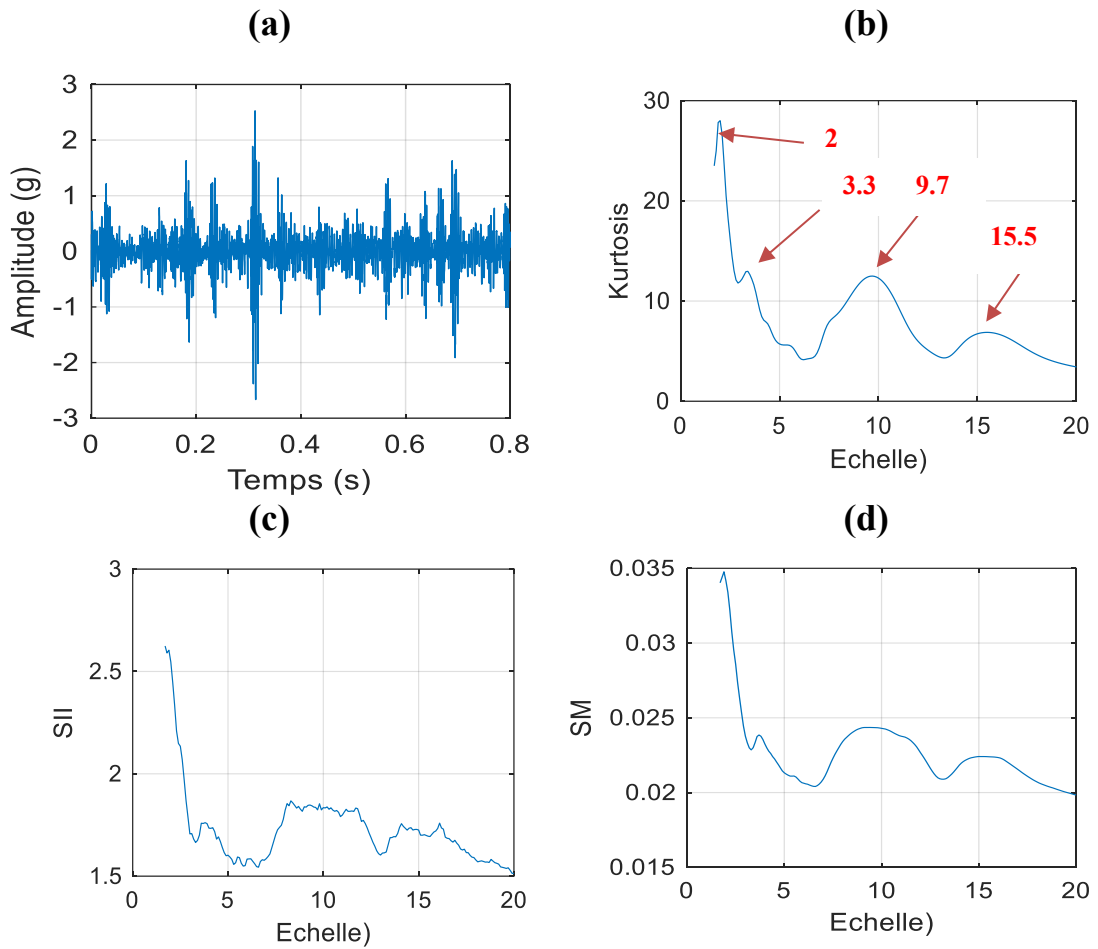
### Exemple 2 :

Dans ce deuxième exemple les défauts simulés sur le même banc d'essai consistent en un défaut sur une dent du pignon et un autre défaut sur une dent de la roue. Ces deux défauts donnent lieu à trois chocs différents à savoir :

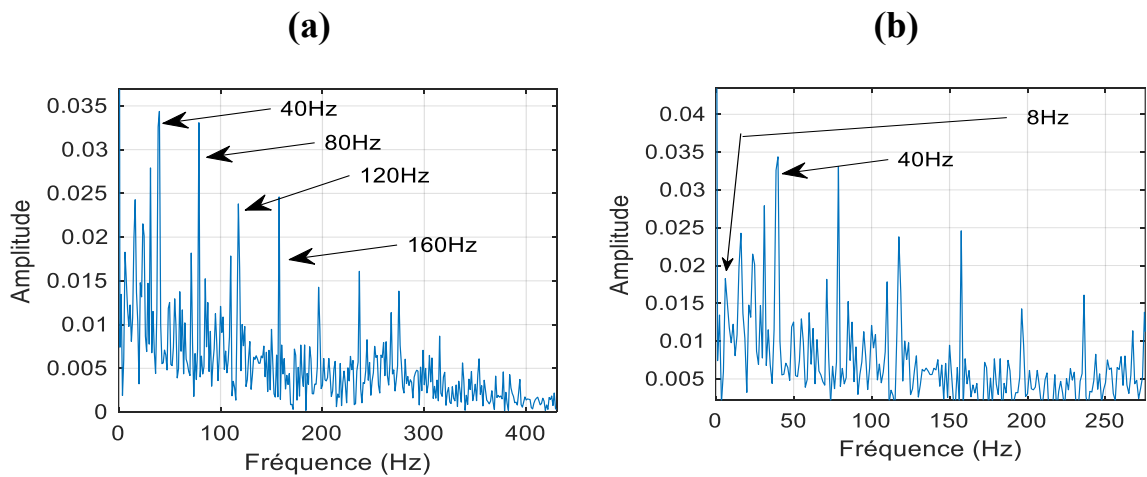
- 1- Des chocs dus au contact du défaut du pignon avec les dents de la roue (40 Hz dans notre cas).
- 2- Des chocs dus au contact du défaut de la roue avec les dents du pignon (32 Hz dans notre cas).
- 3- Des chocs dus au contact des deux défauts à la fréquence de coïncidence qui peut être calculer avec la formule suivante (8 Hz dans notre cas):

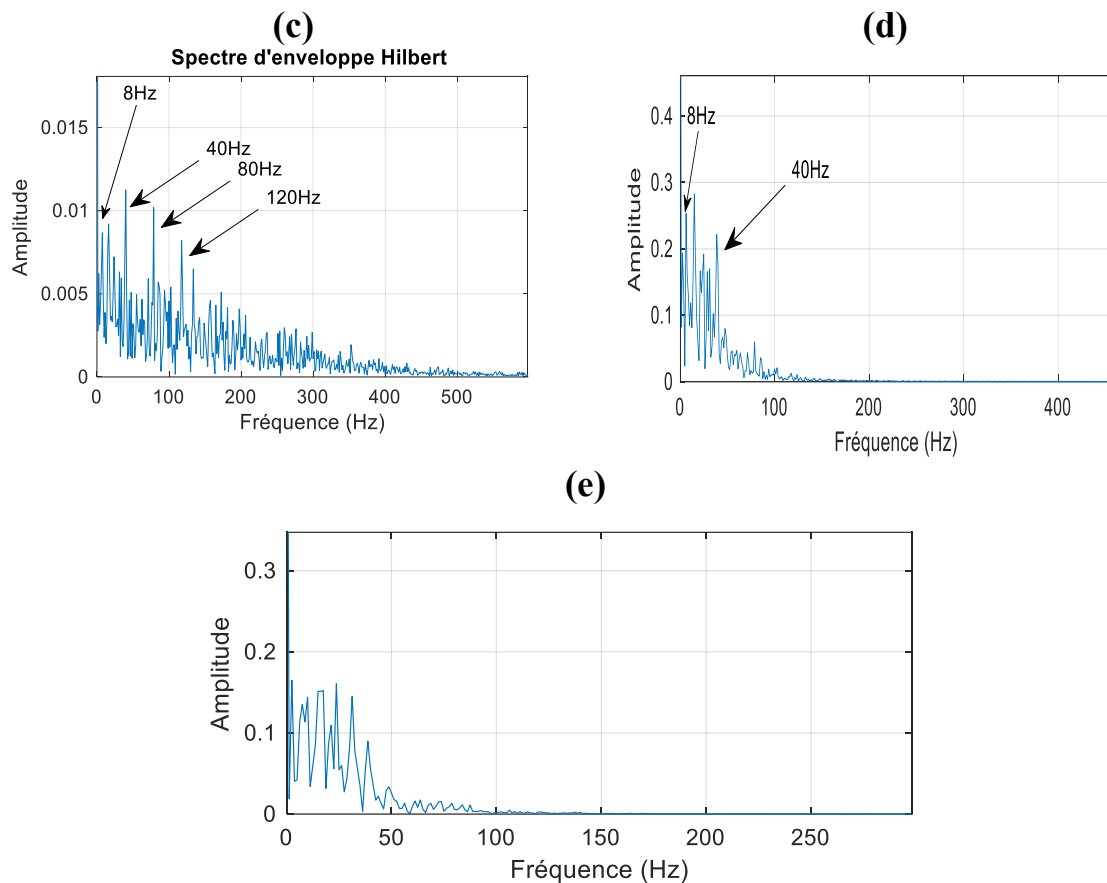
$$f_{coin} = \frac{f_{r1} z_1}{PPCM(z_1, z_2)}$$

Le signal est collecté avec une vitesse de rotation de 2400 tr/min. La fréquence d'échantillonnage est de 5120 Hz avec un temps d'acquisition de 0.8 s. Les indicateurs scalaires des coefficients d'ondelettes de ce signal sont donnés dans les figures V.9.b ,c et d.



**Fig V.9 :** (a) signal temporel à 2400 tr/min, (b) Kurtosis en fonction de l'échelle, (c) indicateur SII en fonction de l'échelle, (d) indicateur SM en fonction de l'échelle,





**Fig V.10 :** Les spectres d'enveloppe des coefficients d'ondelettes respectivement aux échelles 2 (a et b), 3.3 (c), 9.7 (d) et 15.5 (e) choisies dans la courbe du Kurtosis qui donne une meilleure représentation des bosses.

Les spectres d'enveloppe des coefficients d'ondelettes aux échelles 2, 3.3, permettent de bien distinguer un peigne de raies à la fréquence 40 Hz ainsi à la fréquence 8 Hz. La résonance à 9.7 donne un peigne très clair à la fréquence de coïncidence (8 Hz) tandis que la dernière résonance ne donne aucune information sur les défauts simulées.

En conclusion, ces méthodes avancées de traitement du signal permettent de faire des analyses assez facile que les méthodes classiques ce qui constitue un apport important dans la prise de décisions lors d'un diagnostic surtout pour les défauts impulsionsnels.

### Conclusion Générale:

Au terme de ce mémoire de fin d'études, il ressort clairement que la maintenance industrielle, et plus particulièrement la maintenance conditionnelle basée sur la surveillance vibratoire, joue un rôle fondamental dans l'assurance de la disponibilité, de la fiabilité et de la performance des équipements critiques. À travers l'exemple concret de la Raffinerie d'Alger, nous avons démontré que l'analyse vibratoire constitue une méthode de diagnostic avancée, capable de détecter précocement les anomalies mécaniques et d'orienter efficacement les décisions de maintenance avant que les défaillances n'évoluent en pannes majeures.

L'intérêt stratégique de cette technique réside dans sa capacité à fournir des informations précises et en temps réel sur l'état de santé des machines tournantes, en identifiant avec finesse des défauts tels que le déséquilibre, le désalignement, les jeux mécaniques excessifs ou les usures de roulements. Par rapport à d'autres méthodes de surveillance conditionnelle comme l'analyse des lubrifiants, la thermographie infrarouge ou encore la détection acoustique, l'analyse vibratoire se distingue par sa sensibilité élevée aux variations dynamiques des composants mécaniques et par sa capacité à suivre l'évolution des défauts de manière continue. Son intégration dans un programme global de maintenance prévisionnelle permet non seulement de prévenir les arrêts imprévus, mais aussi d'optimiser les ressources, de réduire les coûts de maintenance corrective et de prolonger la durée de vie des équipements.

L'ajout d'un chapitre sur les méthodes avancées d'analyse des signaux a permis d'approfondir l'étude du diagnostic des installations mécaniques, en abordant notamment la problématique complexe de la détection des défauts de type chocs, caractéristiques des engrenages et des roulements. Nous avons montré que le suivi de ces défauts peut s'effectuer soit par l'analyse des basses fréquences, soit par la détection des résonances excitées en hautes fréquences. Si l'analyse en basses fréquences présente des limites, notamment en raison de la superposition des signatures vibratoires de différents défauts, l'approche par hautes fréquences, illustrée par la HRFT (High Resonance Frequency Technique), s'avère plus fiable. Cette méthode, reposant sur la localisation des zones d'énergie élevée, le filtrage autour des fréquences centrales et l'analyse du spectre d'enveloppe, permet un diagnostic plus précis des défauts des organes critiques.

En définitive, ce mémoire met en évidence que l'adoption d'une stratégie de maintenance conditionnelle fondée sur l'analyse vibratoire et enrichie par des techniques avancées de traitement du signal constitue un levier puissant pour améliorer la compétitivité industrielle. Pour la Raffinerie d'Alger, cela représente non seulement un choix technologique pertinent,

mais aussi un engagement vers une gestion moderne et intelligente des actifs, tournée vers l'excellence opérationnelle, la sécurité des installations et la pérennité des équipements. L'avenir de la maintenance industrielle passe ainsi par une approche intégrée, combinant différentes techniques de surveillance et exploitant pleinement les outils numériques pour bâtir un système de diagnostic robuste, précis et prédictif, au service de la performance et de la durabilité des installations.

### Chapitre I :

- [01] Thèse Soutenue à La Faculté De Pharmacie De Grenoble 16 Février 2011, LLAURENS Jérémy, Mise En Place D'un Plan De Maintenance Préventive Sur Un Site De Production Pharmaceutique.
- [02] François Monchy Jean-Pierre Vernier, Maintenance Méthodes et organisations, 3<sup>e</sup> édition, Dunod, Paris, 2000, 2003, 2010 ISBN 978-2-10-055061-6
- [03] Benedetti, C. A. (2002). Introduction à la gestion des opérations (4<sup>e</sup> éd). Québec : Sylvain Ménard. 2002.
- [04] Jean-Pierre Vernier : « Fonction Maintenance ». Article(A8300), Techniques De L'ingénieur.
- [05] Monchy, F. Maintenance Méthodes et Organisations (2<sup>e</sup> édition). Paris : Dunod (2003).
- [06] Jean Héng, PRATIQUE DE LA MAINTENANCE PREVENTIVE –Mécanique Pneumatique -Hydraulique -Electrique -Froide -Édition AFNOR 2002 DUNOD
- [07] H.P. RAMELLA. Maintenance des turbines à vapeur. Techniques de l'ingénieur, Référence BM4186.2002.
- [08] Thèse, Mme Benaïcha Halima, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohammed Boudiaf, Analyse des stratégies de maintenance des systèmes de production industrielle 2015.
- [09] I. W Burr. Statistical quality control methods. Marcel Dekker, 1976.6
- [10] E. Deloux, B. Castanier, And C. Bérenguer. Construction d'un schéma de maintenance pour des systèmes soumis à des contraintes de stress. In 7<sup>ème</sup> Journée des Doctorants de l'Ecole Doctorale S.T.I.M., 2007.
- [11] Alain Boulenger, Christian Pachaud, « Analyse Vibratoire en Maintenance, Surveillance et Diagnostic des Machine », 3<sup>e</sup> édition, 2014.
- [12] A. Boulenger et C. Pachaud. Surveillance des machines par analyse des vibrations, Du dépistage au diagnostic, Afnor, 1998.
- [13] David Augiex, Environnement-Sécurité/ Bruit Et Vibrations BM5145.
- [14] J. AUVRAY, Traitement du signal (cours), Université Pierre et Marie Curie IST SETI, 2001 Guide de la maintenance, Daniel Boitel et Claude Hazard, Edition Nathan 1990.

### Chapitre II :

- [7 15] Alain Boulenger, Christian Pachaud, « Analyse Vibratoire en Maintenance, Surveillance et Diagnostic des Machine », 3<sup>e</sup> édition, 2014.

- [1 16] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Surveillance des machines par analyse des vibrations Analyse vibratoire en maintenance 3e édition, 2007.
- [28 17] Landolsi Foued « partie I, surveillance des machines par analyse vibratoire » cours de techniques de surveillance.
- [01 18] <https://www.iagua.es/blogs/miguel-angel-monge-redondo/que-es-y-como-se-calculan-pshdisp-bomba-centrifuga>
- [02 19] [https://www.interempresas.net/Componentes\\_Mecanicos/Articulos/34521-Cavitation-en-el-bombeo-de-fluidos.html](https://www.interempresas.net/Componentes_Mecanicos/Articulos/34521-Cavitation-en-el-bombeo-de-fluidos.html)
- [03 20] Bruel & Kjaer Vibro, Cours Analyse spectrale Interprétation des spectres (1<sup>ère</sup> partie).

### Chapitre III :

- [21] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Surveillance des machines par analyse des vibrations Analyse vibratoire en maintenance 3e édition, 2007.
- [22] Yacine Imaouchen, Thèse de doctorat, « Mesure et analyse des vibrations des machines électriques tournantes », Université A. Mira-Bejaia Faculté de Technologie Département de Génie Electrique, le 24 novembre 2015.
- [23] Francis Cottet, « Aide-mémoire, Traitement de signal », 3<sup>ème</sup> Edition, DUNOD (2017).
- [24] Mr. Azedine Tabti, Mémoire de Fin d'étude, « Dépistage et Diagnostic des Défauts des Installations Mécaniques par Signature Vibratoire », Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou.
- [25] Mémoire Présenté pour l'obtention du diplôme de Magister, « Application du traitement du signal pour le suivi des défauts de composants mécaniques soumis à des vibrations », Le 22 février 2010.
- [26] Claire BRENEUR, « Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défaut combinés d'engrenages et de roulements », L'institut National des Sciences Appliquées de Lyon-2002.
- [27] Alain Boulenger, Christian Pachaud, « Analyse Vibratoire en Maintenance, Surveillance et Diagnostic des Machine », 3e édition, 2014.
- [28] R. BIRGET, J.-L. FERON, Avec la collaboration de C. PACHAUD, « Diagnostique maintenance Disponibilité des machines tournantes » Masson éditeur, Décembre 1994.