

SOMMAIRE

LISTE DES FIGURES	i
LISTE DES TABLEAUX.....	ii

INTRODUCTION GENERALE	1
-----------------------------	---

CHAPITRE I : PRESENTATION DE LA CENTRALE

I-1- Présentation de la centrale	3
I-2- Description technique de la centrale	4
I-2-1- Station de filtrage et de pompage de l'eau de mer	4
a) Amenée d'eau de mer	4
b) Filtration d'eau de mer	4
c) Pompage d'eau de mer	4
I-2-2- Déminéralisation	4
I-2-3- Electro-chloration	4
I-2-4- Dessalement de l'eau de mer	5
I-2-5- Générateur de vapeur	5
I-2-6- Turbine à vapeur et condenseur	5
I-2-7- Alternateur	5
I-2-8- Auxiliaires électriques	6
I-2-9- Salle de commande centralisée	6
I-2-10- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie	6
I-3- Principe de fonctionnement de la centrale	7
I-3- Organigrammes de la Centrale de Ras-Djinet	10
I-3-1- Direction unité centre TV Ras-Djinet	10
I-3-2- Division Maintenance	10

CHAPITRE II : FONCTIONNEMENT ET TECHNOLOGIE DES POMPES

II-1-Introduction	11
II-2-Les pompes	11
II-2-1- Les types de pompes	11
II-2-1-1- Selon l'emplacement de la pompe par rapport à l'eau pompée	11
a) La pompe à aspiration	11
b) La pompe à refoulement	11
II-2-1-2- Selon leur principe de fonctionnement	12
Pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes)	12
Les pompes volumétrique	12

II-2-1-2- 1- Les pompes volumétriques	12
II-2-1-2- 1- 1- Les pompes volumétriques alternatives	12
a) Pompe à piston	12
b) Pompe à diaphragme	13
c) Pompe à piston plongeur	13
II-2-1-2- 1- 2-Les pompes volumétriques rotatives	14
a) Pompe à engrenage	14
b) Pompes à palettes rigides	14
c) Pompe péristaltiques	15
II-2-1-2-2- Pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes).....	16
II-2-1-2-2-1- Pompes centrifuges	16
II-2-1-2-2-2- Pompe hélico centrifuge	17
II-2-1-2-2-3- Pompe hélice	18
II-2-1-2-2-4- Avantages et inconvénients des turbopompes	19
a) Du côté des avantages	19
b) Du côté des inconvénients	19
II-2-2- Le principe de fonctionnement des pompes	20
➤ Aspiration	20
➤ Accélération	20
➤ Refoulement	20
II-2-3- Caractéristiques générales des pompes	20
a) Le débit	20
b) Hauteur manométrique	20
c) Rendement	21
d) Conditions d'aspiration – NPSH	21
II-2-4-La Cavitation	22
II-2-4-1-Érosion de cavitation	22
II-3-Comparaisons entre les pompes volumétriques et centrifuges	23

CHAPITRE III : LA MAINTENANCE INDUSTRIELLE

III-1- Introduction	24
III-2- Définition de la maintenance	24
III-3- Types de maintenance	24
III-3-1- La maintenance corrective	24
a) Maintenance palliative	25
b) Maintenance curative	25
III-3-2- La maintenance préventive	25
a) Maintenance systématique	25

b) Maintenance conditionnelle	25
c) Maintenance prévisionnelle	25
III-4- Les techniques de surveillance	28
III-4-1- L'analyse vibratoire	28
III-4-2- L'analyse des l'huiles	28
III-4-3- Thermographie	29
III-4-4- L'analyse des mesures ultrasonores	29
III-4-5- Le Choix de l'outil de surveillance	30
III-4-5-1- Elément de comparaisons entre les différentes méthodes de l'entretien préventif	30
III-4-5-2- Les Principales méthodes de détection suivant les défauts potentiels.....	31

CHAPITRE IV : ANALYSE VIBRATOIRE

IV-1- Introduction	32
IV-2- Définition d'une vibration.....	32
IV-2-1- Fréquence	34
IV-2-2- Amplitudes	34
➤ Cas d'une vibration sinusoïdale	34
➤ Symbole et désignation	35
- La valeur de crête à crête (A_{cc})	35
- La valeur de crête A_c	35
- La valeur efficace A_{eff} ou la valeur RMS	35
- Le facteur de crête	35
IV-3- Nature d'une vibration	35
a) Les vibrations périodiques de type sinusoïdal simple ou sinusoïdal complexe.....	35
b) Les vibrations périodiques de type impulsif	35
c) Les vibrations aléatoires de type impulsif	35
IV-4- Choix des grandeurs physiques à mesurer	36
IV-4-1- Domaine de surveillance	37
IV-5- Indicateurs vibratoires	38
IV-5-1- Définition	38
IV-5-2- Les indicateurs scalaires	38
IV-5-3- Les indicateurs spectraux	39
IV-5-4- Seuil d'un indicateur	40
IV-5-4-1- Méthode du relevé global	40
IV-5-4-2- Méthode de l'analyse spectrale	41
IV-6- Principales activités de l'analyse vibratoire	42
IV-6-1 La surveillance des équipements	42
IV-6-1- 1- La surveillance On-line	44
IV-6-1- 2- La surveillance Off-line	44
IV-6-1- 3- Investissement mise en œuvre des deux types de surveillance	45
IV-6-2- Diagnostic	45
IV-6-2-1- Principaux outils de diagnostic	46
IV-6-2-1-1- Analyse temporelle	46

IV-6-2-1-2- Analyse fréquentielle	47
IV-6-2-1-3- Analyse cepstrale	47
IV-6-2-1-4- Détection d'enveloppe	48
IV-7- systèmes de mesurage	49
IV-7-1- Capteurs	49
IV-7-1-1- Accéléromètre piézo-électrique (PZE)	50
IV-7-1-2- Vélocimètre	51
IV-7-1-3- Accéléromètre piézo-résistif (PZR)	51
IV-7-1-4- proximètre	52
IV-7-2- Mode de fixation des capteurs	53
IV-7-3- Utilisation	54
IV-7-4- Choix de l'emplacement des points de mesure	54
- Efforts tournants	54
- Efforts directionnels	55
IV-7-5- Circuit de conditionnement	56
IV-7-6- Appareils d'analyses et de visualisation	57
IV-7-6-1- Analyseurs de spectres	57
IV-7-6-2- Appareils pour le suivi en mode global des indicateurs	57
IV-7-6-3- Collecteurs de données informatisées	57
IV-8- Images vibratoires des défauts des lignes d'arbres	58
IV-8-1- Déséquilibre : défaut de balourd	58
IV-8-1-1 - Balourds statique et dynamique	60
IV-8-1-2- Image vibratoire du balourd.	61
IV-8-2- Défaut de desserrage d'un palier	61
IV-8-3- Défaut d'alignement	63
IV-8-3-1- Désalignement radial	63
IV-8-3-2- Désalignement angulaire	64
IV-8-3-3- Désalignement des paliers	64
IV-9-conclusion	65

CHAPITRE V : TRAITEMENT DE SIGNAL

V-1-Introduction	66
V-2- Définitions	66
- Signal	66
- Bruit	66
- Rapport signal sur bruit	66
- Système	66
V-3-Le calcul du spectre	66
V-4-Le traitement du signal	67
V-4-1- Transformée de Fourier	67
V-4-1-1- Transformée de Fourier discrète	67
V-4-1-2- Transformée Fourier Rapide FFT	68
V-4-2- Numérisation et échantillonnage	68
V-4-3- Effet de repliement et filtre anti-repliement	68
V-4-4- Fenêtrage et périodisation	70

V-4-5- Le moyennage spectral	73
V-4-5-a)- La représentativité d'un spectre	73
V-4-6-b)- La réduction du « bruit »	74
V-4-6-Différentes étapes du traitement du signal	75
V-5- Temps d'acquisition du signal et résolution spectrale	76
V-6-Pouvoir de séparation	76
V-7- Le zoom	77
V-8- Représentation graphique d'un spectre	79
V-9- Typologie spectrale de quelques signaux	81
V-9-1- Spectre d'un signal sinusoïdal tel un défaut de balourd pur	81
V-9-2- Spectre d'un signal sinusoïdal tronqué consécutif à un jeu de palier	81
V-9-3- Spectre d'un signal sinusoïdal modulé en amplitude	82

PARTIE EXPERIMENTALE :

Surveillance Vibratoire de la Pompe

1- Introduction	83
2- Le Matériel utilisé	83
a) Collecteur analyseur	83
b) Accéléromètre	84
c) Logiciel d'analyse	84
3- Description de la pompe	85
a - Tête de commande	85
b - Colonne d'eau de refoulement	85
c - Cote hydraulique	86
4- Le choix des points de mesure	87
5- La méthodologie de surveillance adoptée	89
5.1- Niveau global	92
5.2- Analyse spectrale	94
6- Conclusion	103

CONCLUSION GENERALE.....	104
--------------------------	-----

REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Schéma synoptique d'une tranche thermique	8
Figure I-2 : Plan de masse de la centrale thermique de RAS-DJINET	9
Figure II-1: Pompe a piston	13
Figure II-2: Pompe a diaphragme	13
Figure II-3: Pompe a piston plongeur	13
Figure II-4: Pompe à engrenage	14
Figure II-5: Pompe à palettes rigides	15
Figure II-6: Pompe péristaltiques	16
Figure II-7: Forme de la roue des turbopompes	16
Figure II-8: Pompe centrifuge	17
Figure II-9 : Pompe hélico centrifuge	18
Figure II-10: Pompe hélice verticale	19
Figure II-11: La courbe caractéristique $H=f(Q_v)$	20
Figure II-12: La courbe de $NPSH=f(Q_v)$	21
Figure II-13: Bulles de cavitation sur un profil d'aile	22
Figure II-14: Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge	23
Figure III-1 : Les différentes stratégies de maintenance	26
Figure III-2 : Algorithme du choix du type de maintenance	27
Figure IV-1: Représentation des types de vibration	33
Figure IV-2: Les amplitudes d'un signal vibratoire quelconque	34
Figure IV-3: Nature de la vibration selon les variations de son amplitude en fonction du temps	36
Figure IV-4: Choix des grandeurs physiques à mesurer en fonction de la nature des défauts recherchés	37
Figure IV-5 : Spectre [2-1 000] Hz	39
Figure IV-6: La détermination des seuils par la méthode du relevé global	41
Figure IV-7: L'utilisation des NG pour le suivi des défauts très énergétiques	41
Figure IV-8: Détermination des seuils en analyse spectrale	41
Figure IV-9 : L'utilisation de la mesure du spectre au suivi des défauts de faible amplitude	42
Figure IV-10 : Schéma des principales activités de l'analyse vibratoire	42
Figure IV-11: Les méthodes de surveillance des machines	43
Figure IV-12 : La surveillance On-line	44
Figure IV-13: La surveillance Off-line	45
Figure IV-14: Investissement et mise en œuvre des deux types de suivi	45
Figure IV-15: Signal temporel de mesure d'accélération au palier en présence de défauts multiples	46
Figure IV-16: Spectre caractéristique des signaux de vitesse aux paliers	47
Figure IV-17: Cepstre de signal d'accélération à un palier avec défaut de roulement.....	48
Figure IV-18: Schéma de principe pour un capteur sismique	50

Figure IV-19 : Schéma de principe d'un accéléromètre piézo-électrique	50
Figure IV-20 : Schéma de principe d'un capteur sismique de vitesse	51
Figure IV-21 : Schéma de principe d'un accéléromètre piézo-résistif	51
Figure IV-22 : Deux systèmes de mesurage des vibrations absolues d'une structure non rotative par des capteurs sismiques.....	52
Figure IV-23: proximètre monte sur un palier.....	53
Figure IV-24: Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des amplitudes des principaux types de capteurs.....	54
Figure IV-25 : Emplacement de capteurs sur un palier inaccessible directement.....	56
Figure IV-26 : Choix de l'emplacement des capteurs	56
Figure IV-27 : Chaîne de mesure type (le capteur est un accéléromètre)	57
Figure IV-28: Eléments d'une machine tournante	59
Figure IV-29: Tolérances d'usinage sur un rotor	59
Figure IV-30: Répartition du balourd sur le rotor	59
Figure IV-31: Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor	60
Figure IV-32: Balourd statique	60
Figure IV-33: Balourd dynamique	60
Figure IV-34: Spectre réel d'un moteur tournant a 1502 tr/mn (25,03 Hz) traduisant la présence d'un balourd	61
Figure IV-35 : L'image vibratoire d'un desserrage de palier	62
Figure IV-36: Reconnaissance du balourd et desserrage du palier	62
Figure IV-37: Déformation de la ligne d'arbre ; relation entre position des paliers et défauts d'accouplement	63
Figure IV-38: Un désalignement radial et angulaire	63
Figure IV-39: Image vibratoire théorique d'un défaut d'alignement radial	63
Figure IV-40: Images vibratoires théorique d'un défaut d'alignement angulaire	64
Figure IV-41: Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre	64
Figure V-1 : Suppression, par le filtre anti-repliement, du risque de chevauchement dû à l'échantillonnage.....	68
Figure V-2 : Le spectre de signal échantillonné	69
Figure V-3 : Recouvrement spectrale	69
Figure V-4 : Positionnement de la fréquence de coupure du filtre anti repliement	70
Figure V-5 a : La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser.	71
Figure V-5 b : La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser.	71
Figure V-6 : Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme d'un signal sinusoïdal.....	72
Figure V-7 a : Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme du spectre d'un signal sinusoïdal	72
Figure V-7 b : Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme du spectre d'un signal sinusoïdal dans le cas où la fenêtre temporelle.....	73
Figure V-8 a : Spectre instantané.....	74
Figure V-8 b : Spectre issu du moyennage de 100 spectres	74
Figure V-9 : Les différentes étapes de traitement du signal	76
Figure V-10 a : Les fréquences des deux composantes à séparer espacées de Δ sont multiples de la résolution Δf . Il suffit de choisir $\Delta f = \Delta/4$	77

Figure V-10 b : Les fréquences des deux composantes à séparer ne sont pas multiples de la résolution Δf	77
Figure V-11 : Principe du zoom	78
Figure V-12 a : Spectre [0-1 000 Hz ; Nb de lignes spectrales : 400] représentant le spectre vibratoire d'un palier PV d'un réducteur.....	78
Figure V-12 b : Le spectre zoomé autour de la composante d'engrènement.	78
Figure V-13 : Représentation d'un spectre en échelle logarithmique (ici en décibels) et en échelle linéaire (mg) de l'amplitude	80
Figure V-14 : Un tel signal est généré par exemple par un balourd. Son spectre est constitué d'une seule raie.....	81
Figure V-15 : Un tel signal modélise, par exemple, un balourd associé à un jeu de palier.....	81
Figure V-16 : Spectre d'un signal sinusoïdal modulé en amplitude tel un défaut de pignon excentré	82

Figure 1 : Appareil portable de mesure de vibration OneProdMVP-2C avec un accéléromètre ASH 201-A.....	84
Figure 2 : La fenêtre d'application du logiciel	85
Figure 3: Tête de commande vue sur site	86
Figure 4: Colonne d'eau de refoulement	86
Figure 5: Cote hydraulique	86
Figure 6: Le schéma principal des parties de la pompe WE 41.....	86
Figure 7: Schéma cinématique de la pompe WE 41.....	86
Figure 8 : Représentation les points de mesure	88
Figure 9: Dessin d'ensemble de la pompe WE 41	89
Figure 10: La chemise et le coussinet sur le palier Avant le montage	90
Figure 11:Usure des chemises et des coussinets Après le démontage de la pompe	90
Figure 12 : Rupture des accouplements.....	90
Figure 13:Rupture des paliers	91
Figure 14: Niveau Global Vitesse dans la direction radiale horizontale.	92
Figure 15: Niveau Global Vitesse dans la direction axiale.....	93
Figure 16 : Spectre du point Pal1 RH1 en date de 12/08/12.	94
Figure 17 : Spectre du point Pal2RH en date de 15/08/12.....	94
Figure 18 : Spectre du point Pal3 RH en date de 08/10/12.	95
Figure 19 : Spectre du point Pal1RH1 en date de 01/10/12.	95
Figure 20 : Spectre du point Pal2RH en date de 26/11/12.....	96
Figure 21 : Spectre du point Pal3 RH en date de 09/12/12.	96
Figure 22 : Spectre du point Pal1 RH1, (09/12/12).	97
Figure 23 : Spectre du point Pal2 RH, (09/12/12).	97
Figure 24 : Signal temporel de point pal1RH1 (01/10/12).	98
Figure 25: Signal temporelle du point Pal1 RH1 (09/12/12).	98
Figure 26 : Niveau global vitesse et le défaut de balourd.....	99
Figure 27 : Spectre du point Pal1 RH1 en date 23/12/12	100
Figure 28 : Spectre du point Pal2 RH en date 23/12/12	100
Figure 29: Signal temporel du point Pal1 RH1 en date 23/12/12 après révision.	101

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III-1 : Différentes formes de maintenance	27
Tableau III-2: Choix de l'outil de surveillance	30
Tableau III-3 : Classement des défauts suivant les méthodes de détection.....	31
Tableau IV-1: L'indicateur de surveillance et l'amplitude correspondante.....	36
Tableau IV-2 : Caractéristiques des capteurs : PZE, PZR et vélocimètre	52
Tableau IV-3 : Représente la variation de la fréquence de résonance d'un même accéléromètre selon son mode de fixation sur la machine surveillée	53
Tableau VI-1 : Reconnaissance des principales anomalies	65
Tableau V-1 : Les valeurs de Δt et Δf pour différentes gammes d'analyse	76
Tableau V-2 : quelques points de repère	79
Tableau 1 : Nomenclature de la pompe WE 41	87
Tableau 2 : Les caractéristiques technique de la pompe WE41	87
Tableau 3 : Nomenclature de la pompe WE 41.....	90

INTRODUCTION

GENERALE

La vie des entreprises des pays industrialisés ou en voie de l'être est caractérisée par des mutations profondes : technologiques, économiques et sociales.

Il en est ainsi pour notre pays avec l'édification d'une base industrielle importante souvent avec l'apport initial des technologies occidentales, et avec la mondialisation des marchés qui a accru le besoin de maintenance et d'optimisation du niveau de performance des outils de production.

Le patrimoine industriel rencontre des difficultés pour assurer une maintenance appropriée qui répond à un besoin nouveau : celui de maîtriser techniquement et économiquement des systèmes productifs automatisés dans un environnement fortement informatisé, tout en évitant de mettre en péril la sécurité des personnes, contribuant ainsi à la pérennité.

Or, comme les pannes et les incidents des systèmes de production sont l'un des fléaux majeurs de l'industrie et viennent amputer lourdement la capacité de production, voire accroître le prix de revient. Le problème d'accessibilité des éléments de machines peut être une cause dans la longueur de réparation de certaines pannes, le démontage est difficile et coûteux en temps et moyens. De plus, l'impact que peut laisser une fonction cachée dont la défaillance n'est pas évidente à l'équipage, durant les cours des rondes normales des opérateurs. Il faut signaler aussi qu'un manque de pièce de rechange à un moment critique peut induire des frais directs et indirects importants, sinon une immobilisation des sommes importantes dans le stock de pièces de rechanges, la panne entraîne donc une perte de production, avec son inévitable coût, un glissement dans les délais de livraison qui rejaillit sur la crédibilité et l'image de la société sans compter les erreurs humaines inévitables, lors des arrêts et des remises en service.

Pour répondre à ces impératifs industriels est allé au delà des gains résultants des politiques de maintenance préventives systématiques, voire des conditions optimales de maintenance des équipements fondées sur la connaissance de la fiabilité, nous faisons appel à un système de management de la maintenance utilisant le logiciel de maintenance préventive. Hormis, la maintenance qui est une fonction «masquée» agissant comme prestataire de service interne et, de plus, fortement évolutive devient une fonction de management à part entière intégrant la qualité de sécurité, le respect de délais, la gestion globale et la maîtrise des équipements.

Cependant, cette amélioration de la disponibilité des machines, impérative aujourd'hui, ne doit pas entraîner une inflation du budget de maintenance déjà bien lourd dans beaucoup d'industries, sous peine d'en amoindrir l'intérêt.

Les entreprises sont donc confrontées à ce double défi économique :

- ◆ Augmenter la productivité par une disponibilité accrue de leur outil de production
- ◆ Diminuer les coûts d'entretien et de réparation.

Ces dernières années, la surveillance et le diagnostic des machines tournantes par l'analyse des vibrations, ayant fait ses preuves, l'analyse vibratoire est la plus connue mais aussi la plus fréquente. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes, (Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé...) se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire.

Ce qui permettra de projeter une action d'entretien prédictive. Beaucoup de chercheurs ont travaillé sur la maintenance et les vibrations.

Dans ce contexte, et dans le cadre de notre travail de mémoire de fin d'études, nous avons effectué un stage pratique au sein de la centrale thermique de RAS-DJINET: SPE, implantée au bord de la mer à l'est d'Alger près de la ville RAS-DJINET dans la Wilaya de Boumerdes, opérationnelle depuis 1985.

Au début de sa création la centrale thermique c'est basée sur une stratégie de maintenance systématique et /ou corrective. Cependant, pour remédier aux insuffisances constatées par cette pratique, coûteuse, une nouvelle démarche imposée par le duel de la concurrence a poussé le besoin d'introduire une nouvelle stratégie basée sur la maintenance conditionnelle qui est adoptée et mise en application depuis 2003 jusqu'à ce jour.

De ce fait, notre travail est scindé en deux parties :

Dans La partie théorique, nous avons présenté les différentes unités de la centrale thermique et les généralités sur le fonctionnement des pompes les plus utilisées dans l'industrie. Nous avons aussi présenté les différents types de maintenance ainsi que les images vibratoires des défauts affectant les lignes d'arbres.

Dans la partie pratique afin de montrer l'intérêt des vibrations comme le moyen le plus adapté à la détection des dysfonctionnements des machines tournantes, nous avons l'occasion d'assister à un suivi périodique (Off-line) d'une pompe d'eau de mer de type Turbo- pompes allant de la période de révision jusqu'à la détérioration-avancée.

Enfin nous concluons ce travail par une conclusion générale.

CHAPITRE I :
PRESENTATION DE
LA CENTRALE
THERMIQUE

I-1- Présentation de la centrale : [1]

La centrale thermoélectrique de CAP-DJINET dont la construction à été décidée en vue de renforcé l'alimentation en énergie électrique du pays. Elle est composée de quatre (04) groupes, d'une puissance unitaire de 176 MW aux bornes de l'alternateur, comprenant des installations communes :

- Station de pompage d'eau de mer.
- Poste de détente gaz naturel.
- Poste fuel.
- Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer.
- Station d'électro-chloration.
- Salle de compresseurs d'air comprimé de travail et de régulation

Et pour chaque groupe :

- Générateur de vapeur.
- Turbine à vapeur.
- Condenseur.
- Alternateur.
- Auxiliaires électriques.
- Salle de commande centralisée.
- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie.
- Dessalement de l'eau de mer.

L'ensemble des ces édifices est repartie sur une superficie de 35 hectares, Située au bord de la mer à l'est d'Alger près de la ville de CAP-DJINET, dans la Wilaya de Boumerdes.

L'entrée en production et le couplage des quatre groupes, sur le réseau électrique national, s'est déroulé comme suite :

- ✓ GROUPE 1.....Décembre 1985.
- ✓ GROUPE 2.....Avril 1986.
- ✓ GROUPE 3.....Septembre 1986.
- ✓ GROUPE 4.....Décembre 1986.

Totalisant une capacité installée de 704 MW, la puissance fournie au réseau est de 672MW. La consommation totale des auxiliaires des (04) groupes et des auxiliaires communs est d'environ 32MW.

I-2- Description technique de la centrale. [1]**I-2-1- Station de filtrage et de pompage d'eau de mer :****d) L'apport de l'eau de mer :**

L'apport de l'eau de mer s'effectue grâce à trois (03) canalisations indépendantes de 3 m de diamètre chacune, dont la prise est située à 900 m au large.

e) Filtration de l'eau de mer :

La filtration d'eau de mer s'effectue en deux étapes :

- **La première filtration** : s'effectue au niveau des grilles à grappins pour stopper et récupérer les gros déchets et organismes arrivant avec l'eau de mer, tels que : Moules, oursins, ...etc.

- **La deuxième filtration** : s'effectue au niveau des tambours filtrants pour la récupération des organismes des petites tailles, qui n'ont pas pu être stoppés par les grilles à grappins

f) Pompage d'eau de mer :

Le pompage s'effectue dans des réservoirs situés après la station de filtrage, par trois groupes de pompes différents, pour les besoins de la centrale :

- Pompes d'alimentation en eau de mer de refroidissement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour les unités de dessalement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour la station d'électro-chloration.

I-2-2- Déminéralisation :

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m³/h chacune parachèvent le traitement d'eau avant son utilisation dans le cycle. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux réservoirs de 1500 m³ chacun.

I-2-3- Electro-chloration :

La chloration de l'eau de mer permet de préserver l'équipement traversé par l'eau de mer contre la prolifération d'organismes marins. Elle se fait par l'injection de l'hypochlorite de sodium, la production est assurée par une station d'électro-chloration (par électrolyse de l'eau de mer d'une capacité de 150kg/h de chlore actif).

I-2-4- Dessalement de l'eau de mer :

Il y a quatre (04) unités de dessalement de 500 m³/jour, chacune, assurant la production d'eau pour le générateur à vapeur des groupes turbo-alternateur de la centrale. Le procédé utilisé et qui est le plus répandu, est la distillation multi flash ou l'eau se vaporise brutalement (FLASH).

Après plusieurs flashs successifs la vapeur condensée (eau pure) est récupérée et stockée dans deux (02) réservoirs de 2700 m³ chacun.

I-2-5- Générateur de vapeur :

Ce générateur de vapeur est du type à circulation naturelle avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffé à pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter les turbines.

- ▶ Consommation gaz naturel : 40 m³ /h
- ▶ Consommation gas-oil (fuel) :42 m³ /h
- ▶ Capacité de vaporisation : 530 t/h
- ▶ Pression sortie surchauffeurs : 154 bars.
- ▶ Température vapeur surchauffée : 540°C
- ▶ Pression sortie resurchauffeurs : 34 à 37 bars.
- ▶ Température vapeur resurchauffée : 540°C.
- ▶ Température eau d'alimentation : 246°C.

I-2-6- Turbine à vapeur et condenseur :

Les turbines sont à condensation et à soutirage, elles sont composées de trois corps : Haute pression(**HP**), moyenne pression(**MP**) et base pression(**BP**).

Chaque turbine entraîne un alternateur d'une puissance de 220 M VA, après détente dans la turbine, la vapeur vient se refroidir dans le condenseur.

Le condenseur a simple parcours, est exploitable moitié par moitié. Le débit d'eau de mer nécessaire à la réfrigération de chaque condenseur est de 25.000 m³/h.

I-2-7- Alternateur :

- ▶ Tension nominale : 15,5 KV.
- ▶ Puissance apparente : 220 MVA.
- ▶ Puissance active : 176 MW.
- ▶ Régulation de tension automatique.
- ▶ Poids du stator complet : 198 tonnes
- ▶ Poids du rotor seul : 36,7 tonnes.

Ces alternateurs sont à refroidissement à l'hydrogène en circuit fermé, l'hydrogène étant lui-même refroidi à l'eau déminéralisée.

I-2-8- Auxiliaires électriques :

Les auxiliaires électriques se situent à l'intérieur de deux bâtiments à cinq (5) niveaux situés entre deux chaudières, on trouve :

- ▶ Niveau 5,15M : Salle de câble.
- ▶ Niveau 8,35M : Tableaux MT BT.
- ▶ Niveau 11,65M : Salle de câble.
- ▶ Niveau 14,75M : Batteries, redresseurs et salle électrique.
- ▶ Niveau 18,65M : Salle de commande.

I-2-9- Salle de commande centralisée :

Les quatre groupes de production d'électricité sont contrôlés et réglés, chacun à partir d'un pupitre dans une salle de commande climatisée et insonorisée. Il existe deux salles de commande et chacune comprend :

- Deux pupitres de conduite et de signalisation des alarmes électroniques.
- Deux tableaux verticaux où sont rassemblés, les organes de commande et les appareils d'enregistrement.
- Un tableau synoptique, qui schématise les auxiliaires électriques et les tableaux relatifs au service communs.
- Un équipement de supervision d'analyse d'incidents.

I-2-10- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie :

Chaque tranche évacue par l'intermédiaire d'un transformateur et d'un avant poste l'énergie à la tension de 120 KV de Boudouaou située à 45Km de la centrale.

Chaque alternateur est raccordé, par des gaines à barre à un transformateur élévateur (15,5KV– 22KV) d'une puissance de 220 MVA à travers un disjoncteur compteur. Les transformateurs élévateurs ont un poids de 140 tonnes (sans les radiateurs) et leur réfrigération est assurée par une circulation forcée d'huile, la quelle est elle-même refroidie par l'air.

I-3- Principe de fonctionnement de la centrale :

Dans une centrale thermique à vapeur la production de l'énergie électrique comporte trois phases :

- La transformation de l'énergie chimique du combustible en énergie calorifique de la vapeur dans la chaudière.
- La transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique par la turbine.
- Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique par l'alternateur.

La centrale thermique de CAP-DJINET fonctionne avec circuit fermé de circulation d'eau et de vapeur (Figure I.1), ce circuit commence dans le condenseur où la pompe d'extraction assurent le transfert de l'eau jusqu'à la bêche alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs basses pression (débit nominale d'une pompe 414 m³/h). Les pompes alimentaires servent à alimenter la chaudière par l'eau à partir de la bêche alimentaire (débit de 3 x 261,6 m³/h), passant par les réchauffeurs de moyenne et de haute pression ainsi que l'économiseur. L'eau arrive d'abord a son ballon de chaudière, par gravité il descend dans les tubes des écrans où il sera chauffé par des huit bruleurs a température plus élevée, l'eau chaud monte dans les tubes jusqu'à l'évaporation, la vapeur et surchauffée par les trois surchauffeurs et attaque le premier corps haute pression de la turbine a température 540°C et pression de 160 bar, la vapeur récupère a la sortie (après la détente a 200°C et 47 bar de pression), la chaudière augmentée la température de la vapeur avec les resurchauffeurs jusqu'à 540°C et attaque les deux corps moyenne et basses pression.

Le condenseur récupère la vapeur a la sortie de corps basse pression de la turbine et refroidir jusqu'à la température ambiante.

Un autre circuit est présent pour le refroidissement du condenseur c'est le circuit d'eau de mer, il est composé d'une pompe d'extraction qui aspire l'eau filtré en grande quantité et le refoule dans le condenseur pour refroidir ce dernier et sa course en retournant vers la mer.

Pour assurer le fonctionnement normal de circuit de vapeur il faut que la quantité d'eau dessaler dans le circuit est bien définir, mais a cause des pertes pendant chaque intervention de maintenance au niveau des pompes, pour récupérer cette perte il faut que la pompe d'alimentation de la station de dessalement est toujours disponible [1].

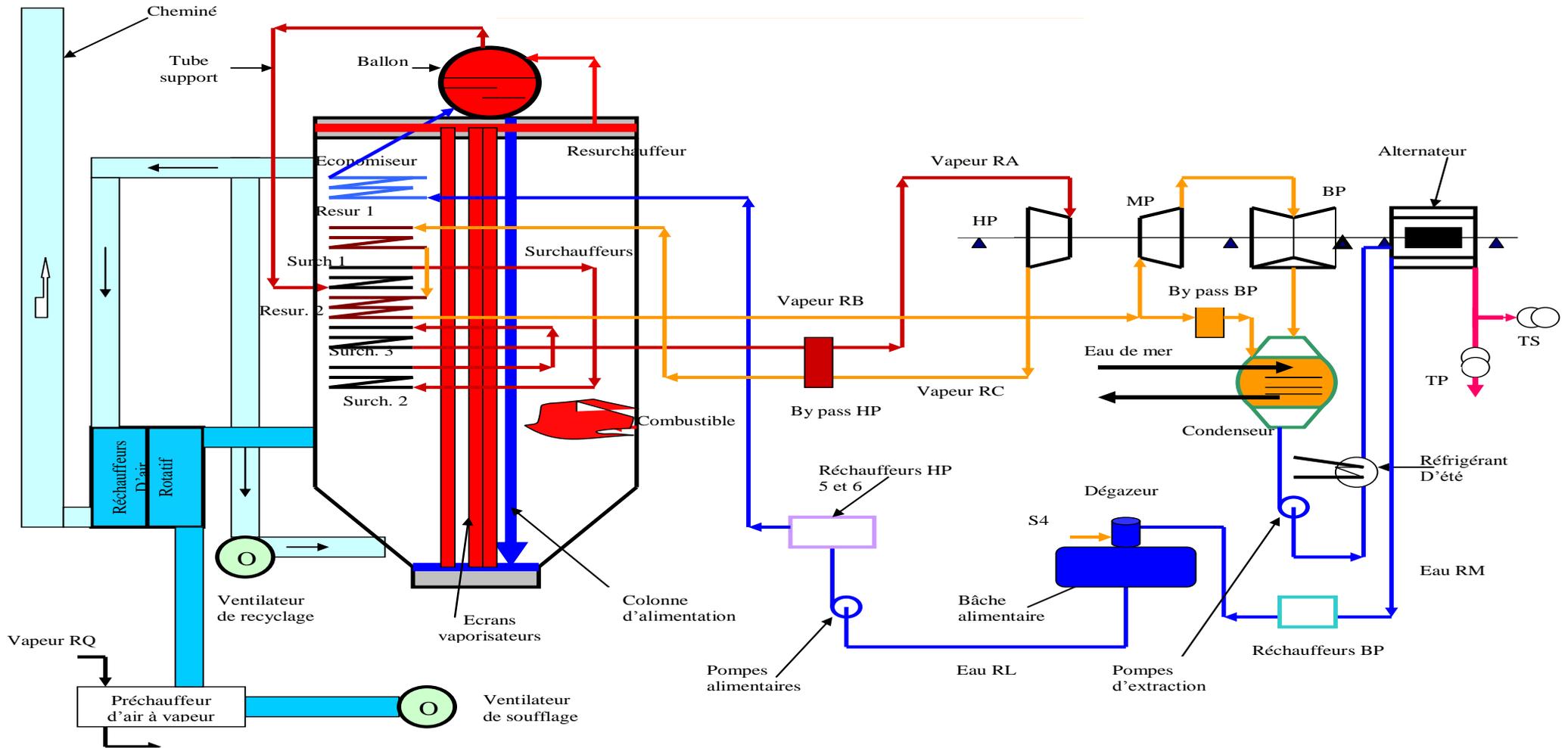


Figure I.1 : Schéma synoptique d'un groupe thermique

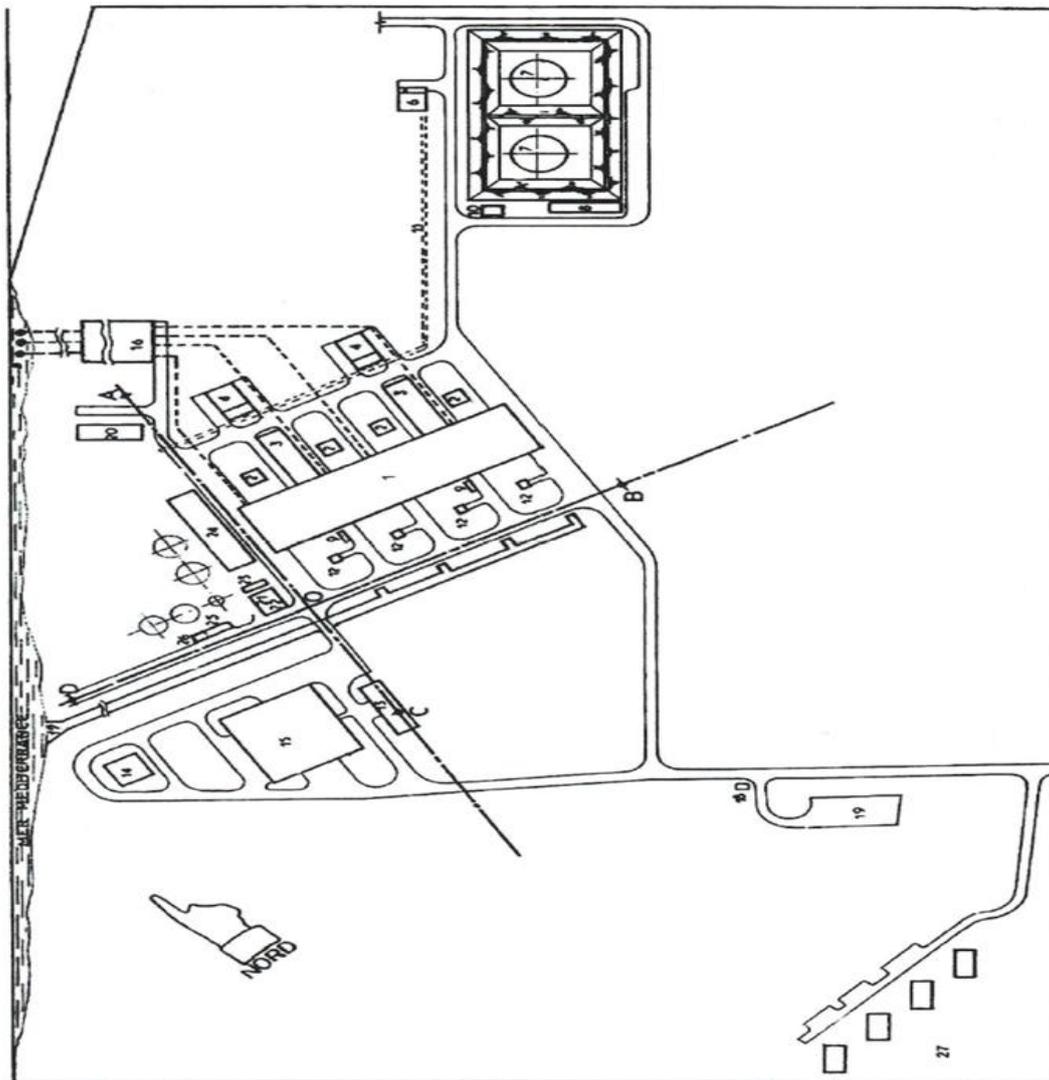


Figure I-2 : Plan de masse de la centrale thermique de CAP-DJINET. [1]

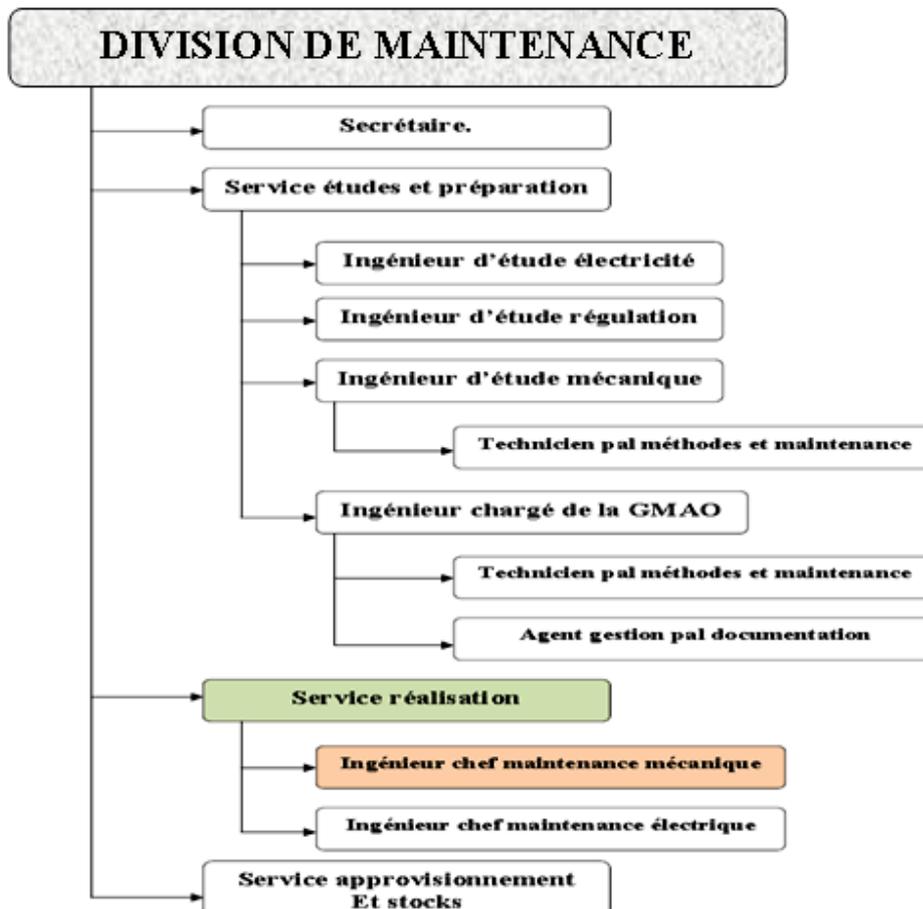
- | | |
|--|------------------------------------|
| 1. Salle des machines. | 15. Atelier magazine. |
| 2. Chaudière. | 16. Station de pompage. |
| 3. Locaux des auxiliaires électriques. | 17. Canal et rejet d'eau de mer. |
| 4. locaux des auxiliaires mécaniques. | 18. Potier (poste d'entrée). |
| 5. Tour de prise d'eau de mer. | 19. Parc véhicules. |
| 6. Station de détente de gaz. | 20. Station de chloration. |
| 7. Réservoir stockage fuel. | 21. Préparation d'eau potable. |
| 8. Station pompage et dépotage fuel. | 22. Déminéralisation. |
| 9. Station de production H2 | 23. Fosse de neutralisation. |
| 10. Poste d'incendie à mousse. | 24. Dessalement d'eau de mer. |
| 11. Rack à tuyauterie. | 25. Station des pompes d'incendie. |
| 12. Air des transformateurs. | 26. Pompe d'eau déminéralisée. |
| 13. Bâtiment administratif. | 27. Logement d'exploitation. |
| 14. Cantine | |

I-3- Organigrammes de la Centrale Thermique

I-3-1- Direction de l'unité centrale de Cap-Djinet



I-3-2- Division Maintenance :



CHAPITRE II :
FONCTIONNEMENT
ET TECHNOLOGIE
DES POMPES

II-1-Introduction :

Il est évident que les éléments d'une station de pompage sont déterminés en fonction de la mission pour laquelle elle est étudiée et que la conception de la station est très variable suivant des paramètres tels que liquide véhiculé, site ou climat.

Une station de pompage est constituée principalement par une ou plusieurs pompes, qui constituent l'élément essentiel, sur lequel tout ou presque va se greffer. Le premier choix est donc celui de la pompe : volumétrique ou centrifuge et leur moteur d'entraînement, leur robinetterie, l'alimentation électrique, les dispositifs de nettoyage du liquide avant pompage, les tuyauteries internes à la station, l'ensemble des systèmes de commande et de contrôle et l'ensemble des moyens de maintenance. [2]

II-2-Les pompes

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements. [3]

II-2-1- Les types de pompes

Les pompes à eau sont habituellement classées selon l'emplacement physique de la pompe par rapport à l'eau pompée, et selon leur principe de fonctionnement

II-2-1-1- Selon l'emplacement de la pompe par rapport à l'eau pompée : [3]

On a deux types de pompes, la pompe à aspiration et la pompe à refoulement. La hauteur d'aspiration de n'importe quelle pompe est limitée à une valeur théorique de 9,8m (pression atmosphérique en mètres d'eau) et dans la pratique à 6 ou 7m.

a) La pompe à aspiration :

Les pompes à aspiration sont donc toujours installées à une hauteur inférieure à celle ci. Ces pompes doivent également être amorcées, c'est-à-dire que la section en amont de la pompe doit être remplie d'eau pour amorcer l'aspiration d'eau.

b) La pompe à refoulement :

Les pompes à refoulement sont immergées dans l'eau et ont soit leur moteur immergé avec la pompe (pompe monobloc), soit le moteur en surface, la transmission de puissance se fait alors par un long arbre reliant la pompe au moteur. Dans les deux cas, une conduite de refoulement après la pompe permet des élévations de plusieurs dizaines de mètres, selon la puissance du moteur.

II-2-1-2- Selon leur principe de fonctionnement :

Les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales:

- **Pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes):** Le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.

- **Les pompes volumétriques :** L'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.

II-2-1-2- 1- Les pompes volumétriques :

On distingue généralement:

- Les pompes volumétriques rotatives
- Les pompes volumétriques alternatives:

II-2-1-2- 1- 1- Les pompes volumétriques alternatives:

La pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Et on distingue :

a) Pompe à piston

Fonctionnement : son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe. Une membrane est parfois liée au piston des à-coups de pression, qu'on peut atténuer grâce à un pot anti-bélier sur la conduite de refoulement.

Caractéristiques et utilisation: elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. L'intérêt des membranes est l'utilisation avec des produits chimiques corrosifs, abrasifs ou acides. La pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

Avantages : -Fonctionnement à sec sans dommage

-Bon rendement (> 90%)

Inconvénients : -Débit limité

-Viscosités assez faibles

-Pompage de particules solides impossible: la pompe ne fonctionne bien que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston.

On peut aussi concevoir une machine mieux équilibrée par association de plusieurs pistons travaillant avec un déphasage judicieux...

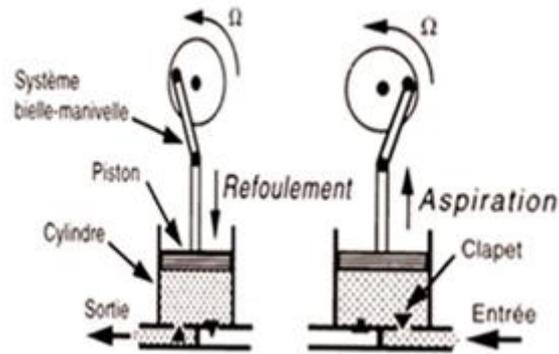


Figure II-1 : Pompe a piston.

b) Pompe à diaphragme [5]

Dans les pompes à diaphragme, appelées aussi pompes à membrane, le fluide n'entre pas en contact avec les éléments mobiles de la machine. Ces pompes sont donc bien adaptées au pompage des liquides corrosifs ou/et chargés de particules solides.

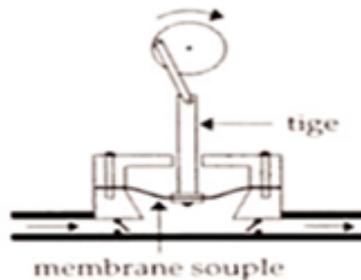


Figure II-2 : Pompe a diaphragme.

c) Pompe à piston plongeur

Cette machine est un compromis entre la pompe à piston et la pompe à membrane. Le fluide n'est pas isolé du piston, mais les frottements de celui-ci sont faibles car limités au niveau du presse-étoupe qui assure l'étanchéité. Ces pompes sont adaptées à la production de hautes pressions. [5]

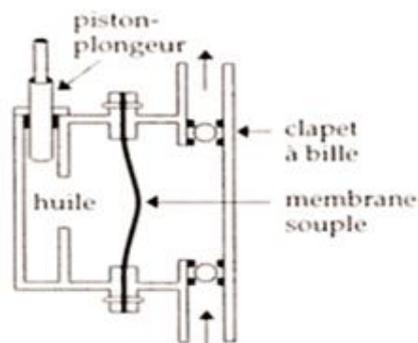


Figure II-3 : Pompe a piston plongeur.

II-2-1-2- 1- 2-Les pompes volumétriques rotatives : [3]

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement. et on distingue :

a) Pompe à engrenage

Fonctionnement : Deux pignons tournent en sens inverse dans un carter. Le fluide situé entre les dents et la paroi du carter est contraint d'avancer au cours de la rotation, tandis qu'au centre, le contact permanent entre les deux pignons empêche le retour du fluide vers l'amont malgré la différence de pression et le déplacement des dents qui se fait en direction de l'entrée.

Caractéristiques et utilisation : Ce sont des pompes qui peuvent atteindre des pressions au refoulement de l'ordre de 5 à 30 bars. Les débits peuvent atteindre $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La hauteur manométrique maximale est de 50 à 200 m. Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction. Elles sont utilisées pour les produits autolubrifiants et alimentaires.

Avantages : -Débit régulier

-Pas de clapets nécessaires

-Marche de la pompe réversible

Inconvénients :-Nombreuses pièces d'usure

-Pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs ; la présence de traces de solide ayant pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

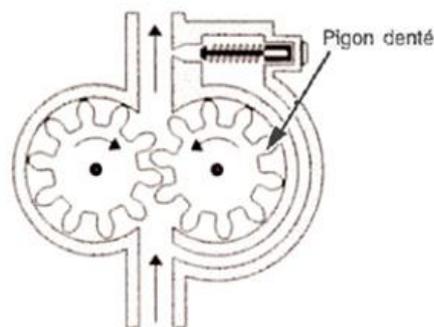


Figure II-4: Pompe à engrenage.

b) Pompes à palettes rigides

Fonctionnement : un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à

celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi interne du stator. Le mouvement du rotor fait varier de façon continue les différentes capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.

Caractéristiques et utilisation : ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

Avantages : -Pas de brassage, ni d'émulsification du liquide pompé débit régulier

- Marche réversible de la pompe

Inconvénients : -Usure du corps par frottement des palettes

-Difficile pompage des produits visqueux

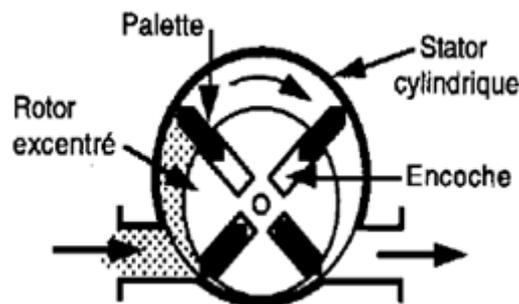


Figure II-5 : Pompe à palettes rigides.[5]

c) Pompe péristaltiques

Fonctionnement : l'effet de pompage est obtenu par la compression d'un tube en élastomère par des galets fixés sur le rotor. Les galets, en se déplaçant, entraînent le liquide jusqu'au refoulement.

Caractéristiques et utilisation : elles permettent de pomper des liquides très abrasifs et chargés à un débit pouvant aller à $50 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. La pression au refoulement est de 15 bars. La hauteur manométrique maximale est de 160 m. Elles s'utilisent pour les produits chimiques et alimentaires.

Avantages : -Utilisation comme pompe doseuse possible

Inconvénients : -Débit limité

-Refoulement très saccadé

-Température d'utilisation assez faible

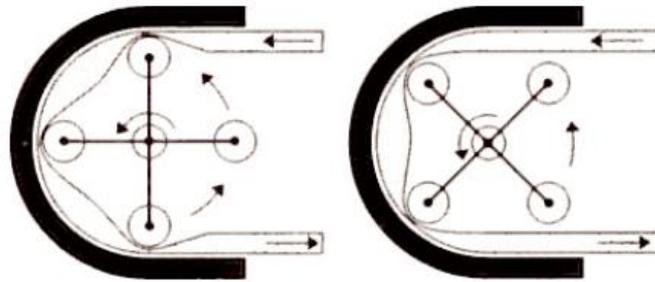


Figure II-6 : Pompe péristaltiques. [5]

II-2-1-2-2- Pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes): [3]

Dans les turbopompes une roue (rotor), munie d'aubes ou d'ailettes, animée d'un mouvement de rotation (arbre moteur), fournit au fluide l'énergie cinétique dont une partie est transformée en pression, par réduction de vitesse dans un organe appelé récupérateur (stator). La force motrice d'entraînement de l'arbre peut provenir d'un moteur thermique, d'un moteur électrique. Les turbopompes sont distinguées suivant la forme de la roue.

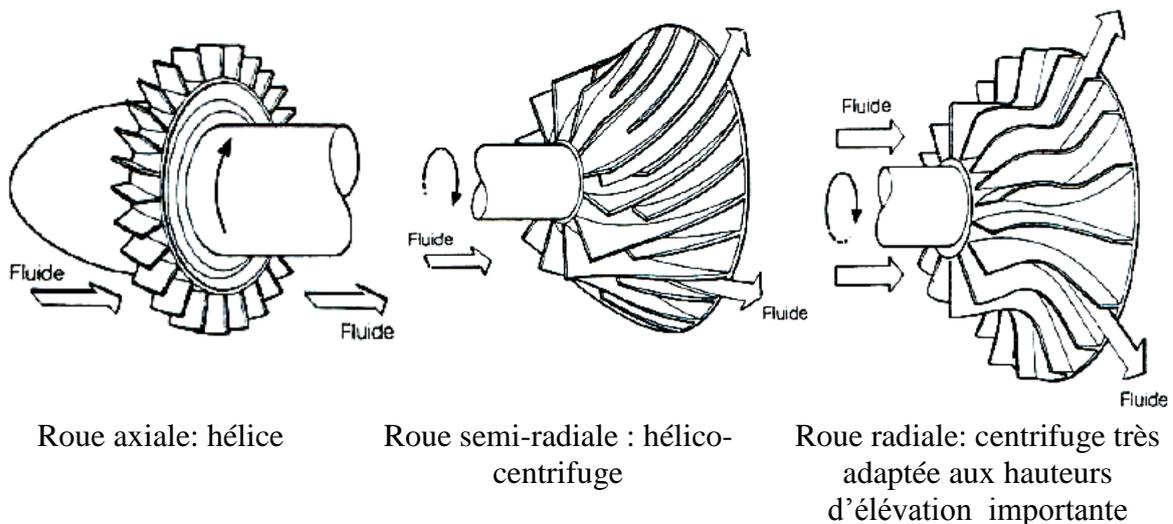


Figure II-7 : Forme de la roue des turbopompes.

II-2-1-2-2-1- Pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide arrivant par l'ouïe est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute.

Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant est ainsi de limiter les pertes d'énergie (Figure II-8).

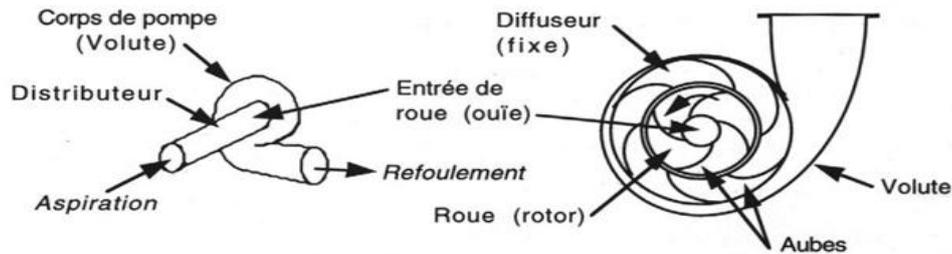


Figure II-8: Pompe centrifuge.

II-2-1-2-2-2- Pompe hélico centrifuge

Ce type de pompe a un impulseur qui est intermédiaire entre les deux types extrêmes, centrifuge et à hélice ; le mouvement imprimé au liquide est donc à la fois centrifuge et axial.

Un **conduit d'amenée** du fluide vers le premier impulseur porte le repère (1). Les **impulseurs** (repère (2)) diffèrent sensiblement de l'impulseur d'un étage. L'écoulement sortant de l'impulseur ne se situe plus dans un plan perpendiculaire à l'axe, mais, pour une surface de courant donnée sur un de l'étage. Lorsque Ns croît pour tendre vers la valeur de celle des pompes hélices, l'angle du cône se ferme et l'écoulement tend vers l'écoulement cylindrique des pompes hélices. L'impulseur d'une pompe hélico centrifuge est un organe totalement tridimensionnel dont la définition se fait ordinairement par voie numérique. Sa représentation graphique est difficile et ne permet pas de donner une image claire de l'objet

Les **redresseurs** (repère (9)) jouent à la fois le rôle de diffuseur et celui de canal de retour. Ils transforment en pression statique une part importante de l'énergie cinétique sortant de l'impulseur, ramènent l'écoulement vers le centre pour alimenter l'étage suivant, et annulent la composante tangentielle de l'écoulement.

Un **diffuseur conique** (repère (8)) a pour rôle de ralentir l'écoulement avant le coude de sortie et d'assurer une récupération partielle de l'énergie cinétique restante.

Un **coude terminal** (repère (13)) délivre le fluide pompé et est traversé par l'arbre de la machine. [7]

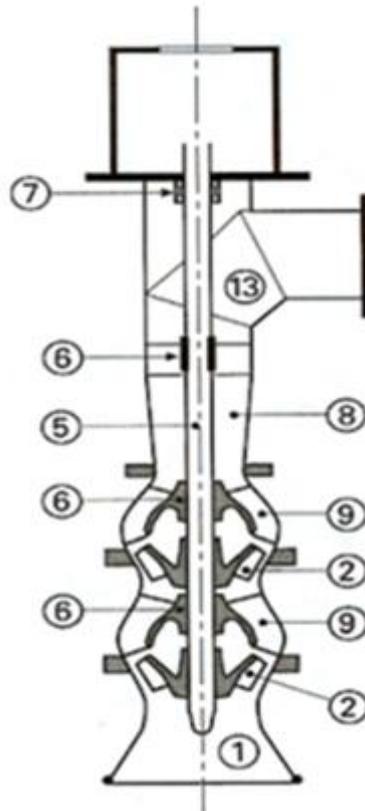


Figure II-9 : Pompe hélico centrifuge.

II-2-1-2-2-3- Pompe hélice

Dans ce type de pompe, le fluide est animé d'un mouvement parallèle à l'axe de la pompe, qui lui est communiqué par un impulsor en forme d'hélice ; la conversion partielle de l'énergie en pression se fait par l'intermédiaire d'un diffuseur à aubes ou par une augmentation de la section de passage.

Comme pour la pompe hélico centrifuge, on trouve (figure II-10)

- Un conduit d'amenée du fluide vers l'impulsor (repère (1))
- L'impulsor (repère (2))
- Le redresseur (repère (9))
- Un diffuseur conique (repère (8))
- Le coude de sortie (repère (13))

Il n'y a pas de dispositif d'étanchéité interne, car l'impulsor axial de la pompe hélice est un impulsor ouvert, c'est-à-dire dont l'extrémité des aubes est libre. L'impulsor de la pompe hélice est profondément différent de celui de la pompe hélico centrifuge. Considéré globalement, cet impulsor est totalement tridimensionnel, cependant il est constitué d'un empilage de sections individuelles qui, elles, sont bidimensionnelles et faciles à représenter. [7]

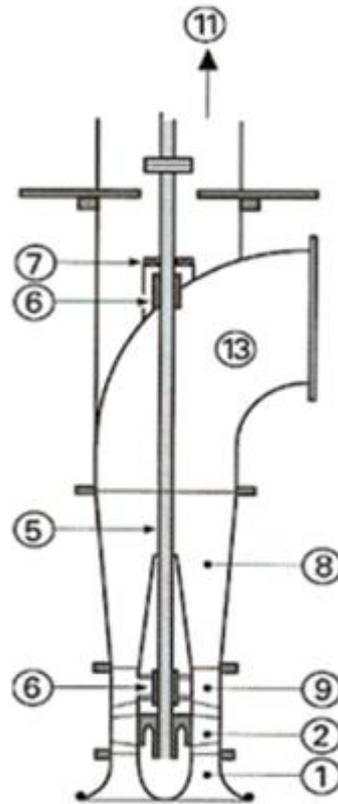


Figure II-10 : Pompe hélice verticale.

II-2-1-2-2-4- Avantages et inconvénients des turbopompes

a) **Du côté des avantages**, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- À caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques »
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...

b) **Du côté des inconvénients :**

- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar)
- Elles ne sont pas auto-amorçantes
- À l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir....)

II-2-2- Le principe de fonctionnement des turbopompes

- **Aspiration** : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage

- **Accélération** : la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation. Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.

- **Refolement** : dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression. [4]

II-2-3- Caractéristiques générales des pompes :

a) Le débit

Le débit Q_v fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m^3/h).

$$Q_v = \frac{V}{t} \dots\dots\dots (II-1)$$

b) Hauteur manométrique :

On appelle **Hauteur manométrique H** d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. La hauteur manométrique de la pompe est :

$$H = H_{ta} - H_{tr} \dots\dots\dots (II-2)$$

H_{ta} : la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration ;

H_{tr} : la charge totale du fluide à l'orifice de refolement.

La hauteur varie avec le débit est représentée par **la courbe caractéristique $H = f(Q_v)$** de la pompe considérée.

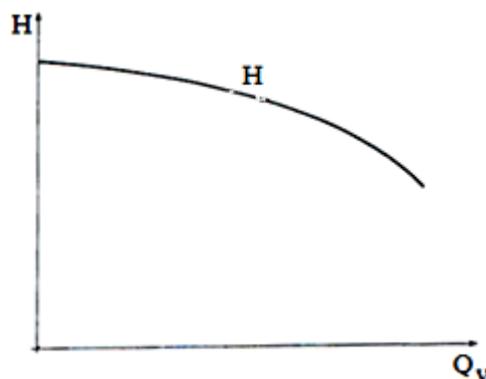


Figure II-11: La courbe caractéristique $H=f(Q_v)$.

c) Rendement :

Le **rendement R** d'une pompe est le rapport de la puissance utile **Pu** (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée **Pa** par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

$$P_u = Q_v \rho g H \dots \dots \dots (II-3)$$

Le rendement **R** est donné par :
$$R = \frac{P_u}{P_a} \dots \dots \dots (II-4)$$

Qv : Le débit volume du fluide (m³/s)

ρ : Masse volumique (kg/m³)

H : La hauteur manométrique de la pompe (m)

Pu : La puissance utile (W)

Pa : La puissance absorbée (W)

d) Conditions d'aspiration – NPSH

Les possibilités pour une pompe de fonctionner à l'aspiration sont d'une grande importance quand la hauteur géométrique d'aspiration est importante, mais aussi quand le liquide est volatil, ou à température élevée, ou stocké sous vide, etc....

Le critère de faisabilité est le **N.P.S.H.**, sigle de « **Net Positive Suction Head** » qui sert à définir la pression nécessaire à l'entrée de la roue pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire pour maintenir en tout point de la pompe une pression supérieure à la pression de vapeur saturante **P_{VS}**, de façon à éviter tout risque de cavitation. L'expression **N.P.S.H.** peut être traduite par « **CHARGE POSITIVE NETTE A L'ASPIRATION** ».

Le constructeur donne la courbe du **N.P.S.H.** pour la pompe, il s'agit du « **N.P.S.H. requis** ».

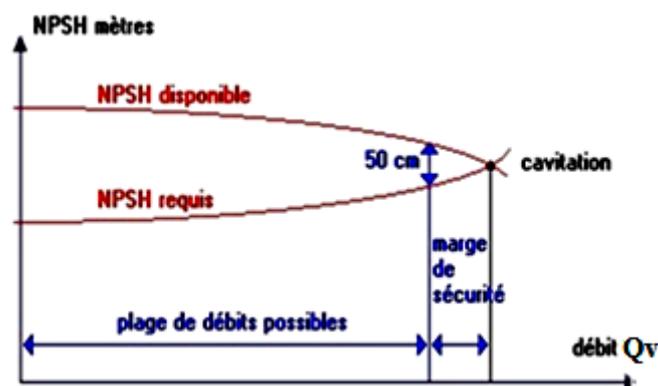


Figure II-12 : La courbe de $NPSH=f(Q_v)$.

Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le liquide lors de son accélération à l'entrée de la roue. Quantitativement, le NPSH requis est le supplément minimal de pression qu'il faut ajouter à la pression de vapeur saturante au niveau de l'entrée de la pompe, pour que la pression à l'intérieur de celle-ci ne puisse être en aucun point inférieure à **P_{VS}**.

En d'autres termes, la pompe ne fonctionne correctement que si la pression totale à l'entrée $P_T(E)$ est supérieure à la somme $P_{VS} + NPSH$ requis :

$$NPSH \text{ requis} < P_T(E) - P_{VS}$$

Ou encore :

$$NPSH \text{ requis} < NPSH \text{ disponible} \dots\dots\dots(II-5)$$

Si la valeur du NPSH requis n'est pas atteinte, des phénomènes d'abord de dégazage, puis de vaporisation partielle du liquide, vont apparaître à l'intérieur de la pompe, avec pour conséquences une chute de pression dans toute l'installation et la dégradation de la roue causée par la présence de bulles. [4]

II-2-4- La Cavitation : [6]

Il s'agit d'un défaut d'écoulement d'un fluide qui se produit quand la pression, à l'intérieur de la pompe, s'abaisse à un niveau égal à celle de la vapeur saturante du fluide véhiculé. Il y a formation de bulles de gaz qui, en implosant, excitent un grand nombre de modes de structure (Figure II-13). La cavitation est causée par un débit d'aspiration insuffisant et se manifeste par un bruit caractéristique identique à celui que provoquerait le passage de graviers dans le corps de la pompe.

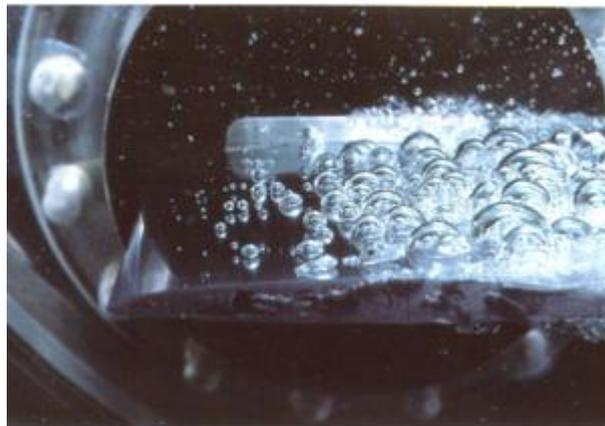


Figure II-13: Bulles de cavitation sur un profil d'aile

II-2-4-1-Érosion de cavitation

Lorsque certaines conditions de fonctionnement de la pompe sont réunies, comme, par exemple :

- Marche à régime partiel ;
- Pompage à très grande hauteur [$H > 100$ m] ;
- Pression de service à l'aspiration faible ;
- Nature du liquide véhiculé et du matériau constitutif de la roue, etc. ;

Les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue : c'est le phénomène d'érosion par cavitation (figure II-14). Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être

évitée, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des groupes de pompage.



Figure II-14: Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge [6]

II-3-Comparaisons entre les pompes volumétriques et centrifuges :

Pour de petites Hm et de faibles débits journaliers ($H_m \times Q < 25 \text{ m}^4$), les pompes à main peuvent s'avérer plus intéressantes. On utilisera alors un seau pour pomper l'eau.

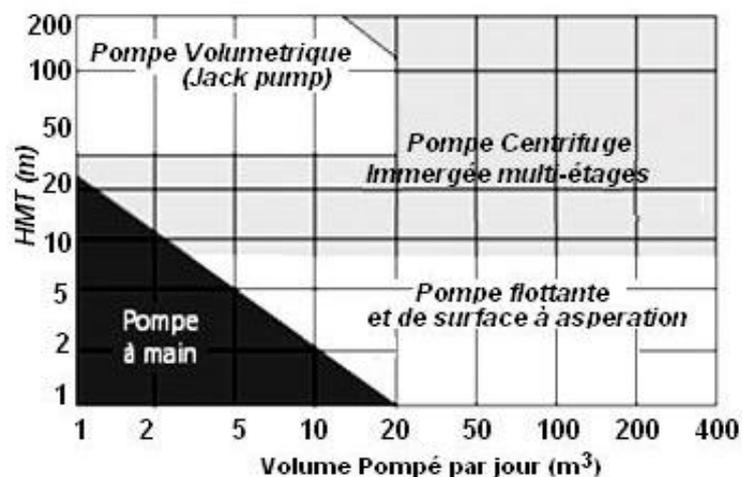
L'utilisation de pompes mécaniques sur cette plage d'utilisation se limitera principalement aux pompes volumétriques de faible puissance.

L'utilisation de pompes mécaniques sur cette plage d'utilisation se limitera principalement aux pompes volumétriques de faible puissance.

Pour de faibles débits et une puissance disponible variable (par exemple, couplage éolien), l'emploi d'une pompe volumétrique permet un débit plus constant.

Pour une Hm moyenne, comprise entre 10 et 50 mètres, la pompe immergée centrifuge est généralement la plus efficace. Mais son rendement est très étroitement lié à la Hm et son dimensionnement est critique.

Pour les Hm supérieures à 35 mètres et de faibles débits journaliers ($< 20 \text{ m}^3$), la pompe volumétrique sera la plus utilisée, surtout si une forte variation du rabattement de la nappe (donc de la Hm) est constatée.



CHAPITRE III :
LA MAINTENANCE
INDUSTRIELLE

III-1- Introduction

Comme toute activité industrielle, la maintenance évolue. Elle doit s'adapter aux contraintes de production et de service, elle bénéficie des développements technologiques et elle doit être productive. Et cette activité a fourni le moyen de réduire ou d'éliminer les réparations inutiles, d'empêcher les pannes catastrophiques des machines, et de réduire l'impact négatif de l'opération de maintenance sur le rendement des entreprises et induit des politiques de maintenance adaptées en fonction des besoins.

III-2- Définition de la maintenance :

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 »

Cette définition appelle plusieurs remarques.

- Par « ensemble de toutes les actions », elle nous précise que la maintenance ne se limite pas aux seules interventions d'entretien, mais se doit d'englober aussi toutes les opérations de conduite et de surveillance pendant la marche. Par extension, les opérations de gestion des pièces de rechange, du personnel et des interventions font elles aussi partie de la maintenance.

III-3- Types de maintenance :

Les stratégies de maintenance peuvent être répertoriées en deux grandes catégories :

- la maintenance corrective
- 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 stratégies 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.

III-3-1- La maintenance corrective : [9], [8]

La maintenance corrective est l'ensemble des activités réalisées après la panne du système pouvant être liée à sa défaillance ou à la dégradation de sa fonction, elle a alors pour but de le remettre en état de marche. La maintenance corrective peut être :

a) - Maintenance palliative : des réparations ou des remises en état à caractère provisoire sont effectuées.

b) - Maintenance curative : des réparations, des modifications ou des remises en état à caractère permanent sont effectuées.

Cette maintenance est utilisée lorsque l'indisponibilité du système n'a pas de conséquences majeures ou quand les contraintes de sécurité sont faibles.

III-3-2- La maintenance préventive : [9], [10].

La maintenance préventive a pour objet de réduire la probabilité de défaillance. Par ailleurs, une maintenance préventive est intéressante, en considérant le coût comme critère d'évaluation, si les coûts induits par la perte de performance sont élevés et si les coûts de réparation et d'inspection sont relativement faibles par rapport aux premiers. La maintenance préventive peut être systématique, conditionnelle ou prévisionnelle.

a) - Maintenance systématique :

Lorsque la maintenance préventive est réalisée à des intervalles prédéterminés, on parle de maintenance systématique. L'opération de maintenance est effectuée conformément à un échéancier, un calendrier déterminé a priori. Aucune intervention n'a lieu avant l'échéance prédéterminée. L'optimisation d'une maintenance préventive systématique consiste à déterminer au mieux la périodicité des opérations de maintenance sur la base du temps, du nombre de cycles de fonctionnement, du nombre de pièces produites, etc.

b) - Maintenance conditionnelle :

Lorsque l'opération de maintenance préventive est subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation ou de la baisse de performance d'une entité, on parle de maintenance conditionnelle. Les paramètres significatifs de la dégradation peuvent être soit des mesures de caractéristiques physiques du système (épaisseur d'un matériau, degré d'érosion, température, pression, ...), soit des informations sur la durée de vie résiduelle. La planification des interventions repose sur l'existence et la détermination de seuils critiques pour ces paramètres de dégradation. On parle alors de seuils de décision.

c) - Maintenance prévisionnelle :

Lorsque la maintenance préventive est effectuée sur la base de l'estimation du temps de fonctionnement correct qui subsiste avant l'observation de l'événement redouté, on parle de maintenance prévisionnelle. Une maintenance prévisionnelle peut prendre en compte un âge du matériel qui n'est pas forcément calendaire mais par exemple le temps de fonctionnement mesuré depuis la dernière inspection.

Dans le milieu industriel, en général, une maintenance mixte est appliquée aux systèmes. En effet, la maintenance préventive est destinée à réduire la probabilité de défaillance mais il subsiste une part de maintenance corrective incompressible.

Dans la figure III-1, nous présentons les différentes stratégies 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.

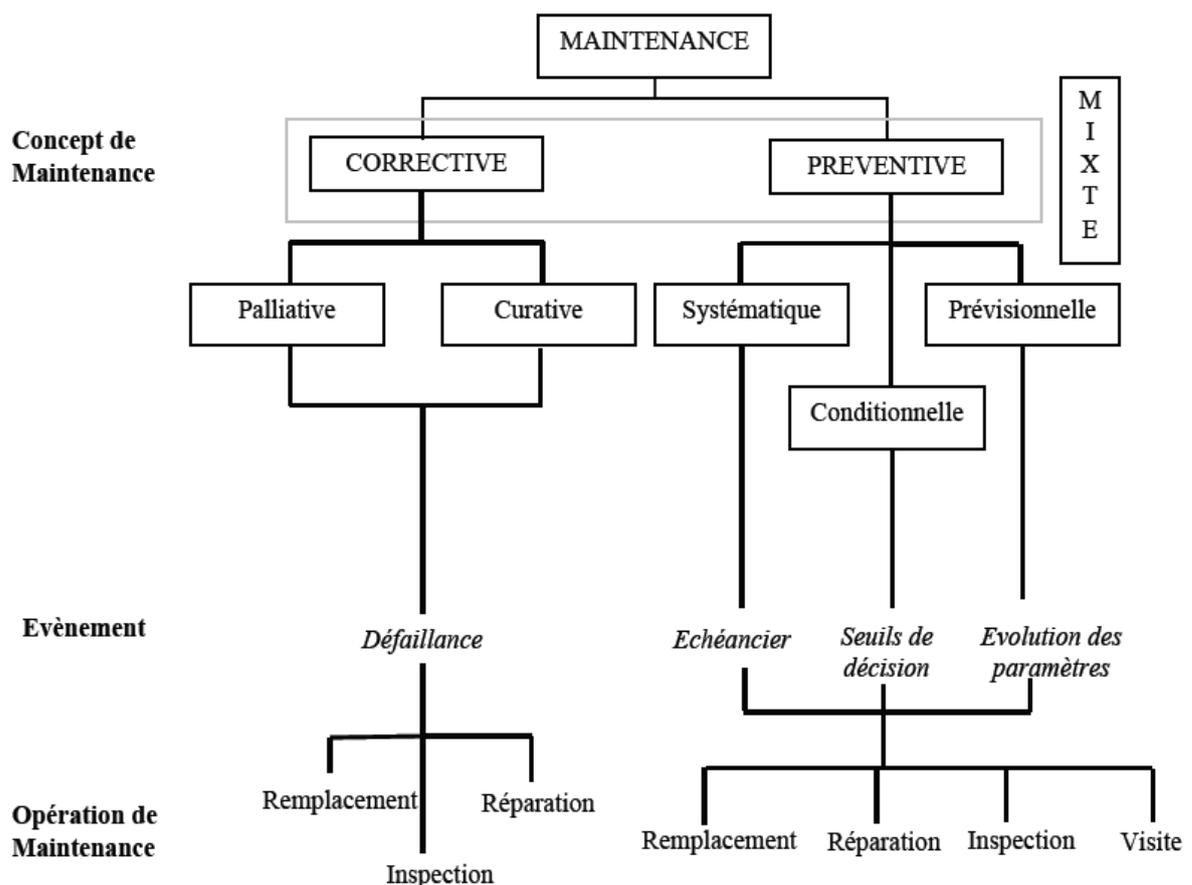


Figure III-1 : Les différentes stratégies de maintenance. [13].

Type de méthode	Corrective	Systématique	Conditionnelle
Condition d'intervention	Fonctionnement jusqu'à la rupture	Basée sur l'estimation de la durée de vie moyenne du composant	Intervention conditionnée par la dérive d'un paramètre significatif
Aide au diagnostic	Les outils utilisés ne servent qu'à déterminer la cause de la panne	Ajuster l'échéancier en fonction des états d'usure constaté	Analyse de l'évolution des paramètres de fonctionnement et diagnostic sur l'origine du défaut.
Applications de la méthode	Pannes acceptables et imprévisibles	Graissage, petites pièces ou dans le cas d'impossibilité d'obtenir des mesures fiables	Machine stratégique, à problèmes et risque de panne dangereuse.
Durée de vie d'un organe	Rupture	Remplacement	Détection de défaut, analyse de tendance et réparation programmée
Coûts	Coûte chère en perte de production et en sécurité	Coûte chère en matériel	Optimise les coûts des matériels au plus près de la rupture et augmente la productivité par programmation des arrêts nécessaires

Tableau III-1 : Différentes formes de maintenance.

Il est donc nécessaire de considérer des stratégies qui combinent les deux : maintenance corrective et maintenance préventive.

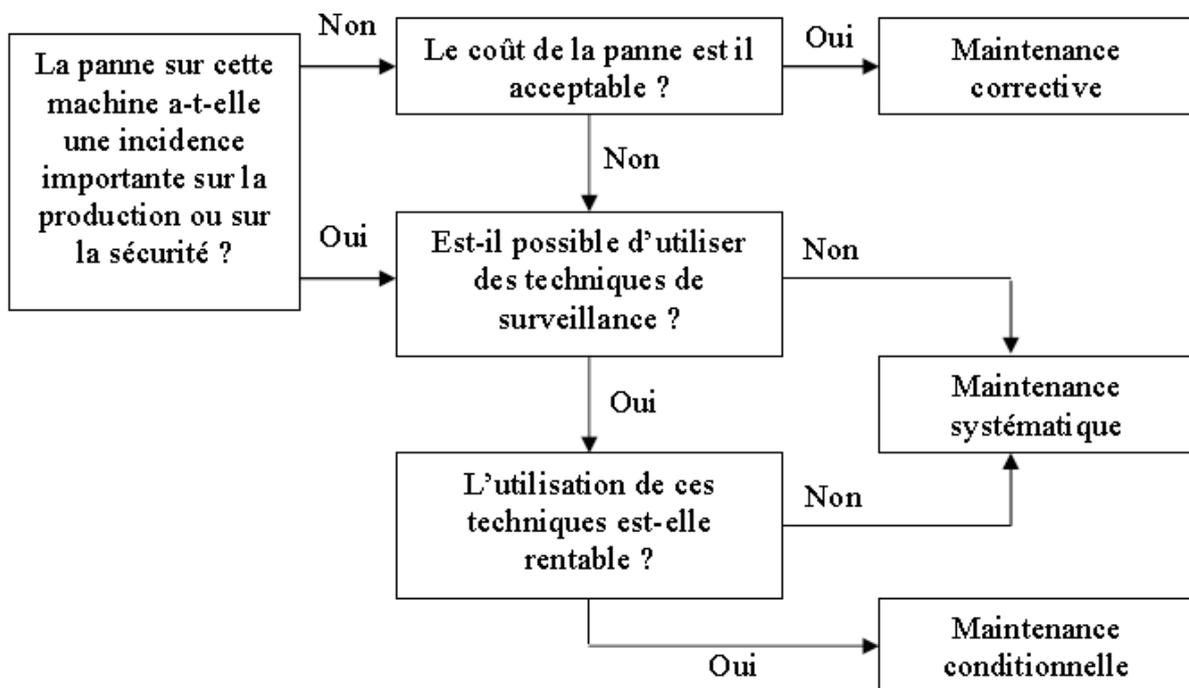


Figure III-2 : Algorithme du choix du type de maintenance. [8]

III-4- Les techniques de surveillance

Une variété de technologies peuvent, et devraient être utilisées en tant qu'élément d'un programme de maintenance. Puisque les systèmes ou les machines mécaniques occupent la plupart d'équipement d'usine, la surveillance de vibration est généralement la composante clé de la plupart des programmes d'entretien prédictif. Cependant, la surveillance de vibration ne peut pas fournir toutes les informations exigées pour un programme d'entretien préventif réussi.

III-4-1- L'analyse vibratoire

Puisque la plupart des usines se composent des systèmes électromécaniques, la surveillance vibratoire est l'outil préventif primaire de maintenance. L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire.

Au cours des 10 dernières années, la plupart de ces programmes ont adopté l'utilisation des unités de collecte de données sur microprocesseur et à canal unique et du logiciel windows®-base d'acquérir, contrôler, tendre, et évaluer l'énergie de vibration créée par ces systèmes électromécaniques. En plaçant des accéléromètres aux endroits où se transmettent ces efforts (c'est-à-dire sur les paliers des machines), on peut alors suivre l'état de santé de l'équipement. La méthode présente trois gros avantages : les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce, et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine, c'est un peu "la méthode incontournable". Bien que cette approche soit une méthodologie préventive valable d'entretien, ces limitations de système peuvent limiter les avantages potentiels. [11]

III-4-2- L'analyse des huiles

Un autre outil de surveillance, l'analyse des lubrifiants, comme son nom l'indique, c'est une technique d'analyse qui détermine l'état d'huile ou de graisse utilisée dans l'appareillage électrique mécanique, appliquée à toutes les machines pourvu qu'elles contiennent un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever. La méthode consiste à "faire parler" les particules d'usure drainées par le lubrifiant, en analysant un échantillon de quelques dizaines de millilitres d'huile (prélevé à l'aide de petites seringues ou lors d'une vidange), afin d'en déduire l'état de l'équipement. [12]

Cette technologie ne peut pas être employée pour déterminer la condition de fonctionnement des machines ou détecter les modes de défaillance potentiels. Simplement indiquée, l'analyse d'huile lubrifiante devrait être limitée à un programme proactif pour conserver et prolonger la vie utile des lubrifiants en révélant sa dégradation (suite à une oxydation, à une pollution, à une température d'utilisation trop élevée, etc.). Bien que quelques formes d'analyse d'huile puissent fournir une panne quantitative précise de l'additif individuel et des contaminants chimiques d'huile, révélatrice d'une usure anormale de l'un des composants, ou le mauvais état

d'un filtre. En outre, l'analyse détaillée des propriétés chimiques et physiques de différentes huiles utilisées peut être employée pour programmer des intervalles de changement d'huile basés sur l'état réel d'huile. Dans les grandes et moyennes usines, une réduction du nombre de changements d'huile peut s'élever à une réduction annuelle considérable en coûts d'entretien. Le prélèvement relativement peu coûteux et l'essai peuvent montrer, quand l'huile dans une machine a atteint un point où les garanties changent. Donc Les applications primaires de l'analyse d'huile sont : " contrôle de qualité, réduction d'inventaires d'huile de graissage, et détermination de l'intervalle le plus rentable pour le changement d'huile".

Cependant, l'emploi de cette technique dans un programme de maintenance préventive conditionnelle, est associée à trois limitations principales : le coût d'équipement, le prélèvement précis des échantillons d'huile, et enfin l'interprétation des données. [11]

III-4-3- Thermographie

La thermographie infrarouge suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance. Jusqu'alors, réservée au contrôle d'installations électriques, elle est depuis peu utilisée dans la surveillance des machines tournantes et des structures. Elle emploie l'instrumentation conçue pour surveiller l'émission de l'énergie infrarouge (température de surface) pour déterminer la condition de fonctionnement. En détectant des anomalies thermiques (les secteurs qui sont plus chauds ou plus froids qu'ils devraient être), un technicien expérimenté peut localiser et définir une multitude de problèmes naissants au sein de l'usine. La technologie infrarouge est affirmée sur le fait que tous les objets ayant une température au-dessus de l'absolu zéro émettent l'énergie ou le rayonnement. Le rayonnement infrarouge est une forme de cette énergie émise. [12]

Le système optique, les détecteurs de rayonnement, et d'autre forme d'indicateur sont les éléments de base d'un instrument infrarouge industriel. Le système optique rassemble l'énergie sur un détecteur, qui le convertit en signal électrique, ensuite un instrument électronique amplifie le signal de sortie et le transforme en une forme affichable. [11]

La thermographie permet donc de réaliser des mesures distances, et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.

III-4-4- L'analyse des mesures ultrasonores

Tout mouvement relatif entre pièces produit des ultrasons de friction. La mesure et l'enregistrement des signaux ultrasonores effectuent à cadence régulière, et leur suivi dans le temps permettent de détecter beaucoup de problèmes de façon simple efficace et peu onéreuse. La technique offre de multiples applications dans le contrôle d'équipements hydrauliques et pneumatiques (détection de fuites, contrôle d'étanchéité), permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence (tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement) et permet aussi de détecter les ultrasons émis par des défauts d'origine électrique (mauvais contacts, effets corona, effets d'arc,...etc.).

III-4-5- Le Choix de l'outil de surveillance

Toutes les méthodes qu'on a déjà vues, ne permettent pas de "voir" les mêmes types de défauts, ni de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine et la gravité du défaut. En outre, chaque méthode a son champ d'application privilégié, voir « tableau III-2, et Tableau III-3 » donc avant de choisir, il faut bien cerner la criticité de sa machine, et définir le type de surveillance qu'elle nécessite. [12]

	Principaux avantages	Principales limitations	Champ d'applications privilégié
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de défauts à un stade précoce - Possibilité de réaliser un diagnostic approfondi - Autorise une surveillance continue - Permet de surveiller l'équipement à distance (télémaintenance) 	<ul style="list-style-type: none"> - Spectres parfois difficiles à interpréter - Dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc.) et de sa structure
Analyse d'huiles	<ul style="list-style-type: none"> - Détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement - Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules 	<ul style="list-style-type: none"> - Ne permet pas de localiser précisément le défaut - Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon 	<ul style="list-style-type: none"> - Contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrification, analyse des éléments d'usure, analyse de contamination par le process (étanchéité), etc.
Thermographie IR	<ul style="list-style-type: none"> - Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation - Interprétation souvent immédiate des résultats 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire - Contrôle limité à ce que "voit" la caméra (échauffements de surface) - Ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier)
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> - Permet de détecter l'apparition de défauts audibles - Autorise une surveillance continue 	<ul style="list-style-type: none"> - Sensibilité au bruit ambiant - Diagnostic souvent difficile à réaliser - Problèmes de répétabilité des mesures 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

Tableau III-2: Choix de l'outil de surveillance [12]

Type de défauts	Analyse vibratoire	Thermographie IR	Analyse d'huiles	Analyse acoustique
Déséquilibres, balourd	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Non
Jeux, défauts de serrage	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	oui (s'il y a une résonance)
Défauts spécifiques aux roulements	oui	oui	oui	Oui
Défauts spécifiques aux engrenages	oui	oui	oui	Oui
Défauts de courroies	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts d'alignement	Oui	Non	Oui	Non
Défauts liés à la lubrification : - dégradation de la qualité de l'huile	Non (sauf paliers fluides)	Oui	Non	Oui
manque d'huile	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts de nature électrique ou électromagnétique	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts liés aux écoulements (pour pompes et machines hydrauliques)	Oui	Non	Non	Oui

Tableau III-3 : Classement des défauts suivant les méthodes de détection [12]

Conclusion

La maintenance pose à la fois un problème d'économie et de performance. En effet, certaines machines ne peuvent s'arrêter de fonctionner sous peine d'engendrer d'énormes pertes financières, mais un défaut technique peut aussi nuire à la qualité d'un produit.

Dans ce cas, la maintenance corrective est insuffisante et la maintenance préventive devient indispensable.

Cependant, la maintenance systématique est coûteuse car l'usure des pièces dépend beaucoup des conditions de fonctionnement. Elle risque donc d'intervenir trop tôt ou trop tard.

La maintenance conditionnelle, qui s'appuie sur l'analyse de l'état d'une machine, prend alors tout son sens, car elle permet de prendre les décisions d'intervention en connaissance de cause, cette approche sera abordée dans le chapitre IV

CHAPITRE IV :
L'ANALYSE
VIBRATOIRE

IV-1- Introduction

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic. La modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations, voire de pannes.

Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse des vibrations, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmés de production.

IV-2- Définition d'une vibration

Selon la norme NFE 90-001: Une vibration est une variation avec le temps d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque la grandeur est alternativement plus grande ou plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence [14].

Le nombre de cycles complets du mouvement dans une période de temps d'une seconde est appelé fréquence (hertz Hz). Le mouvement peut consister en une composante unique se produisant à une fréquence unique, ou bien il peut consister en plusieurs composantes se produisant à des fréquences différentes, simultanément. En pratique, les signaux vibratoires sont composés d'une grande quantité de fréquences apparaissant simultanément au point que l'on ne puisse juger immédiatement au vu de la caractéristique amplitude-temps du nombre de composantes simultanées et à quelle fréquence elles se produisent. Ces composantes peuvent être mises en évidence par le tracé de la caractéristique des vibrations amplitude-fréquence, une technique qui peut être considérée comme la pierre angulaire du diagnostic de mesures des vibrations.

Les phénomènes vibratoires sont des phénomènes périodiques ou apériodiques plus ou moins complexes, qui dépendent directement des forces générées par les différents éléments internes en mouvement :

- ◆ Forces impulsionnelles (chocs)
- ◆ Forces transitoires (variations de charge)
- ◆ Forces périodiques (balourd)
- ◆ Forces aléatoires (frottements)

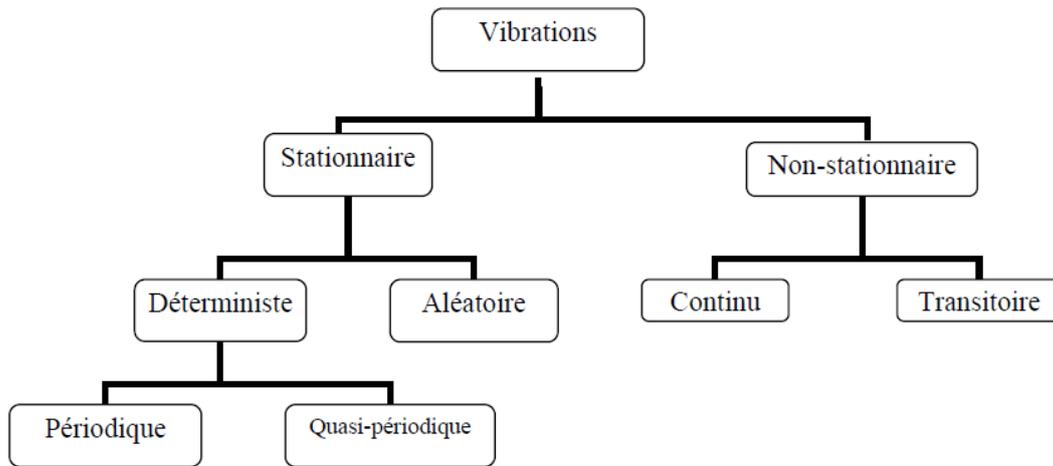


Figure IV-1: Représentation des types de vibration. [14]

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

$$X(t) = A \sin (\omega t + \Phi) \dots\dots\dots (IV-1)$$

Avec :

- Φ: la phase
- A : l’amplitude appelée parfois le module
- ω = pulsation (rad/s) = $2\pi f = \frac{2\pi}{T}$
- T= période (s)
- f = fréquence exprimée en hertz (Hz),

Comme tout mouvement, une vibration est caractérisée par l’un des trois paramètres physiques: le déplacement **x**, la vitesse **v**, l’accélération **γ**, qui sont reliés par des relations mathématiques, et qui ont une fréquence identique

On peut donc, déduire des relations simples entre ces trois grandeurs, en faisant intervenir la fréquence.

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{v}{2\pi f} = \frac{\gamma}{(2\pi f)^2} \\
 v &= \frac{\gamma}{2\pi f} = 2\pi f \cdot x \dots\dots\dots (IV-2) \\
 \gamma &= 2\pi f v = (2\pi f)^2 \cdot x
 \end{aligned}$$

Généralement, le déplacement s’exprime en micromètre (µm), la vitesse en mm/s et l’accélération en g,

IV-2-1- Fréquence :

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en **hertz [Hz]**. **1 hertz = 1 cycle/seconde**. Une vibration qui se produira 20 fois par seconde aura donc une fréquence f de 20 hertz. Si la fréquence f d'un phénomène est de 50 hertz, c'est-à-dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (ou **période T**) est de $1/50^{\text{ème}}$ de seconde.

La fréquence f est l'inverse de la période T : $f = 1/T$. Si l'unité normalisée de la fréquence est l'hertz [Hz], on rencontre parfois des valeurs exprimées en CPM (cycle par minute) ou RPM (rotation par minute). D'où:

$$1 \text{ hertz} = \frac{1 \text{ CPM}}{60} = \frac{1 \text{ RPM}}{60}$$

IV-2-2- Amplitudes

L'amplitude d'une onde est la valeur de ses écarts au point d'équilibre. On peut définir :

- l'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelée amplitude crête (A_c) ou niveau crête ;
- l'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête (A_{cc}) (peak to peak) ou niveau crête à crête;
- l'amplitude efficace (A_{eff}), aussi appelée RMS (Root Mean Square) ou niveau efficace

Cas d'une vibration sinusoïdale :

Dans le cas d'une vibration de type sinusoïdal, l'amplitude efficace s'exprime en fonction de l'amplitude crête de la façon suivante:

$$A_{\text{eff}} = \frac{A_c \sqrt{2}}{2} = 0.707 A_c \quad \dots\dots\dots \text{(IV-3)}$$

Cas d'une vibration quelconque :

Dans le cas d'une vibration complexe quelconque (figure IV-2), il n'existe pas de relation simple entre la valeur crête de l'amplitude (A_c) et la valeur efficace de l'amplitude (A_{eff}) qui se définit mathématiquement par la relation:

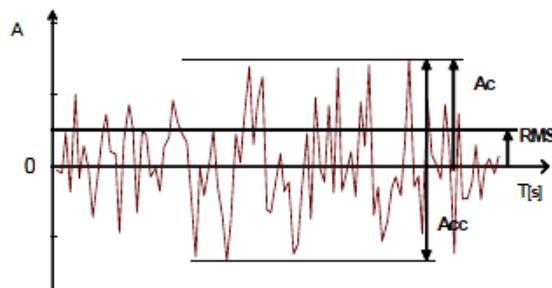


Figure IV-2: Les amplitudes d'un signal vibratoire quelconque.

Symbole et désignation :

-**La valeur de crête à crête (A_{cc})** indique la différence entre les amplitudes maximale et minimale du mouvement. C'est une quantité utile pour déterminer le déplacement d'un composant, déplacement qui peut être critique pour des considérations de contrainte maximale ou de jeu mécanique.

-**La valeur de crête A_c :** donne l'amplitude maximale et s'avère utile dans les mesures concernant les phénomènes de courte durée; les chocs en sont un exemple. Cependant, elle ne tient pas compte de l'évolution de la vibration dans le temps.

-**La valeur efficace A_{eff} ou la valeur RMS :** est la mesure la plus intéressante des amplitudes de vibration. En plus de tenir compte de l'évolution du signal dans le temps, le calcul de la valeur efficace est lié à l'énergie vibratoire et donc au (potentiel de détérioration) de la vibration.

-**Le facteur de crête :** définit le rapport de la valeur de crête d'un signal à sa valeur efficace. [14], [26]

IV-3- Nature d'une vibration [14], [26]

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivante:

A)- Les vibrations périodiques de type sinusoïdal simple ou sinusoïdal complexe : représentatives du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres, engrènements,...) ou d'un certain nombre d'anomalies (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides, déversement de bagues sur roulements, ...).

B)- Les vibrations périodiques de type impulsif: sont appelées ainsi par référence aux forces qui les génèrent et à leur caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des événements normaux (presses automatiques, broyeurs à marteaux, compresseurs à pistons, ...) ou par des événements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif, ...

C)- Les vibrations aléatoires de type impulsif : peuvent, par exemple, être générées par un défaut de lubrification sur un roulement, la cavitation d'une pompe, ...

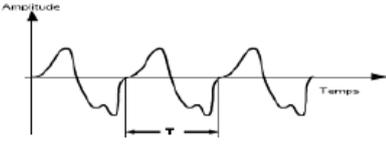
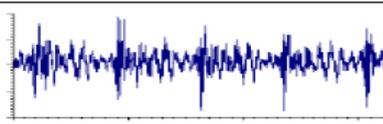
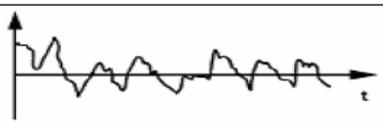
Nature des vibrations	Représentation temporelle des vibrations	Causes possible
A : Périodique de type sinusoïdal simple		balourd
B : Périodique de type sinusoïdal complexe		Engrènement
C : Périodique de type impulsif		Ecaillage des roulements
D : Aléatoire de type impulsif		Défauts de lubrification sur des roulements cavitation

Figure IV-3: Nature de la vibration selon les variations de son amplitude en fonction du temps [14].

IV-4- Choix des grandeurs physiques à mesurer

Les relations précédentes mettent en lumière l'importance du choix de la grandeur physique à mesurer pour la surveillance d'une machine tournante. Cette grandeur est appelée paramètre ou indicateur de surveillance.

Ainsi les mesures d'amplitudes sont généralement prisent comme suis :

Indicateur de surveillance	Amplitude généralement mesurée en
Déplacement x	Valeur/crête (A_C) Valeur crête à crête (A_{CC})
Vitesse v	Valeur crête Valeur efficace (A_{eff})
Accélération γ	Valeur efficace (A_{eff})

Tableau IV-1: L'indicateur de surveillance et l'amplitude correspondante [14]

IV-4-1- Domaine de surveillance

- Le déplacement : puisque le déplacement est inversement proportionnel au carré de la fréquence, la mesure en mode déplacement aura pour effet d'atténuer toutes les composantes moyennes et hautes fréquences et d'amplifier les composantes basses fréquences, son utilisation est réservée donc aux très basses fréquences : $F \leq 100$ Hz.

- La vitesse est inversement proportionnelle à la fréquence : Plus la fréquence augmente, plus la vitesse diminue : Son utilisation est réservée aux basses fréquences : $F \leq 1000$ Hz.

- L'accélération, représentative des forces dynamiques, ne dépend pas de la fréquence : C'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur un large domaine de fréquences. $0 \leq F \leq 20000$ Hz, (Figure IV-4). [26]

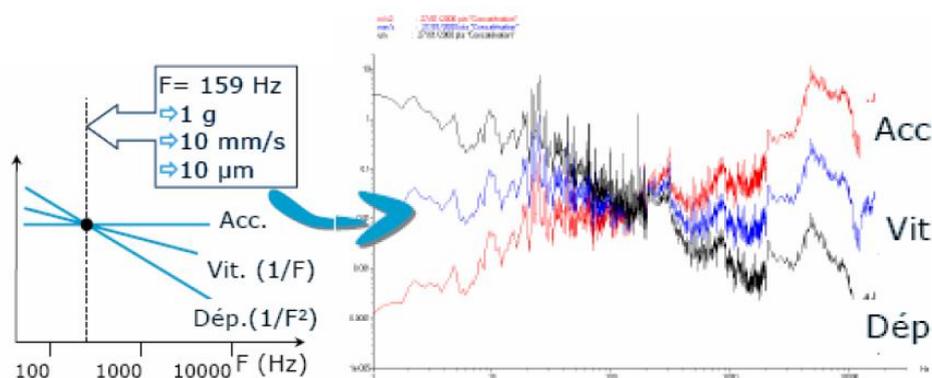


Figure IV-4: Choix des grandeurs physiques à mesurer en fonction de la nature des défauts recherchés [26].

- Un phénomène vibratoire induit par un phénomène donné se traduira par un déplacement significatif si sa fréquence est faible. C'est la raison pour laquelle la mesure en mode déplacement n'est généralement utilisée que pour mettre en évidence des phénomènes à basse fréquence ou dont les composantes prépondérantes se situent à 1 ou 2 fois la fréquence de rotation (déséquilibre, déformation, désalignement, desserrage, ...).

- La mesure en mode vitesse permet d'observer correctement des phénomènes dont la fréquence n'est pas trop élevée (passage de pale d'un ventilateur ou d'une pompe, engrènement sur réducteur, défauts de roulements dans le cas d'écaillage localisés,...) et bien évidemment les défauts traditionnels des lignes d'arbres (déséquilibre, désalignement, déformation, instabilité, frottement,...)

- La mesure en mode accélération (directement proportionnelle aux forces dynamiques induisant le mouvement) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées (engrènement sur un multiplicateur, passage d'encoches sur un moteur, ...) ou qui génèrent des signaux impulsionnels de courte

durée, riches en composantes haute fréquence (écaillage de roulement, jeu, cavitation, ...) [14].

Donc, pour rechercher un défaut, on mesure l'amplitude vibratoire en mode déplacement, vitesse ou accélération, selon que, la fréquence de la composante vibratoire prépondérante induite se situe en : basse, moyenne ou haute fréquence.

IV-5- Indicateurs vibratoires

IV-5-1- Définition

Un indicateur de surveillance est une grandeur vibratoire dérivant des trois grandeurs cinématiques de base caractérisant un mouvement vibratoire (accélération, vitesse, déplacement), qui est sensible à l'apparition ou à l'évolution d'un défaut ou d'un ensemble de défauts. Pour un suivi correct, l'indicateur doit présenter deux qualités essentielles : la simplicité de la prise de mesure et la signification importante de leur contenu.

Il est pure utopie de vouloir croire en l'existence d'un indicateur universel sensible à tous les défauts susceptibles d'affecter le comportement vibratoire d'une machine, dont la sensibilité serait indépendante de la nature du défaut, et dont la valeur du seuil associé serait elle aussi indépendante de la nature du défaut, du type de machine et de ces conditions de fonctionnement.

Contrairement aux pratiques courantes, la description du comportement vibratoire d'une machine, la surveillance de son évolution, la formulation d'un diagnostic nécessitent de faire appel à de très nombreux indicateurs et critères, talque : [16]:

- Indicateurs scalaires,
- Indicateurs spectraux,

IV-5-2- Les indicateurs scalaires

Un indicateur scalaire associe à un signal brut ou ayant fait l'objet d'un traitement préalable (filtrage, démodulation), une grandeur caractéristique de son amplitude (valeur efficace, amplitude crête, taux de modulation...), de sa distribution d'amplitude (facteur de crête, kurtosis) ou de sa composition spectrale (amplitude d'une composante spectrale, valeur efficace d'une famille de composantes, taux d'harmoniques...) [16].

Leur utilisation très répandue s'explique aisément par leur facilité d'utilisation : ils se réduisent à un nombre, se prêtent facilement à l'automatisation de leur gestion (archivage, courbes d'évolution, comparaison à des seuils).

Définir un indicateur scalaire dans le domaine temporel nécessite de choisir :

- une grandeur cinématique représentative du mouvement vibratoire (accélération, vitesse, déplacement) selon la nature et le type de capteur utilisé (capteur de vibration absolue ou relative, accéléromètre, vélocimètre...)
- une grandeur représentative de l'amplitude du signal (valeur efficace, amplitude crête, facteur de crête, kurtosis...),
- une bande fréquentielle dans laquelle on veut calculer le paramètre retenu,
- une durée d'analyse, afin que le signal pris en considération dans le calcul de la valeur de l'indicateur, soit représentative du mouvement vibratoire de la machine.

Le terme niveau global est l'appellation consacrée des indicateurs scalaires « larges bandes ». Il est assimilé à l'énergie vibratoire lorsque la grandeur cinématique représentée par le signal est la vitesse vibratoire. Ce terme est également utilisé pour quantifier le déplacement et l'accélération. [16]

IV-5-3- Les indicateurs spectraux

Un indicateur spectral associe à un signal une représentation spectrale de ce dernier (spectre, zoom, cepstre, spectre de fonction de modulation, fonction de transfert...). Ces indicateurs présentent le grand intérêt d'être sensibles aussi bien aux évolutions de la forme d'un signal qu'à celles de son énergie, et de ce fait, sont insensibles aux effets de masque, à condition que les résolutions d'analyse choisies pour les élaborer soient en adéquation avec les fréquences de répétition des phénomènes recherchés. Ils offrent donc des perspectives extrêmement intéressantes dans le cadre de la surveillance des machines. Ils constituent par ailleurs un progrès considérable dans l'adéquation entre indicateur et défaut et la facilité de leur comparaison graphique par rapport à un état de référence favorise grandement l'interprétation de leurs évolutions [26].

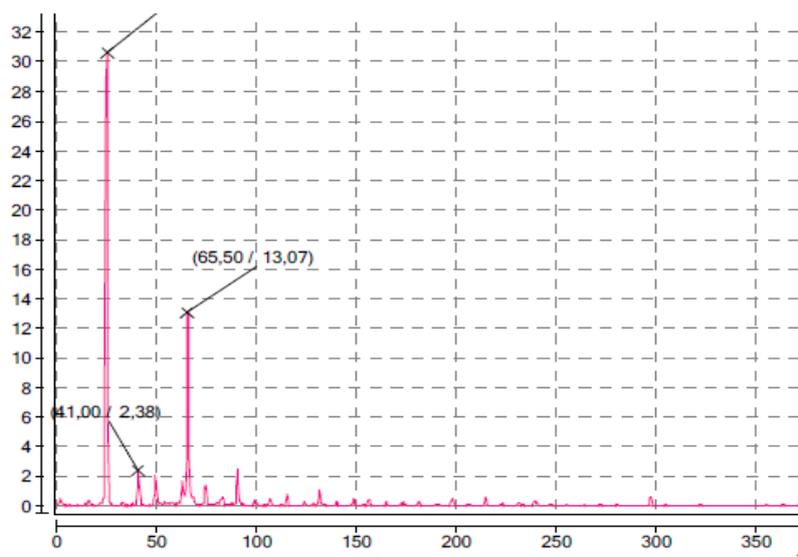


Figure IV-5 : Spectre [2-1 000] Hz

IV-5-4- Seuil d'un indicateur

Une mesure de vibrations doit être considérée comme relative. En effet, elle n'a aucune signification lorsqu'elle est isolée.

Le concept de seuil associé à un indicateur est un des points clés de la surveillance et de la maintenance conditionnelle ou prévisionnelle. En effet la mesure de vibrations, n'a aucune signification, si elle n'est pas considérée comme relative. Donc tant que la valeur d'un indicateur n'excède pas une valeur prédéfinie ou seuil, l'installation est considérée en bon état. Aucune investigation complémentaire, arrêt pour inspection ou intervention corrective n'est à envisager :

- une valeur trop basse entraîne des alarmes non justifiées,
- une valeur trop élevée rend la détection précoce d'un défaut impossible et une panne peut même se produire sans la moindre alarme préalable.

Dans ces deux situations, la surveillance se trouve discréditée, ce qui rend le choix de la valeur du seuil un acte fondamental. Le seuil, associé à chaque indicateur, sera déterminé par l'expérience, par référence à une norme ou à la spécification d'un constructeur ou bien, plus généralement, par comparaison avec le niveau qu'avait l'indicateur lorsque la machine était jugée en bon état de fonctionnement. Il faut donc définir des méthodes qui permettront de déterminer des seuils "d'avertissement" et "d'arrêt", avec une bonne probabilité de réussite

Les systèmes de surveillance définissent au moins deux seuils hiérarchisés :

- Le premier seuil dit seuil d'avertissement est également appelé niveau d'alarme. Le dépassement du seuil d'alarme doit systématiquement déclencher une procédure de diagnostic afin de localiser, l'origine exacte de l'anomalie qui a déclenché cette alarme.

- Le second seuil dit seuil de danger. Le dépassement du seuil de danger nécessite de procéder à un diagnostic immédiat de l'état de l'installation pour statuer sur l'urgence d'un arrêt et d'une action corrective. [17]

IV-5-4-1- Méthode du relevé global

Les différents niveaux globaux doivent être représentés sur des courbes. Les amplitudes sont reportées sur l'axe vertical, le temps (jours des mesures, voire heures) sur l'axe horizontal. Cette méthode consiste à relever les mesures globales sur une machine lorsqu'elle est réputée fonctionner de manière satisfaisante (rendement, consommations, disponibilité,...). Cet état est dit "de référence".

Dans la pratique, le seuil d'alarme est généralement fixé à 8 dB au dessus du niveau de référence.

De même, le seuil d'arrêt est généralement fixé à 8 dB au dessus du niveau d'alarme (figure IV-6).

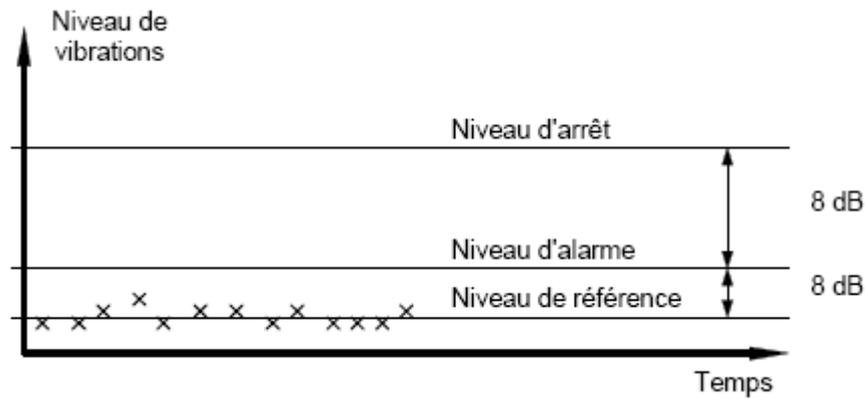


Figure IV-6: La détermination des seuils par la méthode du relevé global.

Cette méthode pourra être utilisée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très importantes, comme le balourd ou les défauts de lignage. La mesure du niveau global est bien adaptée au suivi des défauts très énergétiques (figure IV-7).

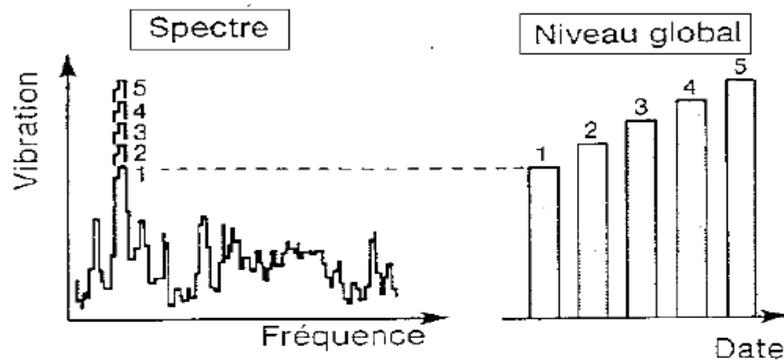


Figure IV-7: L'utilisation des NG pour le suivi des défauts très énergétiques [26].

IV-5-4-2- Méthode de l'analyse spectrale

Les seuils d'alarme et d'arrêt sont déterminés selon la même méthode que précédemment, sur le spectre au lieu de la mesure globale (Figure IV-8).

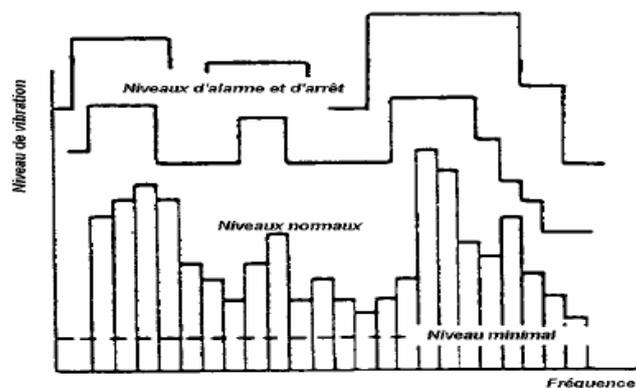


Figure IV-8: Détermination des seuils en analyse spectrale [26].

Cette méthode devra être préférée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très faibles, comme les défauts d'engrènement ou de roulement.

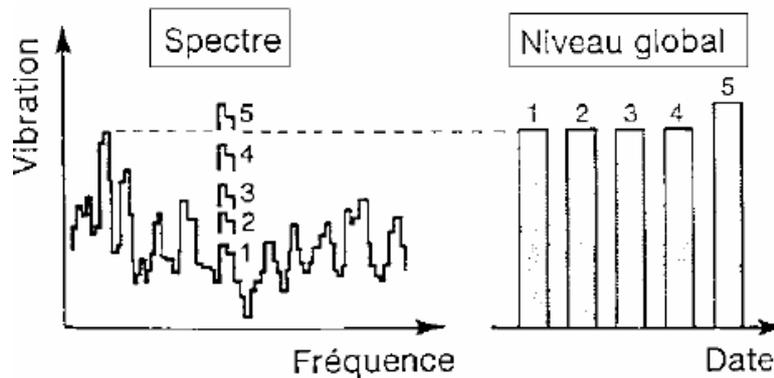


Figure IV-9 : L'utilisation de la mesure du spectre au suivi des défauts de faible amplitude [26].

IV-6- Principales activités de l'analyse vibratoire

L'outil de mesure enregistre le signal vibratoire brut, ensuite on définit des indicateurs calculés à partir de ce signal en fonction des besoins de l'analyse. Le schéma de la (Figure IV-10) présente, de façon simplifiée, l'analyse vibratoire réalisée à partir de mesures effectuées sur les parties fixes des machines surveillées.

On distingue communément deux principales activités :

- La surveillance
- Le diagnostic

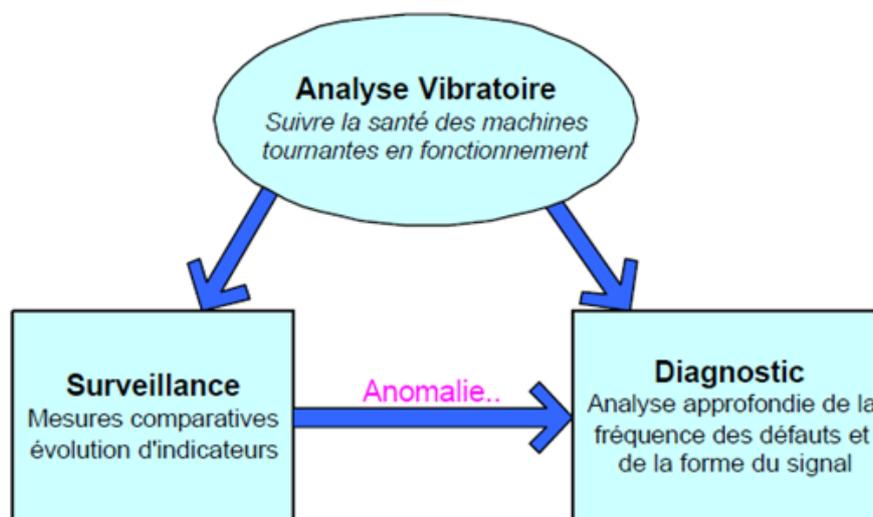


Figure IV-10 : Schéma des principales activités de l'analyse vibratoire.

IV-6-1 La surveillance des équipements

L'évolution technologique, faite ces dernières années, dans les domaines de l'informatique industrielle de l'instrumentation numérique d'analyse des systèmes de

surveillance des machines tournantes a permis de mettre en place de nouvelles stratégies de surveillance et maintenance des installations et machines complexes. La protection des machines est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de la vibration atteint des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière. Elle est maintenant devenue le pilier d'une stratégie de maintenance préventive conditionnelle.

La première action pour réussir est donc de déterminer, à partir de l'inventaire du parc à maintenir, la criticité de chacun des équipements. Par défauts, c'est-à-dire par l'importance supposée de la perturbation générée par la défaillance intempestive d'un équipement, suivant un critère de sécurité d'abord, puis économique : il y aura arrêt de production ou non. Il faut ensuite « proportionnalité » l'effort de prise en charge (documentation technique y comprise » à cet indice de criticité.

Il appartient ensuite au service de préparer et de réaliser des actions :

- en temps réel : surveillance du fonctionnement, traitement d'alarmes,
- à court terme : propreté, inspections et actions correctives (dépannages),
- à moyen terme : actions préventives révisions, actions externalisées, améliorations et modernisations,
- à long terme: grands arrêts, participation aux « travaux neufs » et à la caractérisation des nouveaux équipements

On distingue fondamentalement deux types de surveillance:

- ◆ *Surveillance On-line*
- ◆ *Surveillance off-line*

« La surveillance peut être exécutée selon un calendrier, ou à la demande, ou de façon continue. » [18].

Donc la question qu'on va se poser est la suivante: L'équipement doit-il être suivi de manière périodique ou continue?

Pour certaines méthodes, la question ne se pose pas. En thermographie infrarouge ou en analyse d'huiles, par exemple, la surveillance est nécessairement périodique. Mais il n'en est pas de même pour l'analyse vibratoire. Dans ce cas, c'est à l'industriel d'adapter son mode de surveillance à son besoin et au type de machines qu'il doit suivre.

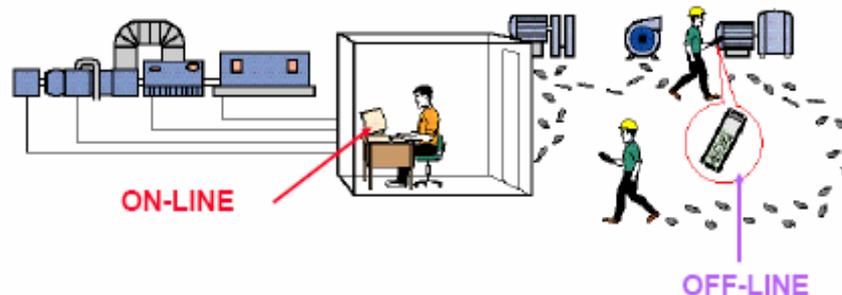


Figure IV-11: Les méthodes de surveillance des machines [27].

IV-6-1- 1- La surveillance On-line

Dans le cas de machines très stratégiques, ou, dont on sait qu'elles connaissent des défaillances assez fréquentes, on choisira des systèmes de surveillance à poste fixe. Le suivi continu se justifie aussi par des raisons de sécurité. Tout dépend de la criticité des machines. Certaines d'entre elles (des turboalternateurs, de gros compresseurs...) doivent pouvoir être automatiquement arrêtées dès que leurs niveaux vibratoires dépassent un certain seuil. On préfère aussi automatiser la collecte des données pour des raisons d'accessibilité aux machines, ou de pénibilité de la prise de mesures (dans des environnements industriels difficiles).

Dans ce cas, les capteurs sont installés à demeure sur les paliers. Ce type de surveillance est utilisé en permanence sur des machines spécifiques et surveille constamment leurs états, ainsi il joue un rôle important dans l'efficacité de la conduite de l'entreprise. La surveillance On-line est utilisée essentiellement pour pouvoir donner l'alerte immédiate en cas de changement soudain de l'état des machines, déclenchant ainsi l'alerte ou produisant des signaux d'alarmes dans la salle de contrôle. Pour que des mesures appropriées puissent être prises avant la catastrophe [23].

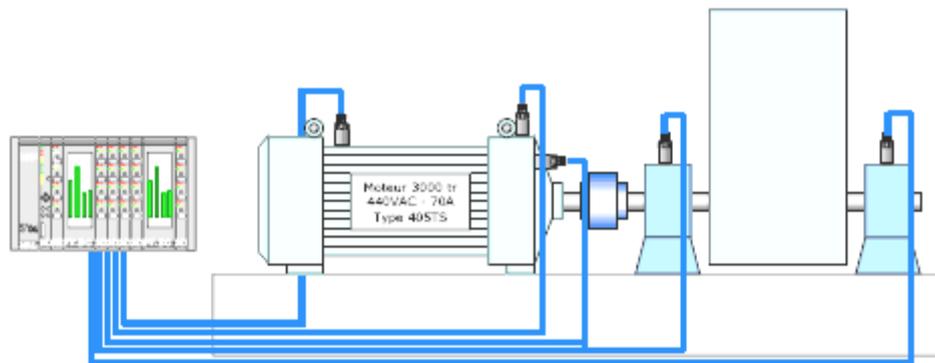


Figure IV-12 : La surveillance On-line [27]

IV-6-1- 2- La surveillance off-line

Le suivi périodique permet à un opérateur de suivre les indicateurs désirés d'un grand nombre de machines pour un faible coût, puisque l'investissement en capteurs est réduit (un seul capteur portatif est généralement suffisant). A l'inverse du suivi continu, Ceci permet de détecter l'apparition de défauts à évolutions lentes, La périodicité des relevés est variable (entre 2 semaines et 6 mois suivant l'importance et le coût des machines en cause). on utilise un suivi périodique pour des machines qui tombent rarement en panne, pour des dégradations qui n'évoluent pas vite, et pour les cas où l'on pense qu'un contrôle tous les mois, ou tous les deux mois, suffira. Cela suppose donc que l'on ait fait, dès le départ, une analyse de criticité des défauts. Reste ensuite à adapter la fréquence des contrôles au type de machine et au budget que l'on peut y consacrer. En général, il y a toujours plus de risques lors de la mise en route d'une machine. Il est donc conseillé de faire des contrôles assez rapprochés au début,

puis de continuer avec des contrôles plus espacés. Ensuite, si l'on voit une dégradation, il faut à nouveau rapprocher les contrôles. [28]

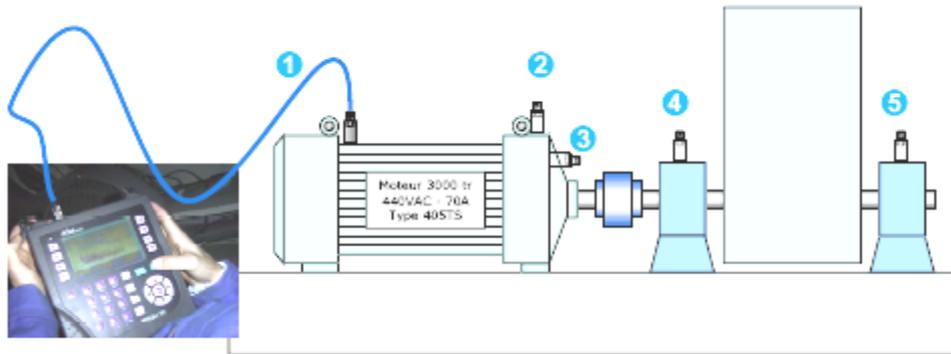


Figure IV-13: La surveillance Off-line. [27]

IV-6-1- 3- Investissement mise en œuvre des deux types de surveillance.

On-line: Coûts d'investissement élevés et Coûts de mise en œuvre faibles.

Off-line: Coûts d'investissement faibles et Coûts de mise en œuvre élevés.

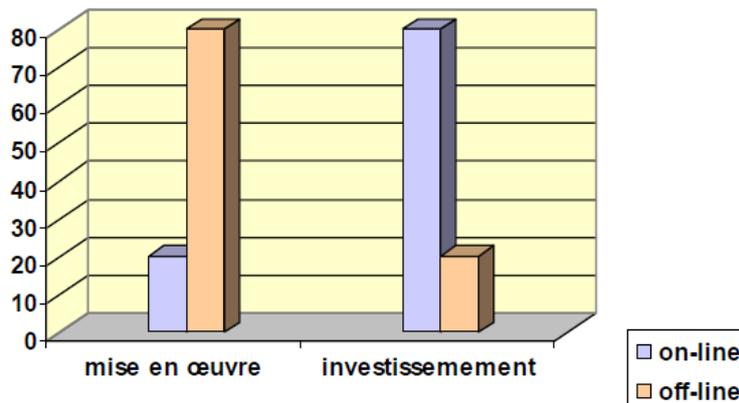


Figure IV-14: Investissement et mise en œuvre des deux types de suivi. [27]

IV-6-2- Diagnostic

Le diagnostic, est un outil particulièrement utile dans le cadre de la mise en place d'un concept de maintenance prévisionnelle. La démarche du diagnostic repose sur l'analyse systématique du signal vibratoire, tant sa forme spectrale que temporelle, pour l'identification de la nature des défauts à un stade précoce. Dans la pratique, la présence des défauts aux fréquences caractéristiques n'est pas toujours facile à déceler. Pour les mettre en évidence, on fait appel à des techniques d'investigation généralement plus poussées que le simple suivi d'indicateurs scalaires, commandées par la complexité et la précision du diagnostic demandé en fonction des enjeux économiques liés à la panne redoutée.

Les techniques utilisées sont principalement : [17].

- Le suivi du niveau vibratoire (niveaux globaux) ;
- L'analyse des spectres vibratoires sur des plages de fréquences plus au moins étroites ;
- L'amélioration de la résolution ou l'utilisation d'un zoom ;
- La détection d'enveloppe (démodulation d'amplitude centrée sur une résonance) ;
- L'examen des harmoniques et sous-harmoniques éventuelles ;
- L'étude des bandes latérales de modulations centrées sur une fréquence caractéristique
- L'examen et le suivi des valeurs cepstrales ;

IV-6-2-1- Principaux outils de diagnostic

IV-6-2-1-1- Analyse temporelle :

Les capteurs tels que les accéléromètres, délivrent un signal composé de N points de mesure à intervalle de temps régulier. La première observation possible d'un signal est donc sa représentation temporelle qui peut être aisément, employé lorsque, le signal est simple (vibration de type sinusoïdal du balourd d'un rotor par exemple), mais devient inexploitable dans le cas de sollicitations multiples et de faible influence de défauts.

Un autre intérêt de l'analyse temporelle, est qu'elle permet de connaître les variations des amplitudes instantanées des fonctions de modulations et surtout le nombre de ces variations par tour d'arbre puisque les fonctions de modulation sont beaucoup plus "lisible" par rapport à l'analyse spectral. Il est ainsi facile par exemple de connaître le nombre de dents écaillées d'un engrenage et de les positionner l'une par rapport à l'autre. Plusieurs indicateurs globaux ont été définis à partir de l'analyse temporelle afin de caractériser la forme de celle-ci, mais une telle démarche ne permet pas de détecter de manière fiable un défaut, ni d'identifier son origine. Les domaines: spectral, cepstre, ou de l'enveloppe sont en général plus adaptés au diagnostic. [19]

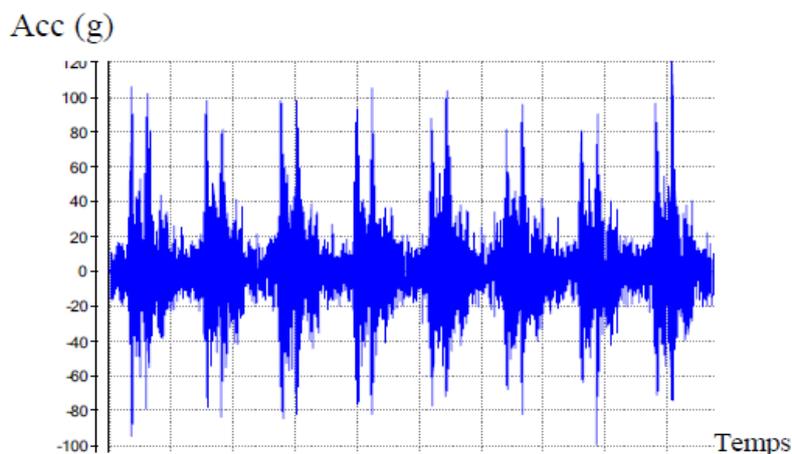


Figure IV-15: signal temporel de mesure d'accélération au palier en présence de défauts multiples.

IV-6-2-1-2- Analyse fréquentielle:

Le signal mesuré est considéré comme une combinaison des réponses des composantes constituant le système. La plus part des fréquences caractéristiques sont proportionnelles à la fréquence de rotation des arbres. Un signal quelconque $S(t)$ peut être décomposé en signaux sinusoïdaux élémentaires.

L'analyse spectrale consiste à identifier la fréquence et l'amplitude de ces sinus, et elle est obtenue à partir d'une transformée de Fourier du signal temporel. On obtient un spectre sous forme d'un graphique montrant l'amplitude à chaque fréquence appelée spectrogramme.

L'interprétation des spectres consiste à trouver l'origine cinématique des composantes ou familles de composantes les plus énergétiques. La lecture d'un spectre nécessite donc le maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement du système : type de roulement, vitesse de rotation, nombre de dents des engrenages. [19]

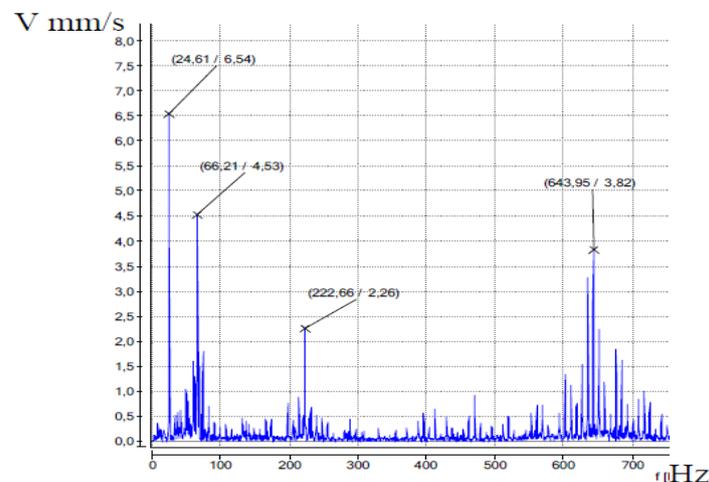


Figure IV-16: Spectre caractéristique des signaux de vitesse aux paliers

Les familles de composantes émergent sous l'influence de défauts peuvent se présenter tant sous forme de peignes de raies que sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique (fréquence d'engrènement, fréquence de rotation...). On utilise alors l'outil cepstre, adapté à la mise en évidence des défauts induisant des chocs périodiques ou une modulation en amplitude [19].

IV-6-2-1-3- Analyse cepstrale

Le cepstre est une fonction du traitement du signal qui consiste à partir du domaine temporel, à passer dans le domaine des fréquences, et à revenir dans le domaine temporel. **Par définition, le cepstre est la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre de puissance, et il a pour effet déconvoluer la réponse impulsionnelle (de la structure à examiner) des forces d'excitation.** Le cepstre peut être utilisé avec succès pour la surveillance de l'apparition et de l'évolution d'un certain nombre de défauts induisant :

- des chocs périodiques (desserrages, jeux, écaillages de roulements, défauts de dentures...)

- une modulation en amplitude ou en fréquence de composantes cinématiques (fréquence de rotation, d'engrènement, d'accouplement, de passage d'ailettes, d'encoches...) **traduisant l'existence d'excentricité ou de fluctuation périodiques de couple ou de vitesse de rotation instantanée** (jeux d'accouplement, usure de clavette, écaillage de denture, rupture de barres de cage de moteur...) [19].

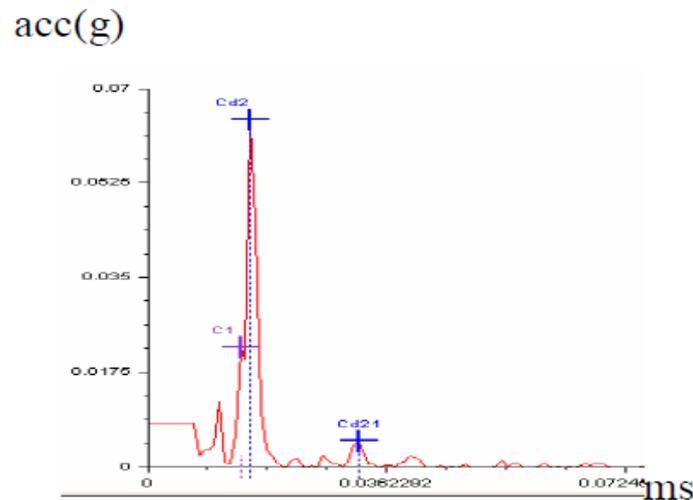


Figure IV-17: Cepstre de signal d'accélération à un palier avec défaut de roulement.

Le cepstre est donc une technique précieuse de traitement du signal, qui permet la détection précoce de l'apparition et de l'évolution de défaut, mais elle est paradoxalement encore méconnue des mécaniciens malgré son excellente adaptation au traitement des signaux vibratoires induits par les machines. Il constitue une aide efficace à l'interprétation des spectres, en permettant une identification rapide de structures périodiques spectrales souvent complexes. Cet outil puissant, est désormais utilisé dans les systèmes experts industriels. Il nécessite cependant les compétences de spécialistes, pour le choix du nombre de points de l'échantillon et ainsi que le facteur de ré-échantillonnage, afin d'avoir une amplitude significative des pics à surveiller.[16]

IV-6-2-1-4- Détection d'enveloppe

La détection d'enveloppe est un traitement qui permet l'étude des phénomènes de modulation. Elle permet la mise en évidence de la fréquence modulante, et de déterminer de manière fiable et rapide les fréquences de répétition des chocs souvent noyées dans un spectre de raies plus énergétiques.

Son principe consiste à filtrer en passe-bande le signal temporel, et à réaliser ensuite la transformée de Fourier de l'enveloppe du signal obtenu. Cette méthode est intéressante pour réaliser un diagnostic à un stade précoce, car elle permet de s'affranchir des signaux parasites basse fréquence émis par d'autres défauts de la machine (balourd, désalignement, etc.), et de ne garder que les signaux émis par les défauts à haute fréquence, notamment lorsque le défaut recherché excite un mode de résonance de la structure ce qui est fréquemment le cas en mécanique ou beaucoup de défaut engendrent des forces impulsionnelles qui excite des modes de résonance de la structure bien avant de se manifester à leur propre fréquence cinématique.

En analyse vibratoire, elle est préconisée pour le diagnostic de défauts de roulements à un stade précoce, ainsi que pour l'étude des phénomènes de modulation mécaniques (engrènement) ou électriques (moteurs asynchrones). [19].

IV-7- Système de mesurage

La surveillance repose sur la mesure et l'analyse permanente ou périodique de données fournies par les machines en fonctionnement. Pour cela, on disposera d'un système de mesurage et d'analyse des vibrations qui sera constitué d'un ou plusieurs capteurs, d'un circuit de conditionnement et d'un circuit de traitement de signaux.

IV-7-1- Capteurs : [20]

Un capteur est un transducteur qui convertit une grandeur physique (déplacement, vitesse, accélération) en un signal électrique que l'on peut exploiter (charge "Q", tension "V")

Pour mesurer les vibrations induites par les machines, on utilise trois sortes de capteur :

- Accéléromètres (capteurs de d'accélération),
- Vélocimètres (capteurs de vitesse),
- Proximètres (capteurs de déplacement).

Le choix d'un capteur se fait par la considération de ses caractéristiques en relation avec le type de défaut faisant l'objet d'investigation. Ces caractéristiques essentiellement sont :

- sa **plage d'utilisation** (bande passante). C'est la plage de linéarité de la réponse du capteur. C'est la plage de fréquence à l'intérieur de laquelle l'amplitude mesurée par le capteur ne dépasse pas une marge d'erreur fixée par le constructeur (par exemple, amplitude estimée à $\pm 10\%$).

- sa **gamme de mesure des amplitudes**. Ce sont les amplitudes maximales et minimales que peut mesurer le capteur à l'intérieur de sa plage d'utilisation.

- sa **sensibilité**. C'est la relation entre la grandeur électrique délivrée à la sortie du capteur et l'amplitude du mouvement mécanique. La sensibilité est une donnée fournie par le constructeur sous forme d'une courbe d'étalonnage, qui doit être vérifiée périodiquement (un proximètre ayant une sensibilité de 8 mV/ μm , une tension de 800 mV, représente un déplacement de 100 μm).

- sa **tenue à la température**. Selon les matériaux constituant le capteur, la température peut altérer sa précision et peut même l'endommager si nous dépassons les limites fixées par le constructeur.

- ses **grandeurs d'influences**. Le capteur n'est pas seulement soumis à la grandeur physique que l'on veut mesurer, mais aussi à d'autres grandeurs physiques qui

parasitent le signal de sortie (les vibrations transversales, les champs électromagnétiques, ...).

Un capteur sismique est modélisé dans la figure IV-18. Il mesure l'accélération ou la vitesse absolue subie par son boîtier.

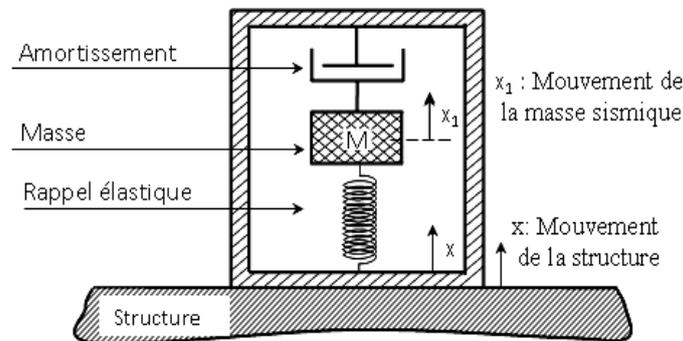


Figure IV-18: Schéma de principe pour un capteur sismique.

En distingue trois types de ces capteurs : accéléromètres PZE, accéléromètres PZR et vélocimètres.

IV-7-1-1- Accéléromètre piézo-électrique (PZE) :

C'est un capteur d'accélération. Ce dernier est composé d'un élément piézo-électrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte (Figure IV-19)

Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur l'élément piézo-électrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.

En général, on utilise **le quartz synthétique** comme matériau piézo-électrique. On peut signaler que la piézo-électricité peut être très sensible à la température et elle disparaît au-delà d'une certaine température (température de CURIE, 570 pour le quartz). Ce capteur doit être relié à un préamplificateur convertisseur de charge en tension qui délivre une tension proportionnelle à la charge d'entrée, donc, proportionnelle à l'accélération subie par l'accéléromètre.

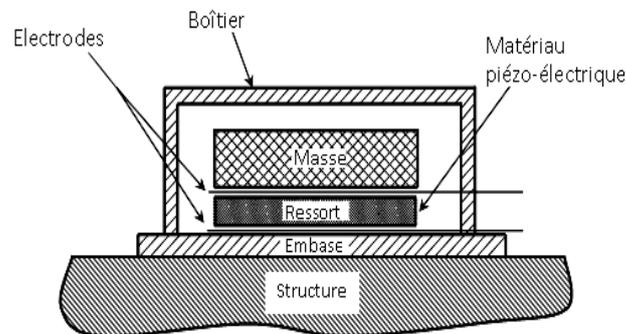


Figure IV-19 : Schéma de principe d'un accéléromètre piézo-électrique.

IV-7-1-2- Vélocimètre :

C'est un capteur de vitesse absolue de l'organe où sera fixé sa base (Figure IV-20) La masse sismique, solidaire d'une bobine, est reliée au boîtier par un ressort et se déplace dans un champ magnétique créé par un barreau aimanté. Le mouvement de la bobine, causé par les vibrations du palier où est fixé le capteur, génère une tension électrique proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine.

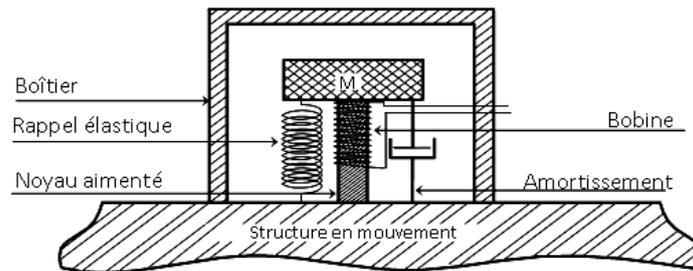


Figure IV-20 : Schéma de principe d'un capteur sismique de vitesse.

IV-7-1-3- Accéléromètre piézo-résistif (PZR) :

La masse sismique est solidaire d'une lame de rappel élastique équipée de deux (02) ou quatre (04) jauges piézo-résistives montées sur un pont de WHEATSTONE (figure IV-21).

La résistance électrique des jauges varie linéairement avec leurs déformations. Le courant qui les parcourt varie proportionnellement à leurs déformations (déformation de la lame) donc à l'accélération.

$$\text{D'ailleurs : } \varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{1}{K} \frac{\Delta R}{R}$$

Avec :

- K : facteur de jauge,
- L : longueur de la jauge,
- R : résistance de la jauge,

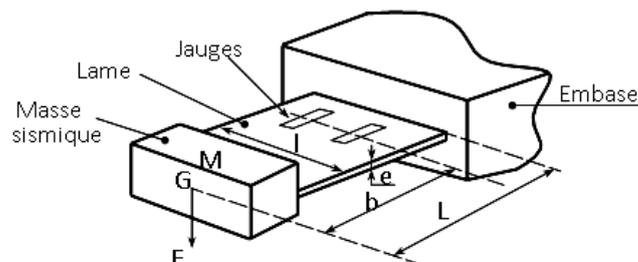


Figure IV-21 : Schéma de principe d'un accéléromètre piézo-résistif.

	domaine des élongations	domaine des fréquences	domaine des températures
Accéléromètre PZE	de 10^{-4} g à 10 g	de 2 Hz à 30 000 Hz	De -200°C à 780°C
Accéléromètre PZR	PZR : de 0 à 200 g	de 0 Hz à 2 000 Hz	de -20°C à 80°C
Vélocimètre	de 0.1 mm/s à 150 mm/s (de 1 Hz à 50 Hz) de 0.1 mm/s à 200 mm/s (de 50 Hz à 400 Hz)	de 12 Hz à 1 000 Hz	de -40°C à 120°C

Tableau IV-2 : Caractéristiques des capteurs : PZE, PZR et vélocimètre

Remarque :

Les capteurs PZE et vélocimètre peuvent être utilisés pour la détermination des trajectoires des structures non rotatives.

La figure IV-22 définit la disposition des capteurs, pour la détermination de l'amplitude maximale de la trajectoire par le descripteur $S_{\max} = \sqrt{Y^2 + Z^2}$

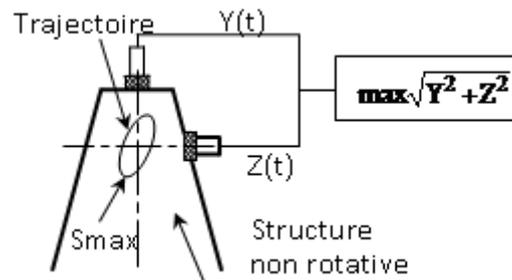


Figure IV-22: Deux systèmes de mesurage des vibrations absolues d'une structure non rotative par des capteurs sismiques.

IV-7-1-4- Proximètre

Le proximètre, ou sonde de proximité, est un capteur de déplacement sans contact qui produit un signal électrique directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor. Il est monté en permanence à l'intérieur du palier (figure IV-23). Les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence. Ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz).

Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications où la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avère essentielle. C'est pourquoi l'on retrouve des capteurs de déplacement installés sur la plupart des turbines hydroélectriques et des turbomachines. À partir des connaissances des jeux radiaux réels d'un palier ou des jeux axiaux rotor-stator, il est beaucoup plus facile de

déterminer des seuils d'alerte et de danger en terme de déplacement qu'en terme de vitesse ou d'accélération.

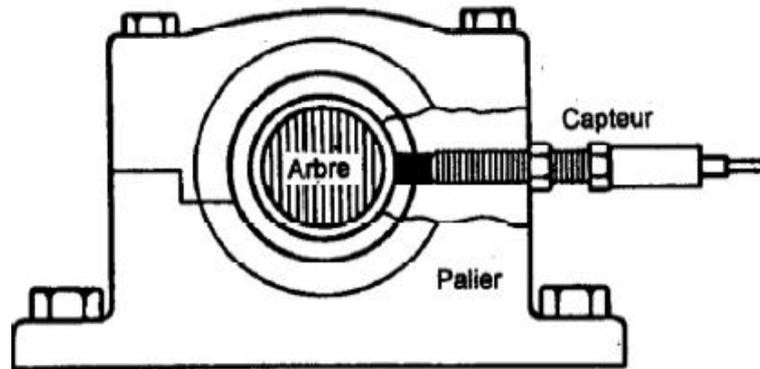


Figure IV-23 : proximètre monte sur un palier

IV-7-2 - Mode de fixation des capteurs [29]

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.

Pour une fixation convenable, les embases des accéléromètres sont munies de 3 à 4 trous, le serrage des vis de fixation doit se faire selon les recommandations du constructeur. Il est donc nécessaire d'apporter une grande attention au problème de la fixation des capteurs sur la machine à surveiller pour que les mesures soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieure à la fréquence de résonance du capteur.

Mode de fixation	Fréquence de résonance
Goujon	35 000 Hz
Aimant	7 000 à 10 000 Hz
Pointe de touche	2 000 Hz

Tableau IV-3 : Représente la variation de la fréquence de résonance d'un même accéléromètre selon son mode de fixation sur la machine surveillée.

• Câbles de liaison

En ce qui concerne les câbles de liaison, ils doivent être fixés sur la structure selon les indications du constructeur pour éviter les déformations qui peuvent induire des bruits.

IV-7-3- Utilisation

L'utilisation des proximètres est réservée aux machines à paliers fluides pour lesquelles la mesure du mouvement relatif de l'arbre dans son palier et la détermination de la position de l'axe de rotation de l'arbre par rapport à l'axe du palier. Les proximètres permettent aussi la connaissance des jeux radiaux d'un palier ou des jeux axiaux rotor- stator. C'est un capteur très utilisé, mais il ne permet pas de détecter l'apparition de défauts à un stade précoce dans ces machines, il assure surtout la sécurité de ces dernières.

En ce qui concerne les vélocimètres, leur utilisation a été très fréquente jusqu'à l'apparition des accéléromètres piézo-électriques qui possèdent les avantages suivants (figure IV- 24) :

- Utilisation dans de larges bandes de fréquences,
- Excellente linéarité sur une vaste gamme dynamique,
- Possibilité d'intégrer le signal d'accélération pour donner l'information en mode vitesse ou en mode déplacement,
- Fiables et moins encombrants.

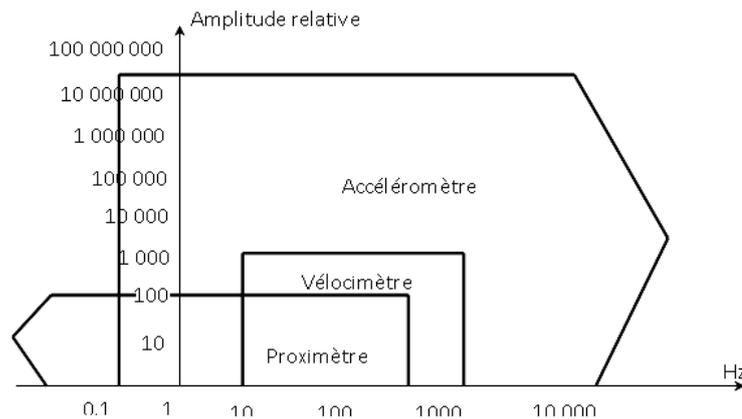


Figure IV-24: Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des amplitudes des principaux types de capteurs.

IV-7-4- Choix de l'emplacement des points de mesure :

La vibration étant le résultat d'un effort, il est donc évident de mesurer dans la direction de celui-ci. Dans le cas des machines tournantes, les principales mesures seront effectuées le plus souvent au droit des paliers, qui sont les parties fixes en relation avec les efforts appliqués à la partie mobile.

Ces efforts sont de deux types :

- **Efforts tournants** : Ce sont les efforts liés à la rotation de l'arbre et dont les amplitudes seront plus grandes dans le cas d'une mesure effectuée dans un plan radial.

- **Efforts directionnels** : Ce sont les efforts liés à une contrainte de l'arbre, par exemple le contact d'un engrenage conique (effort directionnel axial).

Les efforts générés par les machines tournantes, sont un mélange d'efforts tournants et directionnels. De plus, comme nous ne pouvons pas connaître la nature des défauts qui seraient venus à affecter la machine, l'emplacement des capteurs doit satisfaire certaines règles générales :

- Pour chaque ligne d'arbre, les emplacements choisis pour placer les capteurs doivent permettre :

- Une mesure radiale horizontale
 - Une mesure radiale verticale
 - Une mesure axiale.
- } Sur chaque palier de l'arbre

- Ils doivent être placés le plus près possible des paliers, en limitant au maximum le nombre de pièces séparant le capteur à l'élément mobile.

- La surface de contact capteur-structure doit être lisse, plane et perpendiculaire à la direction de mesure. Les déviations directionnelles sont responsables de beaucoup de résultats erronés.

- Les mesures radiales horizontales sont, si possible effectuées du côté de l'effort maximal imprimé à l'arbre, c'est-à-dire du côté de la zone de charge du palier. Par exemple dans le cas d'un réducteur, l'effort sera donné par le contact d'engrènement.

- Les mesures sont effectuées toujours au même endroit sur la machine.

- L'utilisateur doit s'assurer de la compatibilité des conditions de mesure avec le matériel de mesure employé (notamment les conditions de températures et l'environnement électromagnétique à l'emplacement du capteur).

Les figures **IV-25** et **IV-26** montrent quelques exemples de l'emplacement des capteurs. Dans ces deux figures, nous constatons que les capteurs sont placés sur les organes en relation directe avec les paliers.

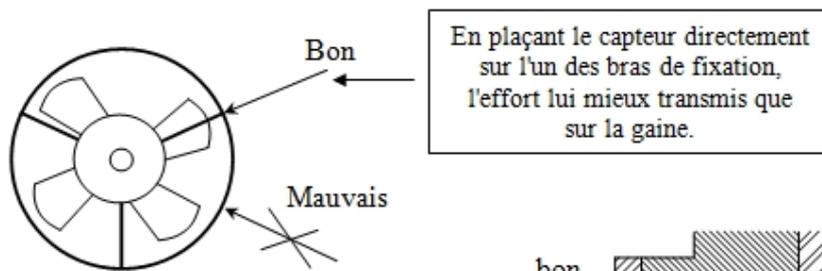


Figure IV-25: Emplacement de capteurs sur un palier inaccessible directement

La vibration sera très atténuée du fait qu'il n'y a pas un grand contact direct entre l'élément mobile et l'endroit où il est placé le capteur.

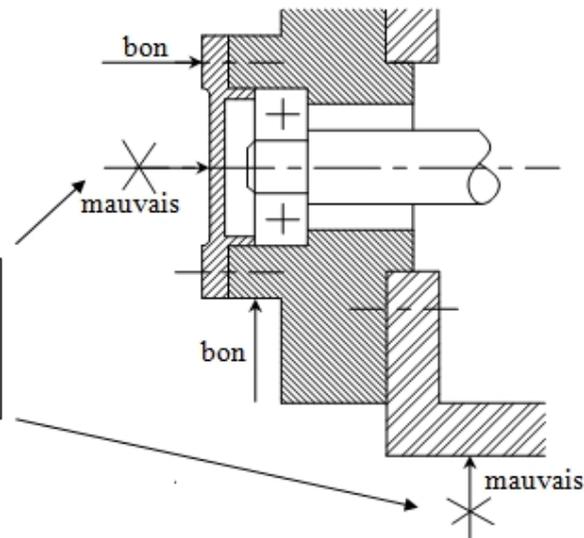


Figure IV-26 : Choix de l'emplacement des capteurs.

IV-7-5 - Circuit de conditionnement [29]

Après l'obtention du signal délivré par le capteur (tension électrique, charge électrique), il doit être **amplifié** pour le rendre exploitable et transportable ; c'est le rôle du préamplificateur.

L'intégration du signal est une opération qui permet de transformer si nécessaire les accélérations mesurées avec un accéléromètre, en déplacements ou vitesses, ou encore les vitesses mesurées avec un vélocimètre, en déplacements.

La limitation de la plage de fréquences du signal, réalisée par les filtres passe-haut ou passe-bas, permet de **réduire l'influence de composantes hautes ou basses fréquences** jugées indésirables et de concentrer l'étude sur une plage de fréquences définie.

Après toutes ces opérations, l'amplification de nouveau du signal est nécessaire pour le transmettre soit :

- à un appareil de détection et d'affichage en mode global,
- à un convertisseur analogique/numérique pour un traitement numérique des données,

- à un analyseur de spectre
- à une unité de stockage pour un traitement différé des signaux.

En résumé, un conditionneur est composé d'un préamplificateur, d'intégrateurs, de filtres et d'un amplificateur.

IV-7-6- Appareils d'analyses et de visualisation [29]

IV-7-6-1- Analyseurs de spectres

Les analyseurs de spectres sont des outils dédiés au diagnostic et à la détection de défauts à un stade précoce.

Ces analyseurs possèdent une bande passante très importante pour observer les principaux défauts sur la majorité des machines tournantes sur sites industriels. Leurs gammes dynamiques élevées associées à une représentation en décibels s'avèrent des opérations primordiales dans la formulation d'un diagnostic, d'autres parts, il permet d'analyser les données en temps réel.

Ces analyseurs possèdent une bande passante très importante pour observer les principaux défauts sur la majorité des machines tournantes sur sites industriels. Leurs gammes dynamiques élevées associées à une représentation en décibels s'avèrent des opérations primordiales dans la formulation d'un diagnostic, d'autres parts, il permet d'analyser les données en temps réel. En plus, il permet d'effectuer les fonctionnalités suivantes :

- le zoom,
- le cepstre,
- la démodulation d'amplitude,
- la démodulation fréquence/phase.

IV-7-6-2- Appareils pour le suivi en mode global des indicateurs

Ces appareils mesurent l'amplitude crête ou efficace du signal et donnent une indication plus ou moins précise de l'état vibratoire de l'élément surveillé.

IV-7-6-3- Collecteurs de données informatisées

Ces appareils sont destinés à collecter les données telles quelles ont été programmées (paramètres de surveillance, plage de fréquence, résolution) mais il ne permet pas d'effectuer un diagnostic.

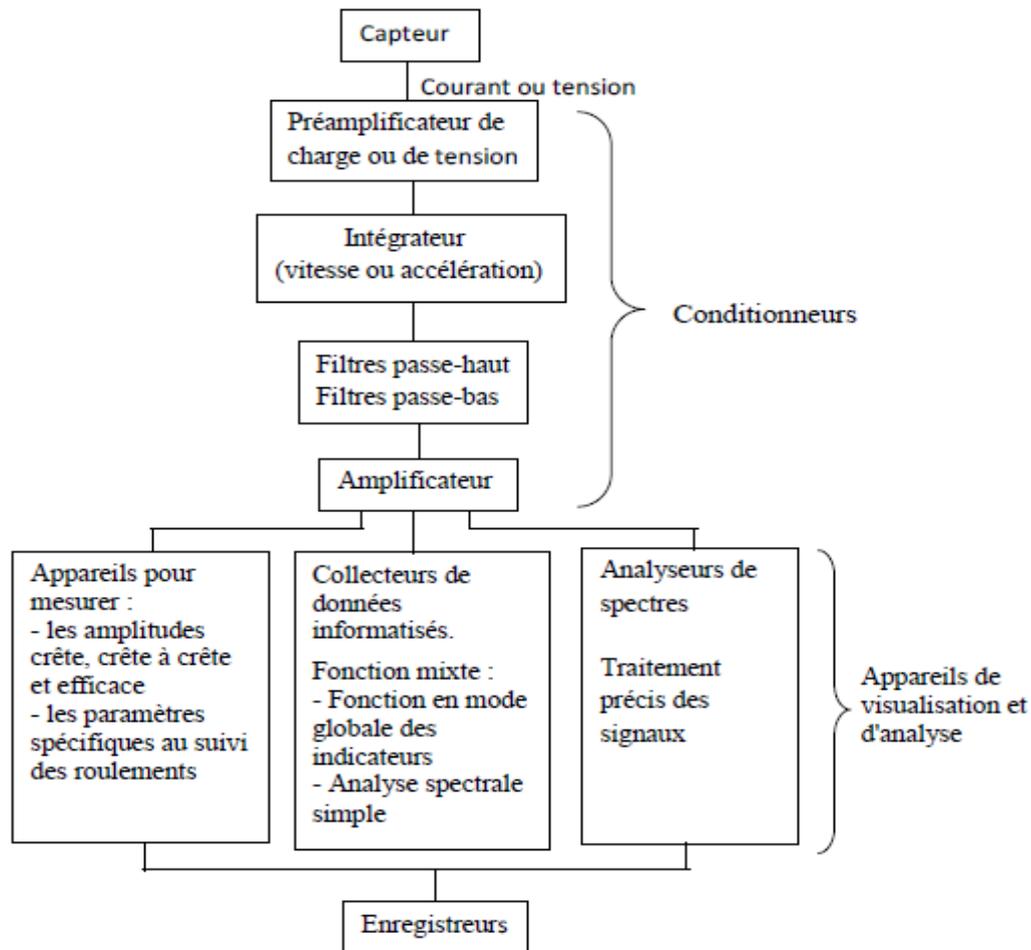


Figure IV-27 : Chaîne de mesure type (le capteur est un accéléromètre).

IV-8- Images vibratoires des défauts des lignes d'arbres

Les machines tournantes sont des systèmes constitués principalement d'un rotor, une structure et des liaisons. Le rotor est l'ensemble de tous les éléments tournant autour d'une ligne moyenne de rotation. La structure se compose du stator, du massif, du radier et des paliers (Figure IV-28). Les liaisons relient le stator au rotor et assurent son guidage. Elles sont classées dans trois catégories :

- Liaisons fluides.
- Liaisons à roulements.
- Liaisons magnétiques.

En effet le dépistage des anomalies et des défauts à un stade avancé, le suivi de leur évolution et le diagnostic de l'état de ces machines nécessite la connaissance des images vibratoires associées à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée. La connaissance de ces images vibratoires et de la cinématique de la machine permet de définir les indicateurs de suivi, les techniques de traitement de signal et enfin de formuler un diagnostic de l'état de la machine. On présentera dans ce qui suit les différents défauts que peut encourir les lignes d'arbres d'une machine tournante.

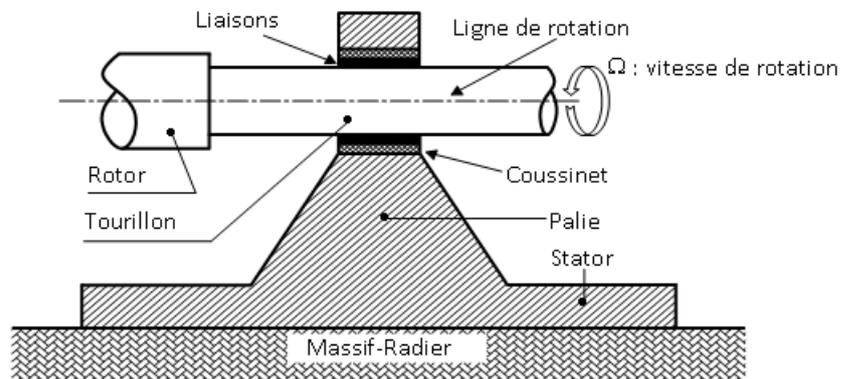


Figure IV-28 : Eléments d'une machine tournante.

IV-8-1- Déséquilibre : Défaut de Balourd [21]. [22]

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. En réalité, l'axe des centres de gravité a plutôt la forme d'un serpent enroulé autour de l'axe de rotation (Figure IV-29).

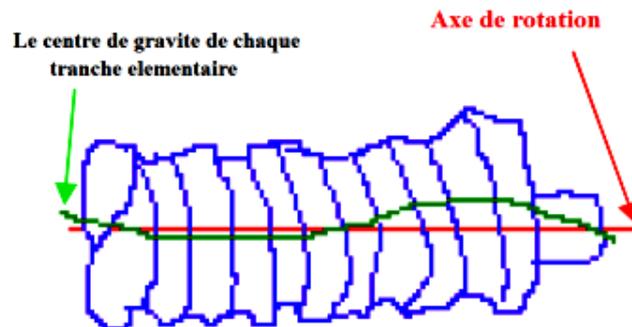


Figure IV-29 : Tolérances d'usinage sur un rotor.

De cette non concentricité, résulte l'application de forces centrifuges proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation $F = Mr \omega^2$ qui déforment le rotor. On dit que le rotor présente un balourd. Ce balourd est la principale cause des problèmes de vibrations. Il provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage. (Figure IV-30) illustre un cas simple de balourd dans un rotor.

Le balourd initial est généralement réparti de manière continue et quelconque sur le rotor.

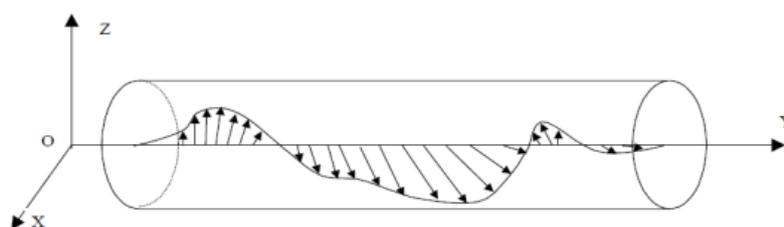


Figure IV-30 : Répartition du balourd sur le rotor.

Pour modéliser simplement ce balourd, il est décomposé en masses concentrées situées dans différents plans (Figure IV-31). Ces masses sont supposées avoir le même effet que le balourd continu sur le comportement dynamique du rotor.

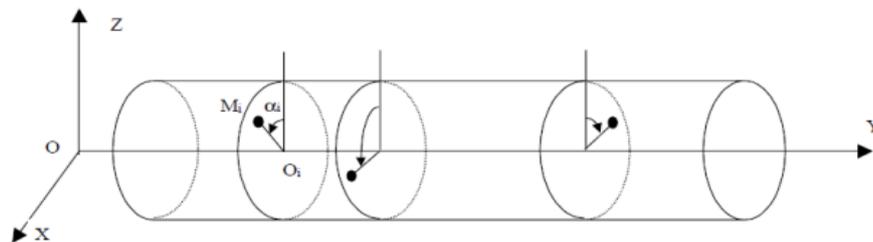


Figure IV-31 : Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor

A l'arrêt, la position M_i de chaque masse m_i est définie par :

- Son abscisse sur l'axe Y_i ,
- La distance $r_i = O_i M_i$, O_i étant le centre de la section de l'arbre,
- L'angle α_i que fait la position de la masse par rapport au repère tournant de référence.

IV-8-1-1- Balourds statique et dynamique

Considérons un rotor bien équilibré. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse (M), (Figure IV-32). Le rotor présentant un balourd va osciller jusqu'à se placer en "position lourde" vers le bas. Ce déséquilibre agit aussi s'il n'y a pas de rotation; on l'appelle alors "balourd statique". Les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge du au déséquilibre. Il n'y aura donc aucun déphasage entre les mesures prises au même point sur les deux paliers.

Reprenons le cas précédent en remplaçant la masse (M) par deux masses identiques mais décalées de 180° et placées à chaque extrémité du rotor. Ce déséquilibre agit aussi pendant la rotation; on l'appelle alors " balourd dynamique ". Les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage (voisin de 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dynamique (Figure IV-33). [20]

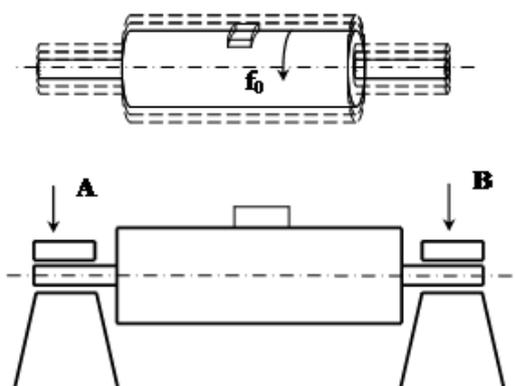


Figure IV-32: Balourd statique.

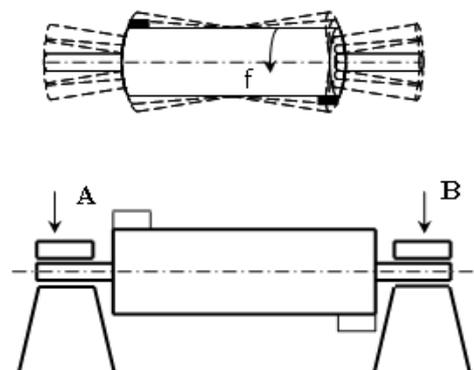


Figure IV-33: Balourd dynamique.

IV-8-1-2- Image vibratoire du balourd [2]

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation F_r . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de F_r . La bande de mesure est conçue de façon à prendre en compte de légères variations autour de la vitesse de rotation affichée par le constructeur. (La Figure IV-34) représente un spectre mesuré sur un moteur tournant à 1502 tr/mn soit 25,03 Hz. On remarque bien le pic à 25,03 Hz qui correspond à un balourd.

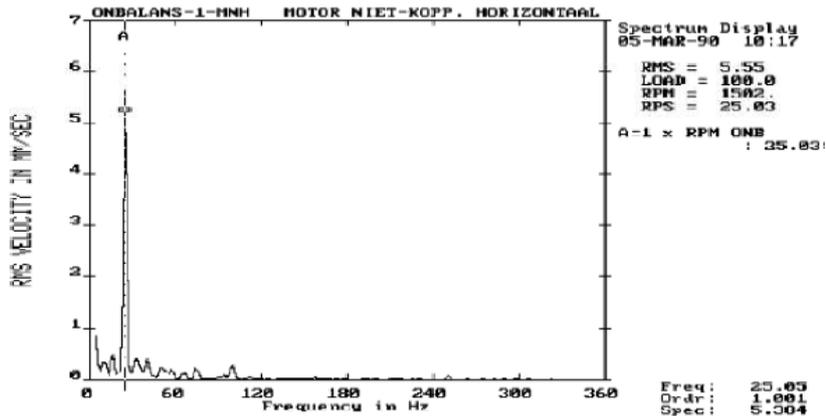


Figure IV-34 : Spectre réel d'un moteur tournant a 1502 tr/mn (25,03 Hz) traduisant la présence d'un balourd. [2]

IV-8-2- Défaut de desserrage d'un palier

Ils existent plusieurs défauts, autres que le balourd, qui s'expriment par une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation et l'analyse des phases permet de les différencier :

- Défaut provenant d'un effort rotatif (balourd).
- Défaut provenant d'une contrainte directionnelle (non tournante) comme l'effort induit par **un desserrage d'un palier**.

Car l'image vibratoire induite par un desserrage est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation.

En effet, pour deux (02) points de mesure radiaux (situés à 90° sur le même palier), le déphasage entre les composantes de fréquence égale à la fréquence de rotation est :

- Proche de 90°, dans le cas d'un effort rotatif (balourd).
- Proche de 0°, dans le cas d'un effort non rotatif.

De plus, le défaut de desserrage de palier va induire des vibrations de type choc, donc son spectre sera composé de nombreuses composantes harmoniques de la fréquence de rotation.

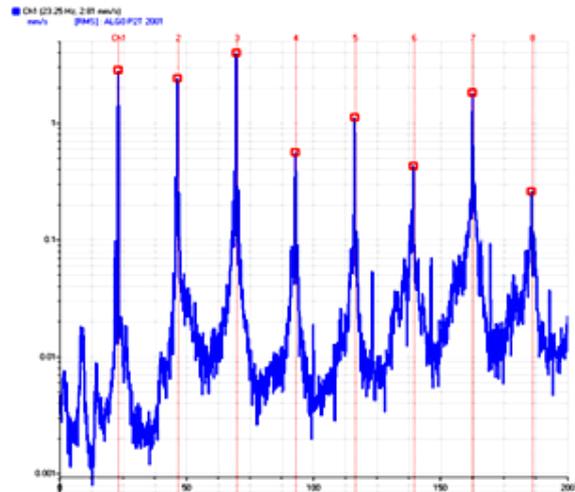


Figure IV-35 : L'image vibratoire d'un desserrage de palier.

De plus, le défaut de desserrage de palier va induire des vibrations de type choc, Il peut souvent être détecté en mode global par le facteur de crête, le Kurtosis ou par d'autres indicateurs de défauts de type choc

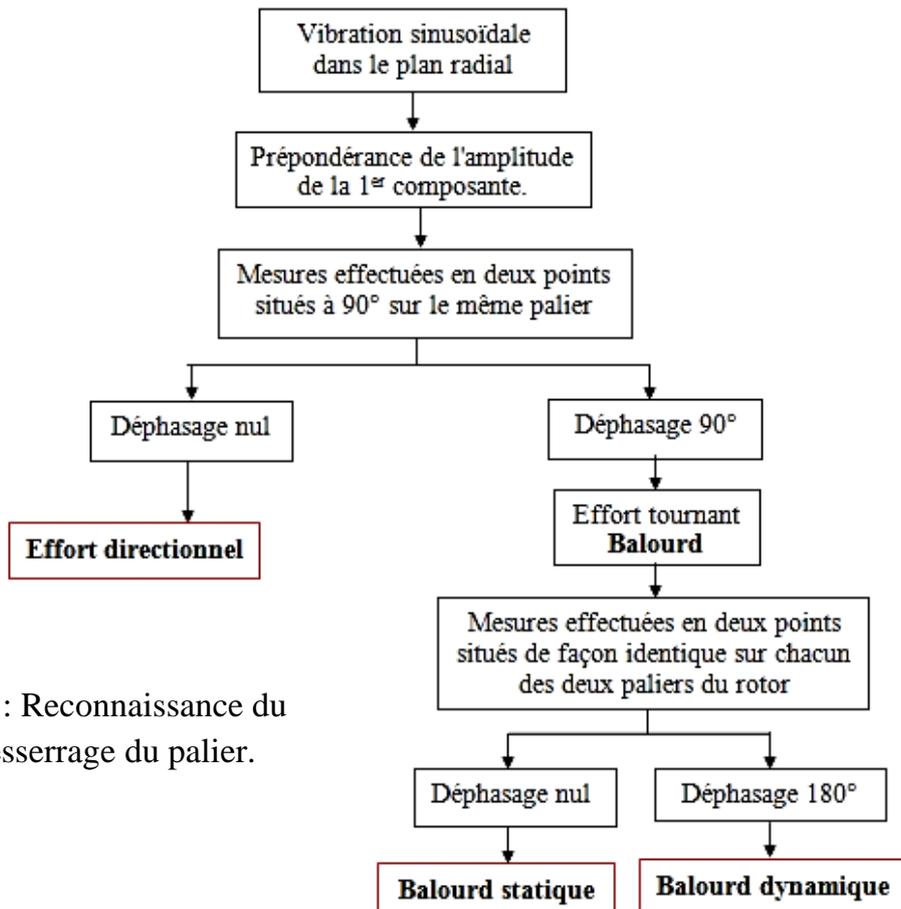


Figure IV-36 : Reconnaissance du balourd et desserrage du palier.

IV-8-3- Défaut d'alignement [23]

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe.

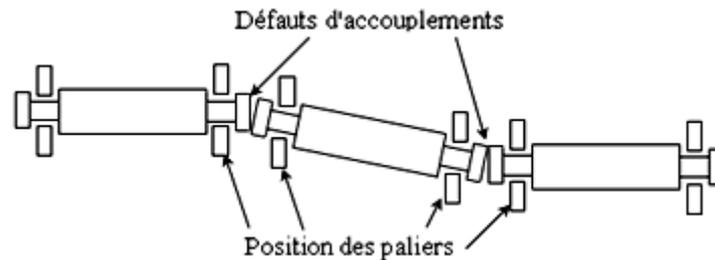


Figure IV-37 : Déformation de la ligne d'arbre ; relation entre position des paliers et défauts d'accouplement

Un défaut d'alignement peut être constaté entre :

- Deux rotors d'une machine : Les deux axes des arbres des deux rotors possèdent soit un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement soit un désalignement radial (Figure IV-38)

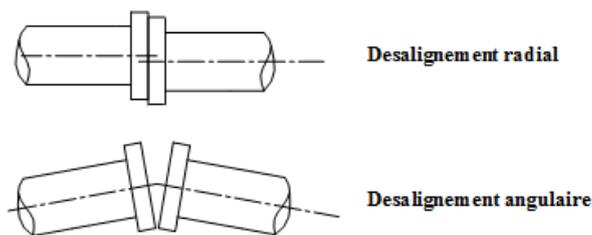


Figure IV-38 : Un désalignement radial et angulaire.

IV-8-3-1- Désalignement radial

Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante à, généralement, 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparaît une vibration dans la direction **radiale** de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d'ordre 3, voire exceptionnellement d'ordre 4), avec des **amplitudes supérieures** aux composantes d'ordre 1 (Figure IV-39). [22]

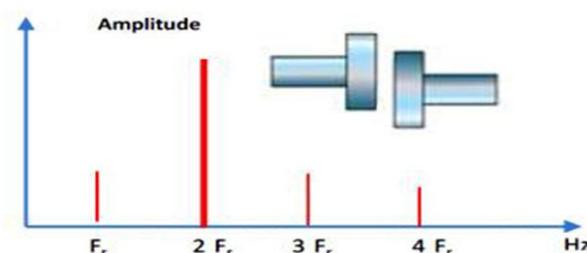


Figure IV-39 : Image vibratoire théorique d'un défaut d'alignement radial.

IV-8-3-2- Désalignement angulaire

Il apparaît une vibration **axiale** de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales correspondantes (Figure IV-40).[22]

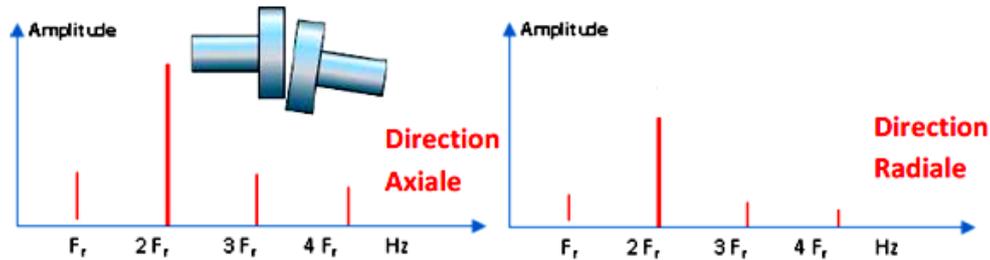


Figure IV-40 : Images vibratoires théorique d'un défaut d'alignement angulaire.

IV-8-3-3- Désalignement des paliers [22]

Les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques (Figure IV-41). Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. La manifestation spectrale de ce type de désalignement est identique à celle du désalignement angulaire.

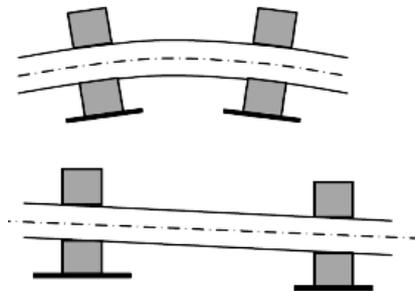


Figure IV-41 : Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre.

Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts. Il est donc généralement nécessaire d'établir la liste de tous les défauts correspondant à chaque image vibratoire pour en suite entreprendre des analyses complémentaires et rechercher d'autres symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable.

Même s'il existe des tableaux résumés (tableau V-1), on se retrouve souvent, en pratique, confronté à beaucoup de cas où on est devant beaucoup d'hésitations pour faire le bon diagnostic.

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	$0.42 \text{ à } 0.48 \times f_{\text{rot}}$	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamiques à grande vitesse.
Balourd	$1 \times f_{\text{rot}}$	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux mesures orthogonales.
Défaut de fixation	$1,2,3,4 \times f_{\text{rot}}$	Radiale	Aucun déphasage sur deux mesures orthogonales.
Défaut d'alignement	$2 \times f_{\text{rot}}$	Axiale et radiale	Vibration axiale et généralement plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire.
Courroie en mauvais état	$1,2,3,4 \times f_p$	Radiale	
Engrenage endommagé.	Fréquence d'engrènement : $f_e = Z \times f_{\text{rot, arbre}}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement. Aide possible par analyse du "cepstre".
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm f_{\text{rot, pignon}}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond.
Détérioration des roulements	Hautes fréquences	Axiale et radiale	Ondes de chocs dues aux écaillages. Aide possible par "détection d'enveloppe".

Tableau IV-1 : Reconnaissance des principales anomalies. [20]

- f_p = fréquence de passage de la courroie.
- Z = nombre de dents de l'engrenage.
- f_e = fréquence d'engrènement ; notée aussi f_{eng} .
- f_{rot} = fréquence de rotation

IV-9- Conclusion

Maintenir un système de production n'est pas une tâche facile. Ceci exige, entre autres, des ressources humaines compétentes, des outils, et du matériel adapté aux équipements ainsi qu'aux installations à maintenir. Pour assurer une maintenance conditionnelle efficace, plusieurs outils peuvent être utilisés : l'analyse d'huile, thermographie. Cependant, l'analyse vibratoire qui a fait ses preuves est la plus connue et la plus largement utilisée. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire.

En plaçant des accéléromètres aux endroits où se transmettent ces efforts (c'est-à-dire sur les paliers des machines), on peut alors suivre l'état de santé de l'équipement. La méthode présente trois gros avantages : les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce, et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine.

CHAPITRE V :
TRAITEMENT DU
SIGNAL

V-1-Introduction

Le traitement du signal est une discipline indispensable de nos jours. Il a pour objet l'élaboration ou l'interprétation des signaux porteurs d'informations. Son but est donc de réussir à extraire un maximum d'information utile sur un **signal** perturbé par du **bruit** en s'appuyant sur les ressources de l'électronique et de l'informatique.

V-2- Définitions

- Signal

Un signal est la représentation physique de l'information, qu'il convoie de sa source à son destinataire. La description mathématique des signaux est l'objectif de la théorie du signal. Elle offre les moyens d'analyser, de concevoir et de caractériser des systèmes de traitement de l'information.

- Bruit

Un bruit correspond à tout phénomène perturbateur gênant la transmission ou l'interprétation d'un signal.

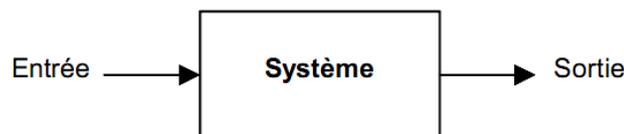
- Rapport signal sur bruit

Le rapport signal sur bruit mesure la quantité de bruit contenue dans le signal. Il s'exprime par le rapport des puissances du signal (PS) et du bruit (PN). Il est souvent donné en décibels (dB).

$$\frac{S}{N} = 10 \log \frac{P_s}{P_n} \dots\dots\dots (V-1)$$

- Système

Un système est un dispositif représenté par un modèle mathématique de type Entrée/Sortie qui apporte une déformation au signal (Ex: modulateur, filtre, etc...).



V-3-Le calcul du spectre

Un spectre peut être obtenu de deux façons :

1. *Pour mémoire* : Analogiquement, par l'utilisation d'un filtre « accordable », à largeur de bande, soit constante, soit proportionnelle à la valeur de la fréquence centrale retenue. L'image spectrale est obtenue en accordant le filtre sur toutes les fréquences de la plage désirée. Pour cette raison, les appareils qui utilisent cette technique sont souvent dits filtres à balayage.

2. *De nos jours* : Numériquement, par l'application d'un algorithme de calcul (transformée de Fourier discrète) qui a la propriété de décomposer un signal complexe en ses différentes composantes élémentaires définies par leur amplitude et leur fréquence et qui permet de passer d'une représentation temporelle à une représentation spectrale. L'analyse spectrale à l'aide de filtres « accordables » est de moins en moins utilisée, excepté encore dans quelques appareils dédiés à l'équilibrage des rotors ou à l'alignement des lignes d'arbres.

V-4-Le traitement du signal [20]

Le spectre d'un signal est le résultat du calcul d'une intégrale (intégrale de Fourier) permettant de passer d'une fonction temporelle appelée signal à une fonction fréquentielle appelée spectre. Ce résultat est généralement obtenu grâce à l'algorithme **FFT** (*Fast Fourier Transform*) qui réduit considérablement le temps de calcul. L'utilisation de cet outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal à analyser un certain nombre d'opérations indispensables (**numérisation, fenêtrage, périodisation**) mais qui entraînent quelques modifications entre le spectre calculé et le spectre réel, altérations dont on doit limiter les effets.

V-4-1- Transformée de Fourier

Mathématiquement la transformée de Fourier est définie sur des fonctions continues de $-\infty$ à $+\infty$, dans notre cas la très grande majorité des signaux sont numériques et nous ne discuterons que le cas de la transformée de Fourier discrète sur un intervalle de temps fini correspondant à N échantillons. Evidemment quand N devient très grand on peut penser que l'on s'approche du cas continu mais il faut garder en mémoire que la transformée discrète suppose en fait que le signal est périodique de période N.

V-4-1-1- Transformée de Fourier discrète

La transformée de Fourier discrète est plus facile à décrire pour une variable complexe même si elle s'applique également à un signal réel. Elle correspond au changement de base du signal depuis l'espace des temps (ou des positions) S_r vers la base des fréquences (ou des vecteurs d'onde) associées aux fonctions $e^{-2i\pi.k.r}$ avec k variable. Comme dans l'exemple des polynômes orthogonaux, si le signal à étudier est échantillonné à intervalle régulièrement espacé et si l'erreur statistique est la même pour tous les échantillons, on peut utiliser la méthode du produit scalaire pour obtenir les coefficients de Fourier.

Le signal s'écrit dans l'espace direct, les composantes de Fourier s'écrivent

$$S_r \in \mathbb{C} \text{ avec, } r \in [0, N[$$

$$a_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} S_r \cdot \exp(-2i\pi.k.r/N) \dots \dots \dots (V-2)$$

Avec : $k \in [-N/2, N/2[$ et $1/N$ est un coefficient de normalisation.

Si nous avons N points complexes de signal (soit 2N variables), nous obtenons N modes de Fourier (également complexes, soit à nouveau 2N variables). Nous avons bien affaire à un changement de base. On peut évidemment définir la transformée de Fourier inverse qui redonne le même signal à partir de ses composantes :

$$S_s = \sum_{k=-N/2}^{k < N/2} a_k \cdot \exp(2i\pi.k.s/N) \dots \dots \dots (V-3)$$

V-4-1-2- Transformée Fourier Rapide FFT

La transformée de Fourier discrète faite en appliquant directement l'équation 1 nécessite N multiplications pour calculer un coefficient de Fourier a_k , comme il y en a également N le temps de calcul de la transformée de Fourier serait de N^2 multiplications. C'est donc une opération lourde en calcul, heureusement Cooley et Tukey ont remarqué que si N est une puissance de 2 on peut faire le calcul beaucoup plus vite. En effet en utilisant les symétries paires impaires, il est possible de réduire le nombre d'opérations à $N \cdot \log_2 N$. Si nous voulons faire une transformée de Fourier sur 1024 points (2^{10}) on passe de 10^6 à 10^4 opérations soit un gain d'un facteur 100 ! (dans les années 1980, la FFT sur 1024 points sur un Apple II prenait 1 seconde). L'algorithme est simple et très élégant si $N = 2^n$ (il prend une page), il existe des méthodes équivalentes mais nettement plus complexes si N est quelconque on peut trouver une excellente bibliothèque libre de fonctions réalisant la FFT sur tout N et utilisant au maximum les optimisations des processeurs actuels (SMID)

V-4-2- Numérisation et échantillonnage

L'utilisation d'un algorithme de calcul nécessite une numérisation du signal. Cette numérisation est effectuée à l'aide d'un convertisseur analogique/ numérique, à la fréquence d'échantillonnage f_e . Le calcul du spectre s'effectue sur un nombre N d'échantillons. Ce nombre est toujours une puissance de 2 et généralement l'échantillonnage de base se fait sur 1 024 échantillons (2^{10}) ou parfois sur 2 028 échantillons (2^{11}). L'intervalle de temps Δt correspondant au temps d'acquisition d'un bloc de N échantillons, pour le calcul d'un spectre, est alors égal à :

$$\Delta t = N/f_e = N t_e \dots\dots\dots(V-4)$$

Avec : t_e (le pas d'échantillonnage) = $1/f_e$

V-4-3- Effet de repliement et filtre anti-repliement

L'échantillonnage du signal a pour effet de créer artificiellement, de part et d'autre de la fréquence d'échantillonnage et de ses harmoniques, des spectres fictifs identiques au spectre réel. Ce phénomène qui doit être corrigé sous peine d'un risque de chevauchement et d'interprétation erronée est appelé effet de repliement (figure V-1).

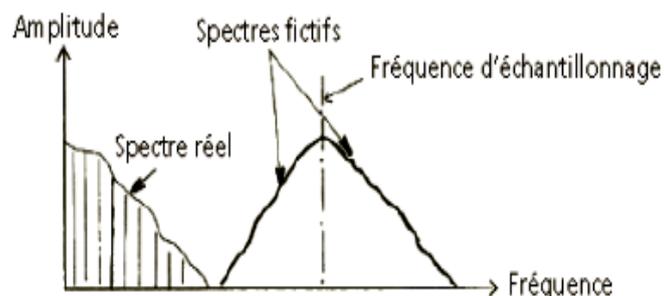


Figure V-1 : Suppression, par le filtre anti-repliement, du risque de chevauchement dû à l'échantillonnage.[20]

L'échantillonnage idéal est modélisé par la multiplication du signal continu $S(t)$ et d'un peigne de Dirac de période T_e .

$$S_e(t) = S(t) \cdot \delta T_e(t) = S(t) \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - nT_e) = S(nT_e) \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} \delta(t - nT_e) \dots (V-5)$$

Le spectre du signal échantillonné est donc le suivant :

$$S_e(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f) * \delta(f - n f_e) \rightarrow S_e(f) = \frac{1}{T_e} \sum_{n \rightarrow -\infty}^{+\infty} S(f - n f_e) \dots (V-6)$$

On obtient donc un spectre infini qui provient de la périodisation du spectre du signal d'origine autour des multiples de la fréquence d'échantillonnage.

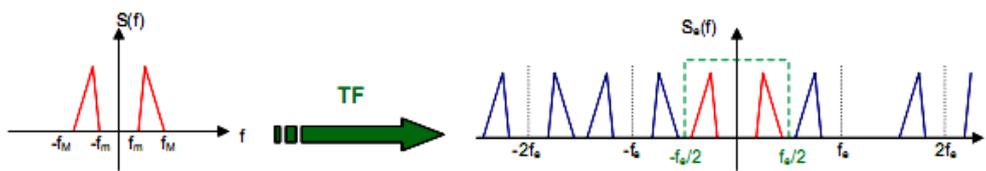


Figure V-2 : Le spectre de signal échantillonné

Remarque :

1 - On voit sur le spectre du signal échantillonné qu'il est possible de restituer le signal original par un simple **filtrage passe-bas**.

2- Si f_M , la fréquence maximale du spectre du signal à échantillonner, est supérieure à $f_e/2$, la restitution du signal original sera impossible car il va apparaître un **recouvrement spectral** lors de l'échantillonnage. On dit qu'on est en **sous-échantillonnage**. [22]

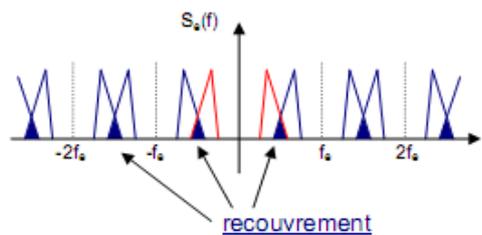


Figure V-3 : Recouvrement spectrale

Le théorème de **SHANNON** montre que la reconstitution correcte d'un signal nécessite que la fréquence d'échantillonnage f_e soit au moins deux fois plus grande que la plus grande des fréquences f_M du spectre du signal :

$$f_e > 2 f_M$$

3- Lorsqu'il y a recouvrement spectrale, nous avons vu qu'il était impossible de reconstruire correctement le signal. Pourtant dans la plupart des situations, le spectre

du signal à échantillonner s'étale sur tout le domaine des fréquences (tout en diminuant du côté des hautes fréquences), mais il n'existe pas une fréquence f_{\max} au-delà de laquelle l'énergie est nulle. Il y a donc un problème pour choisir la fréquence d'échantillonnage. On se fixe donc en pratique une f_{\max} à partir de laquelle on estime la représentation de notre signal satisfaisante pour les applications que l'on veut en faire. Puis on effectue un filtrage passe-bas (à f_{\max}) avant l'échantillonnage afin de remédier aux repliements de spectre. On appelle ce filtre **un filtre anti repliement**, qui limite la plage d'analyse du signal à moins de la moitié de la fréquence d'échantillonnage. En fait, si N est le nombre d'échantillons constituant un bloc temporel, la plupart des analyseurs de spectres n'affichent que $N/2,56$ lignes spectrales soit une plage de fréquences égale à $0,8 f_e/2$, afin de minimiser les effets de non-linéarité du filtre anti-repliement autour de la fréquence de coupure. Si $[0-F]$ est la gamme d'analyse, la fréquence d'échantillonnage f_e (figure V- 4) sera alors égale à : $f_e = 2,56 f_M$

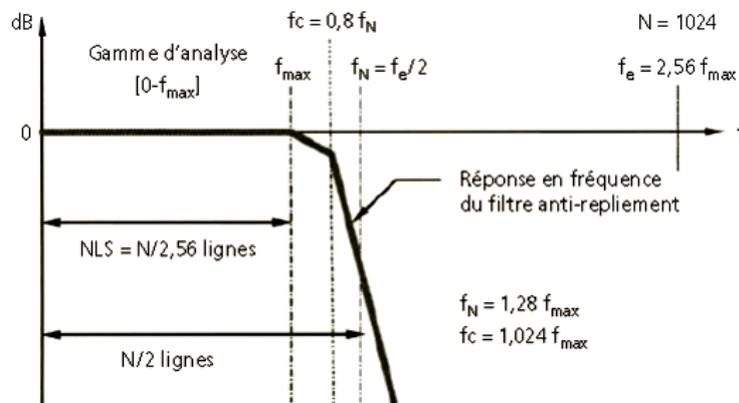


Figure V-4 : Positionnement de la fréquence de coupure du filtre anti repliement et relation entre le nombre N de points définissant la fenêtre temporelle d'analyse du signal et le nombre NLS de lignes spectrales affichées de son spectre.

Si l'échantillonnage se fait sur 1 024 points, la plage utile d'analyse ne devra porter que sur 400 lignes (théorème de Shannon).

V-4-4-Fenêtrage et périodisation [20]

En théorie, le calcul de la transformée de Fourier devrait s'effectuer sur un signal dont la durée est infinie. Or, dans la pratique, cette transformée ne peut bien sûr se calculer que sur une **fenêtre temporelle** de largeur Δt . Il est donc nécessaire de considérer que le signal est nul en dehors de cette fenêtre et de le rendre « artificiellement » infini en le répétant identique à lui-même. La période de ce nouveau signal devient alors Δt et cette **périodisation** du signal a pour effet d'échantillonner le spectre à une fréquence Δf , appelée résolution ou finesse d'analyse telle que : $\Delta f = 1/\Delta t$. Le spectre du signal n'est alors connu de manière parfaite que pour une suite de points espacés de Δf . Il en résulte des erreurs parfois importantes sur l'amplitude et la fréquence des composantes élémentaires du signal si la fréquence de ces dernières ne correspond pas à un multiple entier de la résolution Δf . Le spectre par effet de périodisation étant échantillonné avec pour pas Δf aura une forme très

différente selon que les fréquences des composantes le constituant seront des multiples ou non de ce dernier ou inversement que la fenêtre temporelle contiendra ou non un nombre entier de périodes de chaque composante constituant le signal (voir figures V-5 a et b).

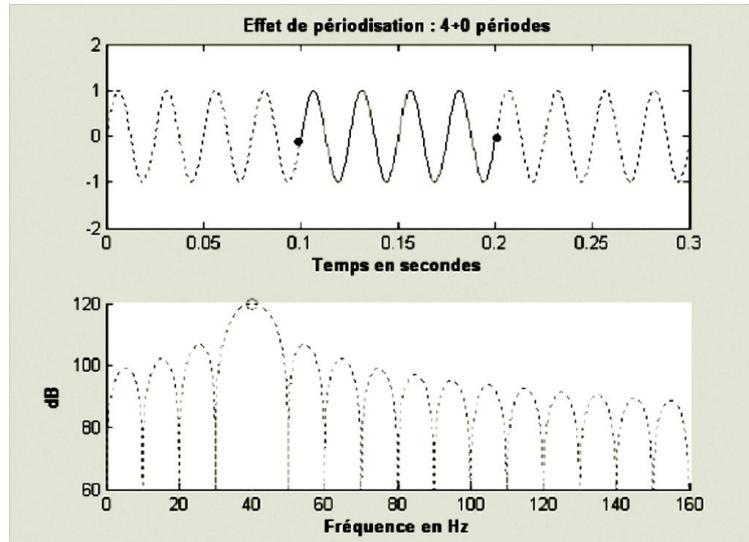


Figure V-5 a – La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser. Le signal périodisé et sa dérivée sont continus aux points de raccordement. Le spectre du signal considéré est alors constitué d'une seule ligne spectrale puisque le pas d'échantillonnage coïncide alors avec les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle.

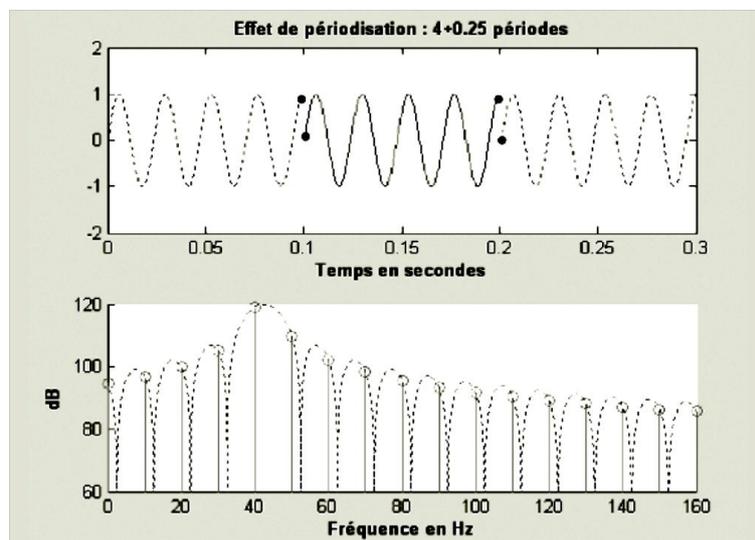


Figure V-5 b – La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser. Le signal périodisé ou sa dérivée sont discontinus aux points de raccordement. Le spectre du signal considéré est constitué d'un grand nombre de lignes spectrales d'amplitude décroissante de part et d'autre de la ligne spectrale centrale puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle ne peuvent plus coïncider avec le pas d'échantillonnage.

Si la largeur de la fenêtre d'observation Δt ne correspond pas à un multiple entier de la période de chaque composante élémentaire constituant le signal, il apparaît dans le spectre un grand nombre de composantes fictives qui peuvent considérablement en « brouiller » la lisibilité. Cette dernière peut être significativement améliorée en rendant continu le signal périodisé en le multipliant par une **pondération** qui l'annule aux extrémités de sa fenêtre temporelle. La fenêtre de pondération la plus utilisée pour l'analyse des vibrations induites par des machines tournantes est la **fenêtre de Hanning** (voir figure V-6) dont l'utilisation a, entre autres, pour effet de réduire considérablement, comme le montrent les (figures V-7 a et b), le bruit d'analyse lorsque la largeur de la fenêtre ne contient pas un nombre entier de périodes.

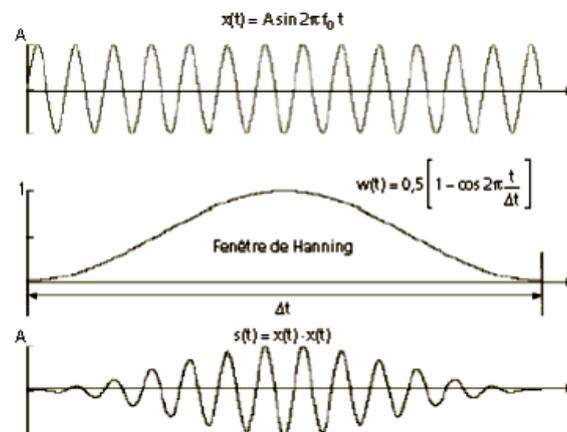


Figure V-6 : Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme d'un signal sinusoïdal

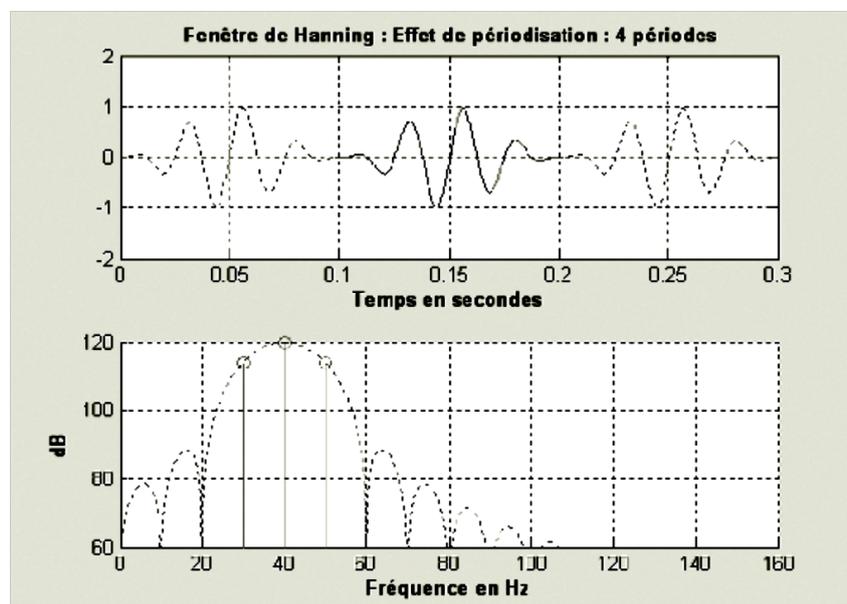


Figure V-7 a : Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme du spectre d'un signal sinusoïdal dans le cas où la fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes. Le spectre du signal considéré est constitué de trois lignes spectrales puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle coïncident avec le pas d'échantillonnage Δf .

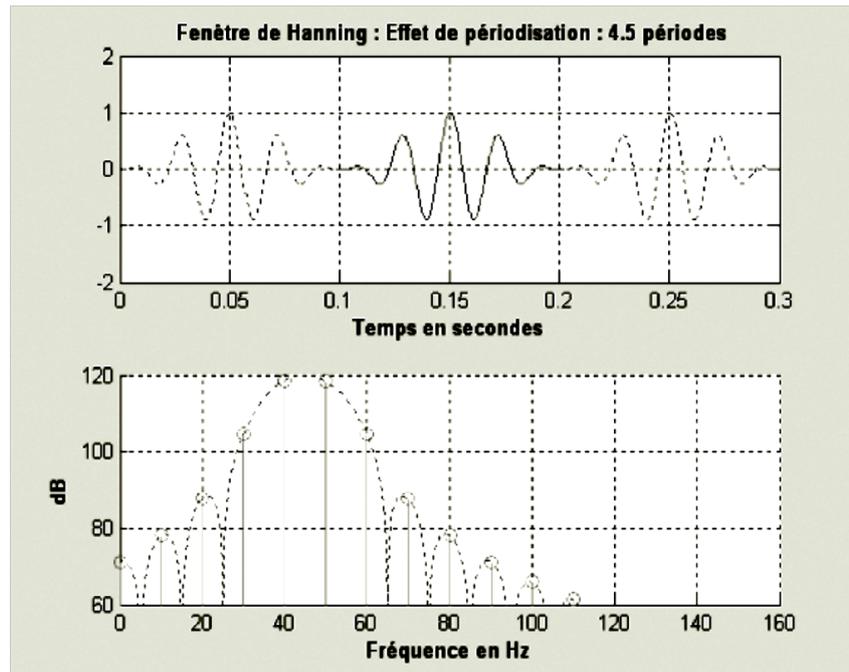


Figure V-7 b – Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme du spectre d'un signal sinusoïdal dans le cas où la fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de périodes. Le spectre du signal considéré est constitué d'un grand nombre de lignes spectrales d'amplitude décroissante de part et d'autre de la ligne spectrale centrale puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle ne peuvent plus coïncider avec le pas d'échantillonnage Δf .

V-4-5- Le moyennage spectral [20],[22].

V -4-5-a)- La représentativité d'un spectre

Un spectre correspond à la transformée de Fourier d'une fraction de signal dont la longueur Δt dépend de la gamme d'analyse et du nombre de lignes spectrales choisis. Or, dans le cas d'une machine tournante, la reproductibilité des mesures nécessaire pour mettre en évidence le caractère périodique d'un phénomène réclame l'analyse du signal sur une durée T représentant au minimum une cinquantaine de rotations de la ligne d'arbres considérée. Suivant la gamme d'analyse, le nombre de lignes spectrales choisis et la vitesse de rotation de cette dernière, la largeur de la fenêtre temporelle Δt permettant le calcul d'un spectre peut être très faible devant la durée T nécessaire à l'analyse du signal. Un seul spectre peut alors représenter un nombre de rotations insuffisant voire seulement une fraction de tour et de ce fait, être non reproductible, voire impossible à interpréter. Si k est la partie entière du rapport $T/\Delta t$, on se doit donc de procéder à une partition de la portion de signal de longueur T en k blocs de données de même longueur, et de calculer le spectre correspondant à chaque bloc. Compte tenu des difficultés de représentation d'un grand nombre de spectres en cascade, il est courant de réduire les données en considérant un spectre fictif appelé spectre moyenné dont l'amplitude de chaque ligne spectrale de rang i représente la moyenne arithmétique des amplitudes des lignes spectrales de même rang issues de chaque spectre instantané.

V-4-6-b)- La réduction du « bruit ».

Indépendamment de ce qui précède, le moyennage spectral se justifie également par la nécessité de réduire ce qu'il est convenu d'appeler le « bruit ». Un signal est constitué de composantes périodiques et de composantes non périodiques également appelées « bruit » dont la distribution aléatoire d'amplitudes est le plus souvent gaussienne. Le spectre des composantes périodiques est un spectre « discret » constitué d'un nombre plus ou moins important de raies dont les fréquences sont liées à la cinématique de la machine. Le spectre des composantes aléatoires est un spectre « continu » et son enveloppe inférieure est aussi appelée « fond de spectre ». Le fond de spectre est en fait la somme de trois sources de « bruit » dont une seule, la troisième, a une réalité physique liée au fonctionnement de la machine :

- le bruit de la chaîne d'acquisition (bruit électronique du capteur et de son conditionneur, bruit dû à une mauvaise adaptation de la dynamique de la chaîne de mesure à celle du signal, bruit de quantification...),
- le bruit d'analyse induit par la transformée de Fourier discrète (résolution, fenêtre d'apodisation ...),
- les fluctuations aléatoires de l'amplitude ou de la fréquence de la grandeur mesurée et les réponses impulsionnelles des modes à ces dernières (c'est à- dire le transfert vibrations/forces) dues à des écoulements turbulents, à des phénomènes de cavitation, au mouvement relatif de surface en contact présentant de l'usure ou mal lubrifiées (roulements, engrenages...).

Pour que le fond de spectre représente bien une grandeur physique liée au fonctionnement de la machine à surveiller et que son évolution soit interprétable, l'opérateur doit rendre négligeable les deux premières sources de « bruit » en adaptant correctement la dynamique de la chaîne d'acquisition (gain, sensibilité du capteur...) à celle du signal à traiter et en choisissant la résolution d'analyse en accord avec les fréquences des sources d'excitation, c'est-à-dire avec la cinématique de la machine considérée. Le moyennage spectral linéaire permet, comme le montrent (les figures V-8 a et 8b), de lisser le fond de spectre en substituant, pour chaque ligne spectrale, l'amplitude instantanée de cette dernière par sa valeur quadratique moyenne calculée à partir de n spectres instantanés.

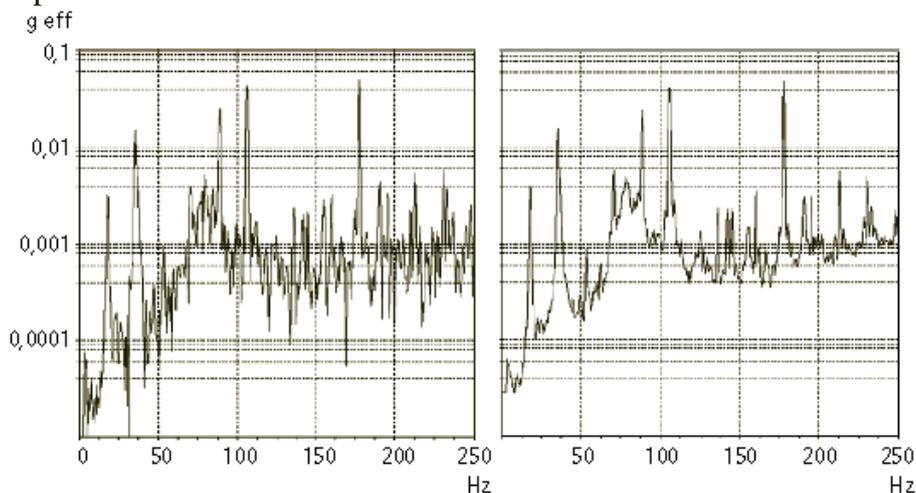


Figure V- 8 a – Spectre instantané

Figure V-8 b – Spectre issu du moyennage de 100 spectres

V-4-6- Différentes étapes du traitement du signal

La figure V-9 présente schématiquement les différentes étapes de traitement du signal et les modifications associées de la forme du signal.

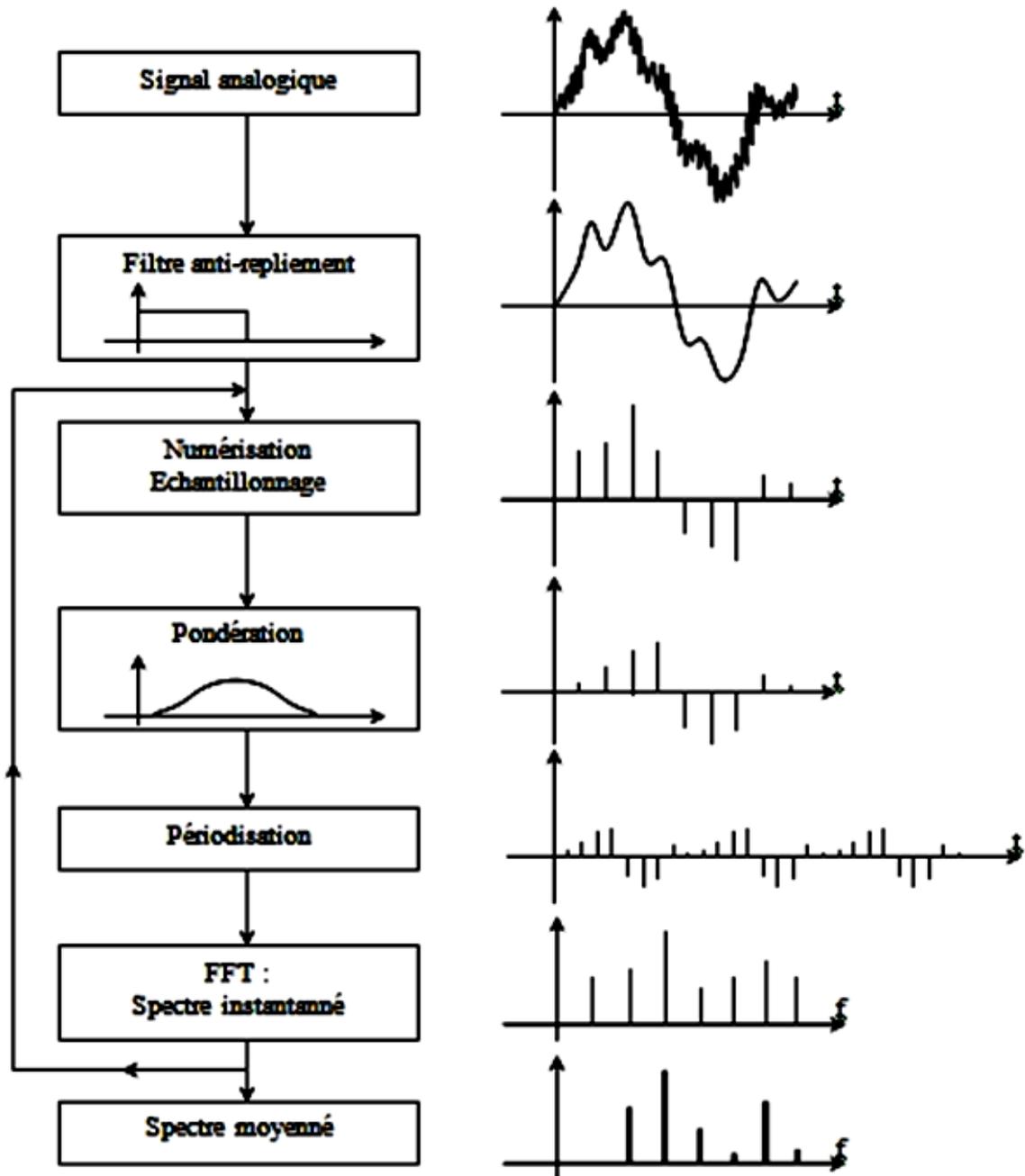


Figure V-9 :- Les différentes étapes de traitement du signal. [22]

V-5- Temps d'acquisition du signal et résolution spectrale

Le temps d'acquisition Δt d'un bloc de N points est inversement proportionnel à la largeur B de la plage de fréquences dans laquelle on veut calculer le spectre :

$$\Delta t = \frac{N}{f_e} = \frac{N}{2,56 B} = \frac{NLS}{B} = \frac{1}{\Delta f} \dots\dots\dots(V-8)$$

Le temps d'acquisition Δt d'un bloc de données et la résolution Δf sont liés par la relation :

$$\Delta t \Delta f = 1. \dots\dots\dots(V-9)$$

Gamme d'analyse	0-10 k Hz	0-1 000 Hz	0-100 Hz	0-50 Hz	0-10 Hz
Δt	40 ms	400 ms	4 secondes	8 secondes	40 secondes
Δf	25 Hz	2,5 Hz	0,25 Hz	0,125 Hz	0,025 Hz

Tableau V-1 : Les valeurs de Δt et Δf pour différentes gammes d'analyse.

Le temps d'acquisition nécessaire au calcul d'un spectre moyenné à partir de huit spectres dans la plage (0-100 Hz) sera donc de 32 secondes.

Dans l'industrie, la plage de vitesses de rotation des machines rencontrées s'étend de quelques t/mn (four tournant, broyeur à boulets...) à plusieurs dizaines de milliers de t/mn (compresseur à vis non lubrifiées, électro-broche...). Or, comme nous l'avons déjà dit à propos de la représentativité d'un spectre , pour qu'un signal vibratoire soit représentatif du fonctionnement et de l'état d'une machine et pour que la mesure de ses grandeurs caractéristiques soit reproductible, la durée d'analyse T doit représenter un cinquantaine de tours d'arbre et au moins cinq périodes du phénomène que l'on cherche à identifier si la fréquence fondamentale de ce dernier est inférieure à la fréquence de rotation de la ligne d'arbres considérées (fréquence de passage des pôles, fréquence de coïncidence de denture, fréquence de cage de roulement).

V-6-Pouvoir de séparation

Théoriquement, deux raies espacées de deux fois la résolution Δf devraient parfaitement être identifiables. Pour cela, il faudrait que les fréquences de ces deux raies soient des multiples de la résolution Δf et que la fenêtre utilisée ne déforme pas le signal à ses extrémités. Le fait d'analyser le signal sur une durée finie Δt et d'utiliser une fenêtre de pondération induit du bruit qui se manifeste par de nombreuses lignes spectrales parasites qui réduisent le pouvoir de résolution de l'analyseur, surtout si les amplitudes des deux composantes à dissocier sont très différentes les unes des autres. Nous avons vu qu'en conséquence de l'effet de périodisation, la forme de la transformée de Fourier (TFD) d'un signal sinusoïdal dépend de la fenêtre d'analyse utilisée et du rapport de la fréquence de ce dernier avec le pas d'échantillonnage du spectre. Nous avons vu aussi que si ce rapport n'était pas un nombre entier, l'analyse pouvait être faussée. La séparation de composantes de fréquences voisines nécessite de choisir une résolution d'analyse Δf telle qu'aucune des composantes à séparer ne se

trouve « noyée » dans le bruit d'analyse des autres composantes. La résolution d'analyse Δf à choisir dépend fortement du rapport d'amplitude entre les composantes à séparer. Avec la fenêtre de **Hanning** qui est la plus fréquemment utilisée dans le cadre de la surveillance et du diagnostic de machines tournantes, deux raies d'amplitudes très différentes ne sont dissociées que si la résolution d'analyse Δf est au moins égale à 1/10 de leur écart fréquentiel (figure V-10 b). Par contre, si leurs amplitudes sont voisines, une résolution Δf égale à $\Delta/4$ sera généralement suffisante (figure V-10 a).

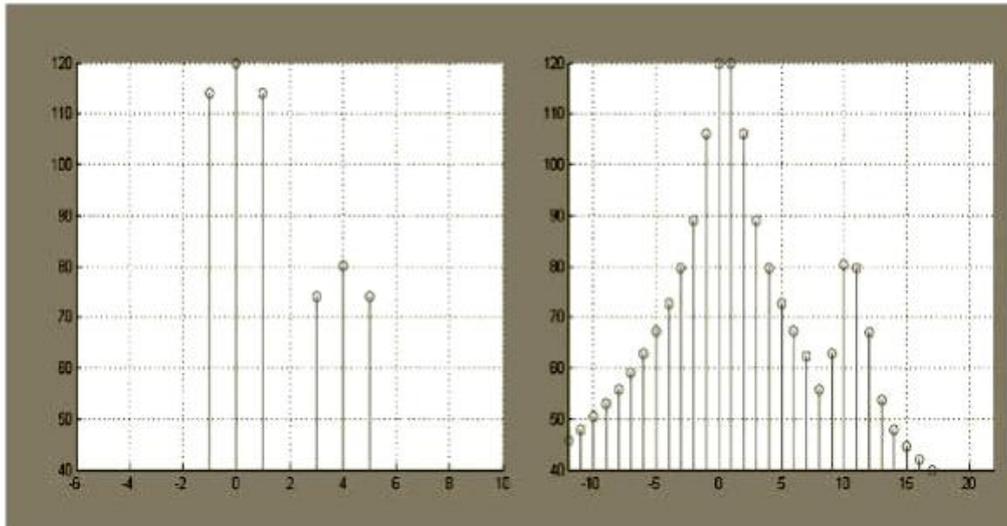


Figure V-10 a : Les fréquences des deux composantes à séparer espacées de Δ sont multiples de la résolution Δf . Il suffit de choisir $\Delta f = \Delta/4$

Figure V-10 b : Les fréquences des deux composantes à séparer ne sont pas multiples de la résolution Δf . Il faut choisir $\Delta f = \Delta/10$.

V-7- Le zoom [20],[22].

Les produits de génération récente offrent un choix de gammes de lignes spectrales étendu mais le nombre reste souvent insuffisant pour pouvoir dissocier deux raies dont les fréquences sont élevées et voisines qui peuvent être induites par deux phénomènes différents (modulation d'une composante d'encoches rotoriques par la fréquence de passage des pôles ou de la fréquence d'engrènement d'un multiplicateur par la fréquence de coïncidence de denture).

Soit NLS le nombre de lignes « standard » de l'analyseur, et B la largeur de la bande d'analyse ($[0 - f_{\max}]$) : la résolution d'analyse Δf est égale à B/NLS .

Cette résolution peut être insuffisante pour séparer deux composantes de fréquences voisines. L'obtention d'une meilleure résolution nécessite :

- soit de calculer le spectre sur un plus grand nombre de lignes mais cette opération est souvent restreinte avec les produits courants du marché qui se limitent le plus souvent à 6 200 ou 12 800 lignes.

- soit de réduire la bande d'analyse d'un facteur p appelé facteur de « zoom » et de la centrer autour d'une fréquence choisie (figures V-11 et V-12). La largeur de la fenêtre temporelle est, comme pour le cas précédent, multipliée par p mais le calcul de

la transformée de Fourier s'effectue sur N points au lieu de pN obtenus par décimation en prenant un échantillon sur p .

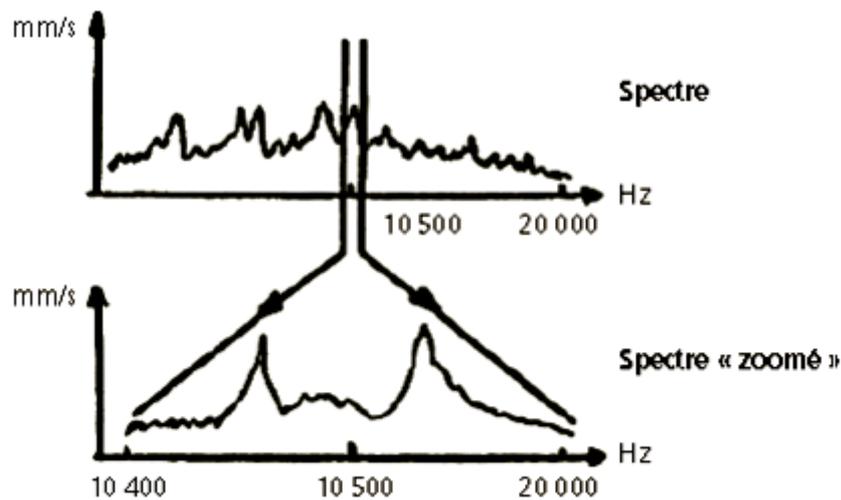


Figure V-11 : Principe du zoom

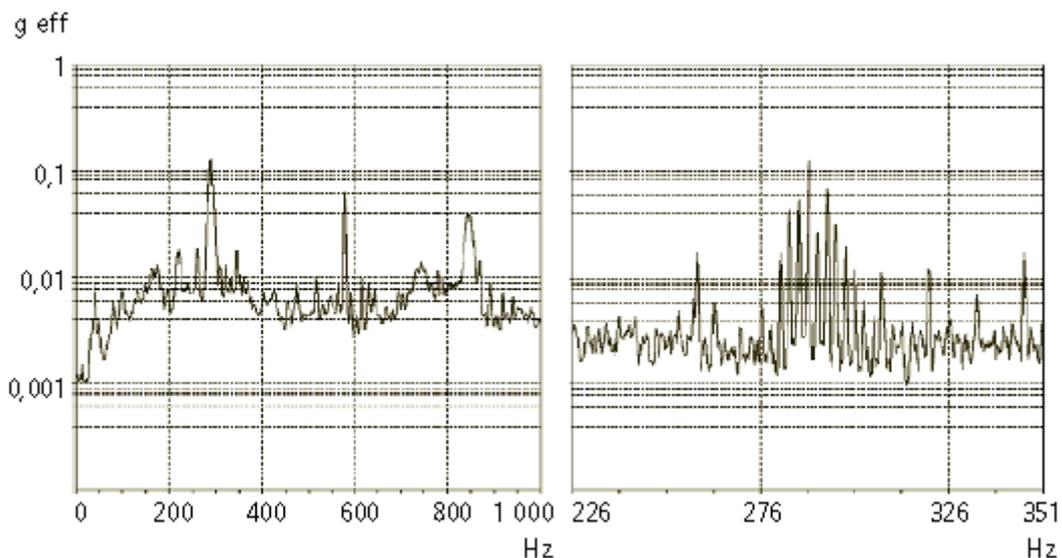


Figure V-12 a – Spectre [0-1 000 Hz ; Nb de lignes spectrales : 400] représentant le spectre vibratoire d'un palier PV d'un réducteur. La raie prédominante correspond à la fréquence d'engrènement du train PV/GV.

Figure V-12 b – Le spectre zoomé autour de la composante d'engrènement. [Fréquence centrale : 289 Hz ; Bande d'analyse 125 Hz ; Nb de lignes spectrales : 400] révèle la présence de nombreuses composantes (bandes latérales de modulation) dont l'espacement correspond à la fréquence de rotation de l'arbre PV.

La première de ces deux techniques présente l'avantage d'améliorer la résolution d'un spectre sans restreindre la plage d'analyse, mais les augmentations du temps de calcul et de la place en mémoire limitent, à l'heure actuelle, le facteur multiplicateur à des valeurs faibles : 2, 4, 8 ou 16 selon les produits.

La **deuxième** nécessite un temps de calcul identique à celui d'un spectre de base et rend possible des facteurs de zoom élevés (64, 128, ..., 1024, ...), souvent nécessaires pour séparer des bandes latérales de modulation associées à des fréquences de porteuses élevées (fréquence d'encoches, fréquence d'engrènement dans le cas d'un multiplicateur, fréquence de passage des aubes d'une turbine à vapeur...). La réduction d'un facteur p de la largeur de la bande d'analyse du signal est rarement un handicap au regard des avantages apportés par cette technique.

V-8- Représentation graphique d'un spectre

La lisibilité d'un spectre dépend du choix des échelles de sa représentation graphique.

– Une représentation des ordonnées avec une échelle linéaire ne met en évidence que les raies d'amplitude prépondérante et « noie » dans le bruit de fond toutes les raies de faible amplitude, qui véhiculent pourtant souvent des informations importantes.

– Une représentation des ordonnées avec une échelle logarithmique graduée, en unités physiques ou en décibels, montre des composantes de rapport d'amplitude très élevé et met ainsi en évidence des familles d'harmoniques (multiples d'une fréquence donnée) ou de bandes latérales de modulation riches en enseignements pour le diagnostic. Les correspondances entre décibels et unité physique sont données par la relation suivante :

$$L \text{ (en dB)} = 10 \log (A/A_0)^2 = 20 \log A/A_0 \dots\dots\dots(V-10)$$

$$A = A_0 10^{L/20}$$

Avec :

- L : l'amplitude en dB de la composante.
- A : sa valeur exprimée en unité physique.
- A_0 est une valeur de référence dans la même unité, qui peut être fixée conventionnellement par des normes.

La grandeur A/A_0 est donc sans dimension. Le tableau 2 donne quelques points de repère.

A/A_0	1	2	3,16	4	5,01	7,02	10	100
$L(\text{en dB})$ $= 20 \log A/A_0$	0	6	10	12	14	17	20	40

Tableau V-2 : quelques points de repère.

La figure V-13, illustre bien la différence entre les deux modes de représentation graphique de l'amplitude (représentation linéaire et représentation en échelle logarithmique), ainsi que les différences d'interprétation qui peuvent en découler. On notera bien, sur la figure, que l'affichage de l'amplitude avec une échelle logarithmique, ici en décibels (figure du haut), permet une meilleure représentation du peigne de raies que l'affichage avec une échelle linéaire (figure du bas). On pourra notamment y voir que la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation est

nettement prépondérante et traduit l'existence d'un désalignement entre le multiplicateur et le compresseur. Le « peigne » de raies très marqué, de pas 25 Hz, traduit, de plus, l'existence de chocs à la fréquence de rotation qui conduit à diagnostiquer une nette usure de l'accouplement ou un jeu de palier conséquent.

En revanche, l'axe des abscisses (axe des fréquences) est le plus souvent gradué linéairement lorsque la résolution est de type $\Delta f = \text{constante}$. L'adoption plus rare d'une échelle des fréquences logarithmique servira parfois à privilégier la lisibilité des composantes « basses fréquences » correspondant notamment aux premiers ordres de la fréquence de rotation. Des graduations particulières sont aussi utilisées pour tracer des spectres lorsque la résolution est de type $\Delta f/f \text{ constante}$. Ce type de spectres (spectres PBC) est très souvent utilisé dans le cadre de la surveillance périodique des machines

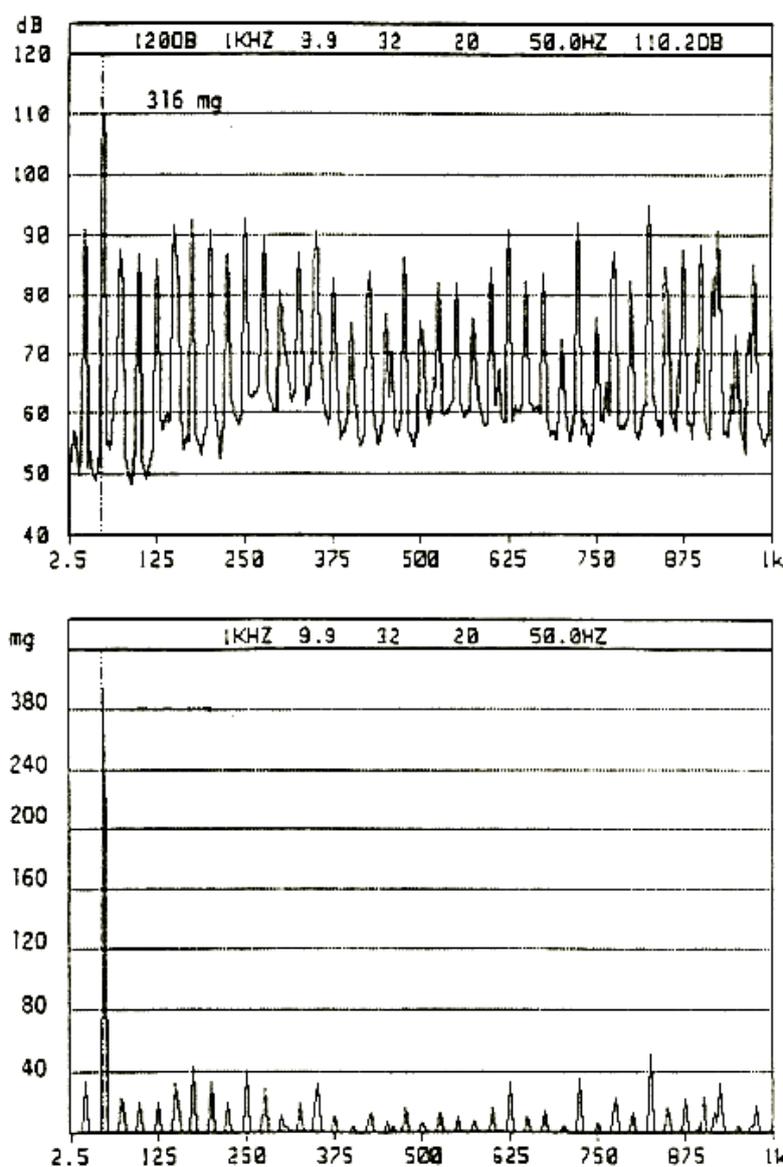


Figure V-13 : Représentation d'un spectre en échelle logarithmique (ici en décibels) et en échelle linéaire (mg) de l'amplitude

V-9- Typologie spectrale de quelques signaux. [20]

V-9-1- Spectre d'un signal sinusoïdal tel un défaut de balourd pur

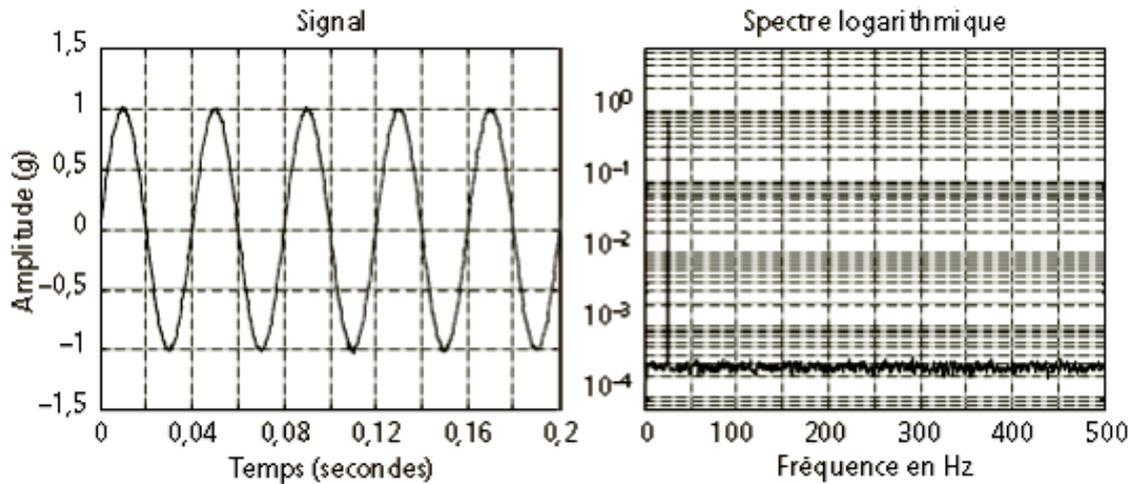


Figure V-14 : Un tel signal est généré par exemple par un balourd. Son spectre est constitué d'une seule raie.

V-9-2- Spectre d'un signal sinusoïdal tronqué consécutif à un jeu de palier

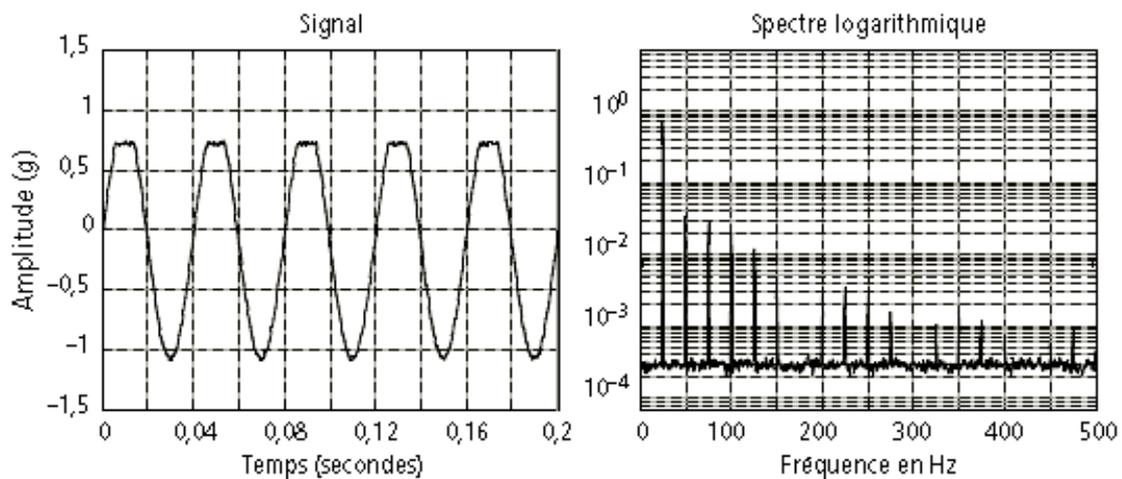


Figure V-15 : Un tel signal modélise, par exemple, un balourd associé à un jeu de palier. Son spectre est constitué d'un peigne de raies d'amplitude décroissante. L'amplitude de la composante fondamentale est largement prépondérante devant celles des composantes d'ordre supérieur.

V-9-3- Spectre d'un signal sinusoïdal modulé en amplitude

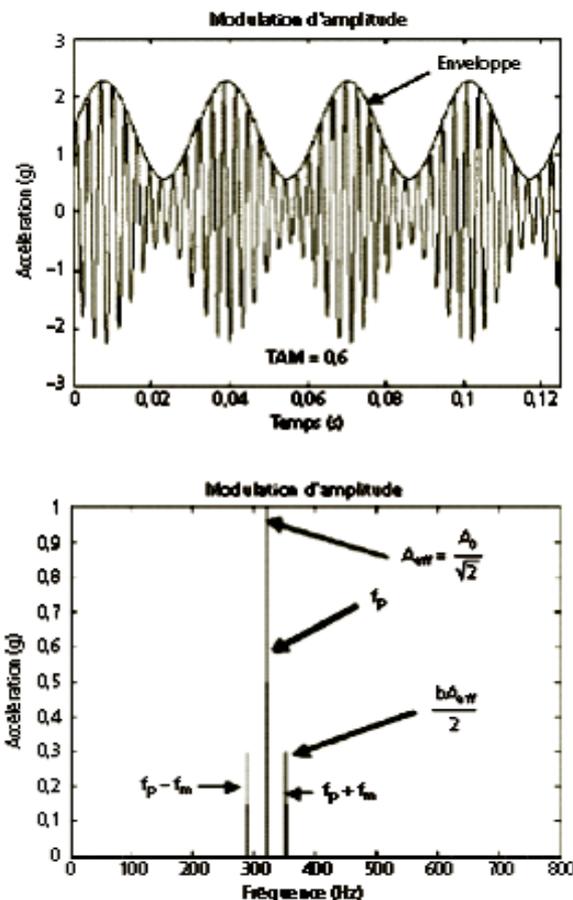


Figure V-16 : Spectre d'un signal sinusoïdal modulé en amplitude *tel un défaut de pignon excentré*

Expression mathématique :

$$S(t) = A_0[1 + b \sin(2\pi f_m t)] \sin(2\pi f_p t) \dots\dots\dots (V-11)$$

- f_m : fréquence de modulation
- b : taux de modulation d'amplitude ($0 \leq b \leq 1$)
- f_p : fréquence de la composante sinusoïdale dont l'amplitude est modulée

Signal sinusoïdal de fréquence f_p dont l'amplitude est modulée par une fonction de modulation elle aussi sinusoïdale de fréquence f_m . L'amplitude spectrale de la composante de fréquence f_p est égale à $A_0/\sqrt{2}$ et celle des bandes latérales de fréquence $f_p \pm f_m$ est égale à $\frac{b}{2}A_0/\sqrt{2}$

Amplitude efficace : $A_{\text{eff}}[S(t)] = A_{\text{eff}} \sqrt{1 + \frac{b^2}{2}} \dots\dots\dots (V-12)$

Il y a égalité si la fréquence de la porteuse f_p est un multiple de la fréquence de modulation f_m (cas d'un engrenement par exemple).

**SURVEILLANCE
VIBRATOIRE DE LA
POMPE**

1- Introduction

L'alimentation par l'eau de mer des unités de dessalement est assurée par quatre pompes verticales de type turbopompe ; Le rôle de ces pompes occupe une place stratégique dans le système de production de l'électricité, donc il est essentiel de veiller au bon fonctionnement de ces machines et leur disponibilité aux moments opportuns afin d'assurer une distribution continue en électricité, chose qui n'est pas facile car elles requièrent, entre autres, des ressources humaines compétentes, des unités de contrôle et de maintenance qui doit disposer d'outils et du matériel nécessaires à des interventions efficaces et précises.

La technique utilisée pour suivre l'état de santé de ces pompes est la signature vibratoire, cette dernière est l'image directe de tous les efforts et les mouvements des organes constituant la machine. Cette signature comporte des effets normaux qui sont le résultat du fonctionnement normal de la machine ainsi que des effets anormaux qui résultent des dysfonctionnements et des défauts qui peuvent toucher ses organes.

L'analyse vibratoire repose sur la prise de mesures à l'aide de capteurs, généralement, des accéléromètres, qu'on fixe sur la machine. La fiabilité de ces mesures est directement liée à l'emplacement des capteurs. En effet, Il n'est pas toujours possible, dans la plupart des cas, de les positionner directement sur les éléments à surveiller pour des raisons d'accessibilité. Il est donc essentiel de choisir des points de mesure les plus proches possibles et de réduire au maximum la distance défauts-capteurs.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses de riches informations qui caractérisent l'état de fonctionnement des composants mécaniques constituant la machine à analyser. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un seuil, soit d'alarme ou de danger (correspond à un niveau de vibration limite), est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance de lois d'endommagement.

Cette méthode de surveillance sera utilisée dans notre étude pour la surveillance de la pompe de type 00 WE 41 D 001 (figure 6). Ce travail consiste à surveiller la pompe à partir du jour de sa révision jusqu'au signal du seuil de danger. Pour ce faire, nous utilisons un collecteur analyseur, un accéléromètre, et le logiciel d'analyse vibratoire 'OneProd' qui servira à élaborer les diagnostics.

2- Le Matériel utilisé :

Le matériel d'analyse vibratoire utilisé dans le cadre de ce suivi est constitué principalement d'un :

a) Collecteur analyseur (figure 1) : c'est un appareil portable de mesure de vibration de type OneProdMVP-2C, offre l'ensemble des outils nécessaires pour surveiller les machines tournantes et diagnostiquer leur état de fonctionnement. Sa modularité vous permet d'adapter ses fonctions aux besoins de votre application :

Collecteur de données, Analyseur, Enregistreur, Equilibreur...Chaque module peut être utilisé avec 1 voie ou 2 voies de mesure.



Figure 1 : Appareil portable de mesure de vibration OneProdMVP-2C avec un accéléromètre ASH 201-A.

b) Accéléromètre : C'est un accéléromètre de type piézo-résistif (ASH 201-A) d'une sensibilité : **100 mV/g** et une fréquence de résonance : **30 kHz**

c) Logiciel d'analyse (figure 2) : Pour surveiller les machines, on associe le collecteur analyseur au logiciel OneProdXPR-300. Ce dernier est un système d'information de maintenance conditionnelle multi techniques permettant l'acquisition de mesures vibratoires, l'analyse d'huile et la thermographie, afin d'identifier ou de diagnostiquer les défaillances probables sur une grande variété de machines tournantes industrielles. Il dispose d'un module d'auto-diagnostic basé sur l'élaboration d'alarmes (ALARME, DANGER) suite à l'élaboration de plusieurs paramètres. Chaque paramètre informant sur l'état de santé de l'équipement, un diagnostic global de l'équipement est ainsi obtenu lors de chaque contrôle. Il permet aussi la mise en œuvre des modes de surveillance Offline (périodique) et Online (en continu) et d'établir un diagnostic à partir d'outils de visualisation graphique et de traitement du signal, il donne une information simple et synthétique à son utilisateur qui pourra prendre la bonne décision au bon moment.

Le domaine d'application de OneProd XPR-300 est très large, puisqu'il répond aux particularités techniques et technologiques des équipements mécaniques constituant les outils de productions d'industries aussi diverses que la chimie, la pétrochimie, les industries du papier, la production d'énergie, l'agroalimentaire, le transport, etc. Il peut aussi échanger des données avec d'autres logiciels (tableurs, traitements de textes...), d'autres secteurs de l'usine (la production, la gestion...) et d'autres sociétés (laboratoires d'analyses d'huile, télémaintenance et télédiagnostic ...).

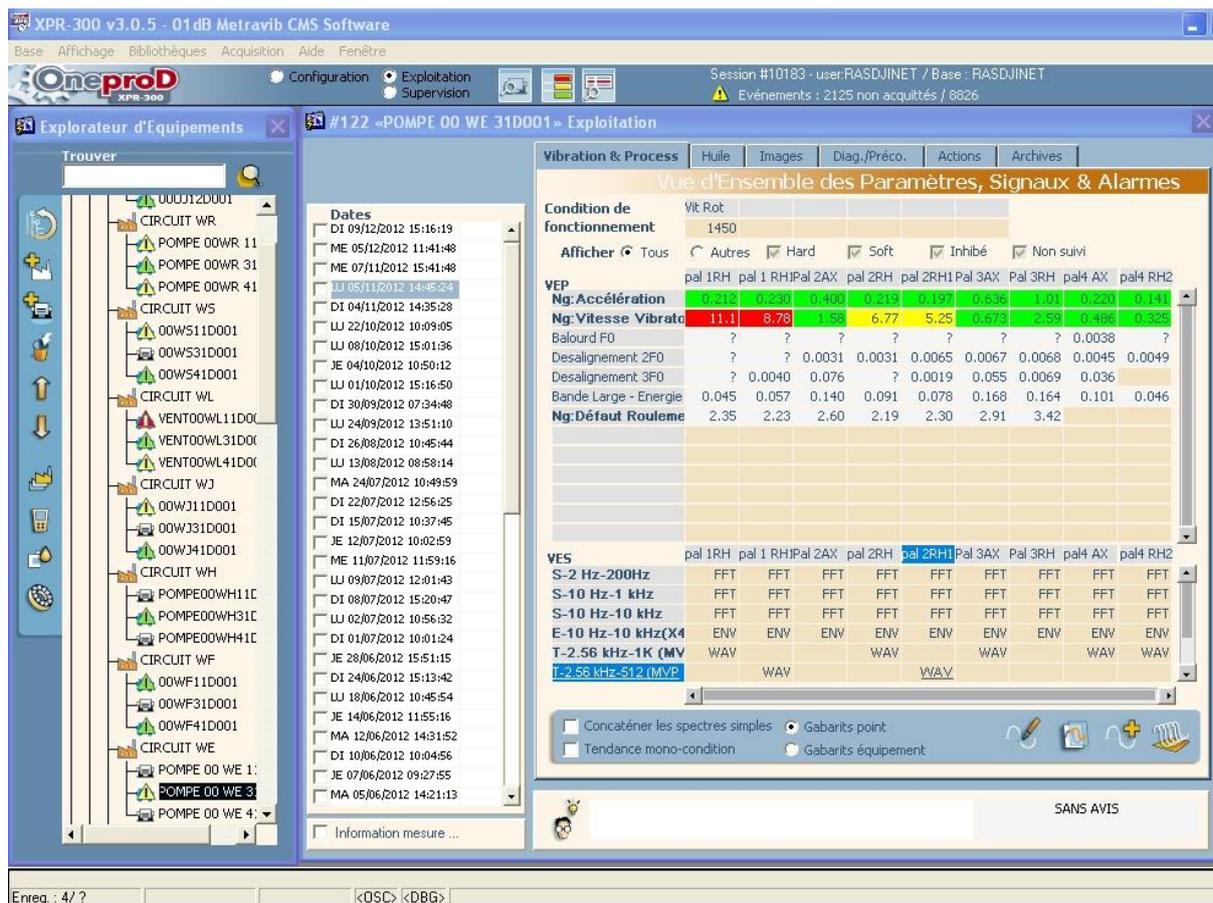


Figure 2 : La fenêtre principale du logiciel.

3- Description de la pompe:

Il s'agit d'une pompe centrifuge verticale à deux étages immergée et suspendue à une tête de commande, son entrainement est assuré par un arbre intermédiaire de transmission verticale en plusieurs parties accouplées et guidées par des paliers lisses en PTFE (Polytétrafluoroéthylène). Les parties des paliers de l'arbre en contact avec les paliers lisse, sont protégées par des chemises d'usures.

La pompe comprend essentiellement trois parties :

A - Tête de commande :

- Moteur électrique ;
- Lanterne ;
- Accouplement élastique ;
- Palier à roulement de butée ;
- Garniture d'étanchéité ;
- Tête de refoulement.

B - Colonne d'eau de refoulement :

- Arbre de transmission verticale ;
- Eléments de la tuyauterie.

C – Coté hydraulique :

- Corps intermédiaires fixes ;
- Cloche d'aspiration ;
- Impulseur ;
- Arbre principal de la pompe ;
- Crépine ou filtre d'aspiration.



Figure 3: Tête de commande vue sur site



Figure 4: Colonne d'eau de refoulement



Figure 5: Cote hydraulique

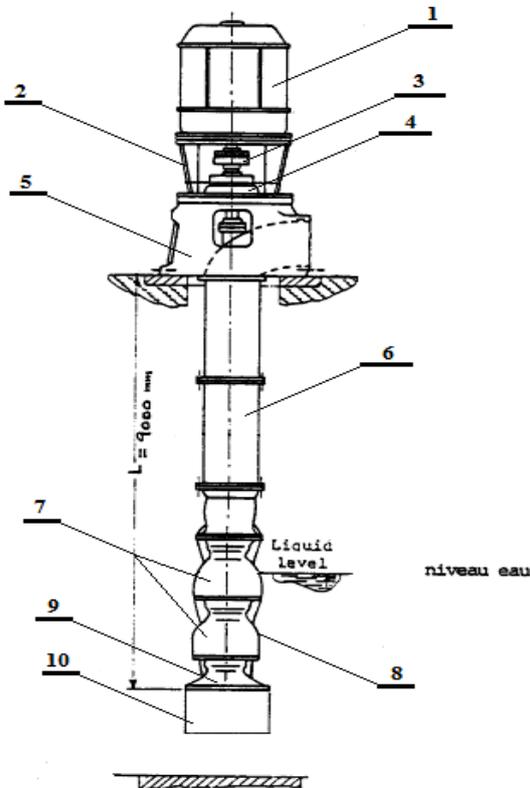


Figure 6: Le schéma principal des parties de la pompe WE 41

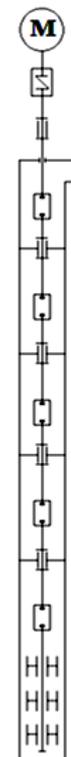


Figure 7: Schéma cinématique de la pompe WE 41.

Repère	Nombre	Désignation
1	1	Moteur électrique
2	1	Lanterne
3	1	Accouplement
4	1	Palier de butée
5	1	Tête de refoulement
6	5	Elément de la tuyauterie
7	2	Corps intermédiaires fixes
8	1	Arbre principal de pompe
9	1	Cloche d'aspiration
10	1	Crépine (filtre)

Tableau 1 : Nomenclature de la figure 6.

Type	19 WUJ-2
Nombre impulseur	2
Liquide	Eau de mer
Débit	289 m ³ /h
Débit minimal	51.9 m ³ /h
Vitesse de rotation	1450 t/min
NPSH pompe installation	3.7 m
Rendement	70 %
Hauteur de refoulement	39 m
Puissance nécessaire	44.8 KW
Densité du liquide	1.26 Kg/dm ³

Tableau 2 : Les caractéristiques technique de la pompe WE41

4- Le choix des points de mesure

Les vibrations étant le résultat des efforts, qui peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique, etc. elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers et aux fondations par l'intermédiaire des fixations.

Pour détecter d'une manière fiable une défectuosité de la machine, une attention particulière doit être portée sur le choix des points de mesure, la direction des capteurs ainsi que le type de fixation de ces derniers.

Le choix de la direction des capteurs sera guidé par le type de défaut qu'on prévoit de détecter (lignage, balourd, desserrage, etc.), La mesure principale devra se faire suivant la direction de l'effort. Les meilleurs points de mesurage dans le cadre de la maintenance vibratoire des machines sont les paliers.

Le mesurage pouvant être effectué dans les directions des trois axes orthogonaux de coordonnées (verticale, horizontale, axiale).

L'arbre de pompe en question est constitué de 5 paliers, 4 se trouvent dans la partie immergée dans le sous-sol et l'accès est impossible. Les points de mesure sont donc choisis sur la partie accessible qu'est la partie commande (figure 3). C'est la seule partie qui reste visible et accessible pour recueillir la signature vibratoire de la machine.

La figure 8 donne les endroits choisis pour l'emplacement des capteurs. Ils sont repartis sur 4 niveaux différents, le premier niveau se situe sur le moteur électrique et comporte deux points de mesures radiaux horizontaux, pal1RH et pal1RH espacés d'un angle de 90°. Le second est choisi au niveau de la liaison moteur-lanterne Pal 2(RH-RH1) et comporte trois points dont deux radiaux horizontaux (Pal 2 RH-RH1) espacés d'un angle de 90° et un point dans la direction axiale Pal 2-AX. Le troisième niveau se trouve sur le palier butté avec un point dans la direction axiale Pal 3-AX et un autre dans la direction radiale Pal 3-RH. Le quatrième est choisi au niveau de la liaison lanterne- tête de refoulement et comporte aussi deux points, l'un dans la direction axiale Pal 4-AX et l'autre dans la direction radiale horizontale Pal 4-RH.

Afin d'obtenir des meilleurs résultats, il faut tenir compte de deux facteurs, le premier concerne l'emplacement des capteurs, le second tient compte de la fonction de

transfert entre le défaut et le capteur qui peut amorti ou amplifié les forces générées par un défaut.

En effet, pour que le signal dû à un défaut soit mieux capté par le capteur, il est important de choisir l'emplacement en liaison mécanique aussi directe que possible avec l'élément mobile, c'est-à-dire plus proche des paliers, en limitant au maximum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'élément mobile (donc le défaut) et le capteur. S'agissant des points choisis au niveau de la pompe, le niveau 4 n'est pas vraiment intéressant vu qu'il n'y a pas de liaison directe entre l'arbre (l'élément tournant) et les capteurs (figure 9), ceci va entraîner un amortissement important du signal. Par contre les autres points présentent une liaison directe avec l'arbre, et l'intensité du signal sera mieux appréciée par rapport au niveau 4

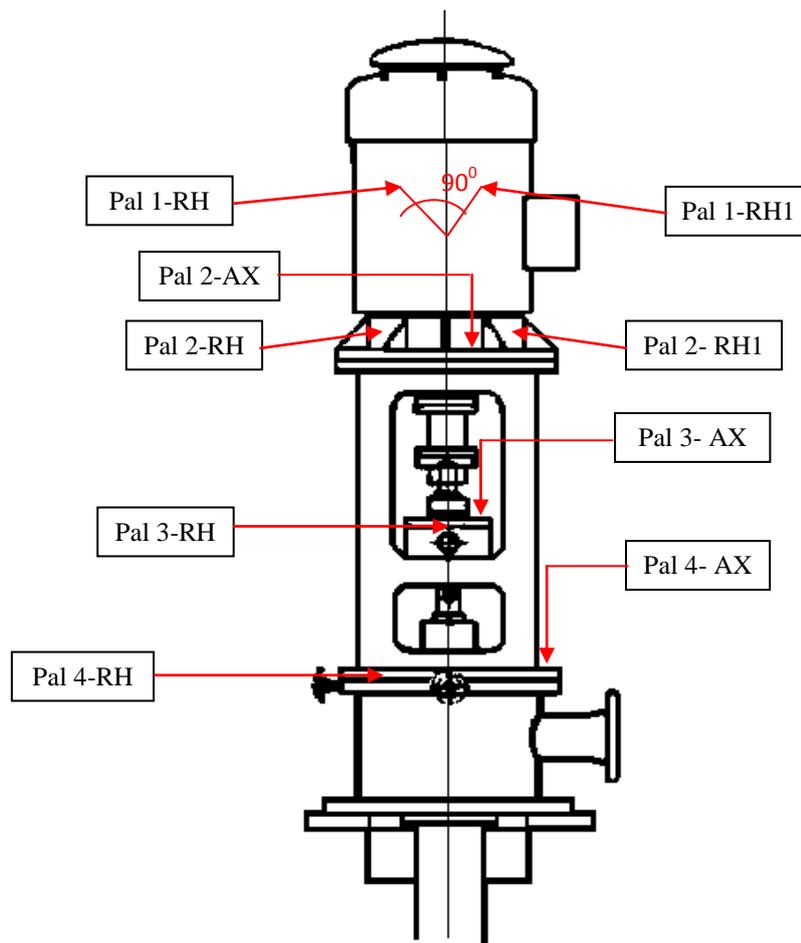


Figure 8 : Représentation les points de mesure.

L'amplitude affichée sur l'appareil de mesure est égale à l'amplitude de la force du défaut multipliée par la valeur de la fonction de transfert. Cette dernière dépend essentiellement des caractéristiques propres à la structure (masse, rigidité, ...) et de type de fixation des capteurs sur la machine. Ce dernier point doit être pris en considération à chaque campagne de mesure en assurant le même effort de fixation afin d'éviter de changer la fonction de transfert.

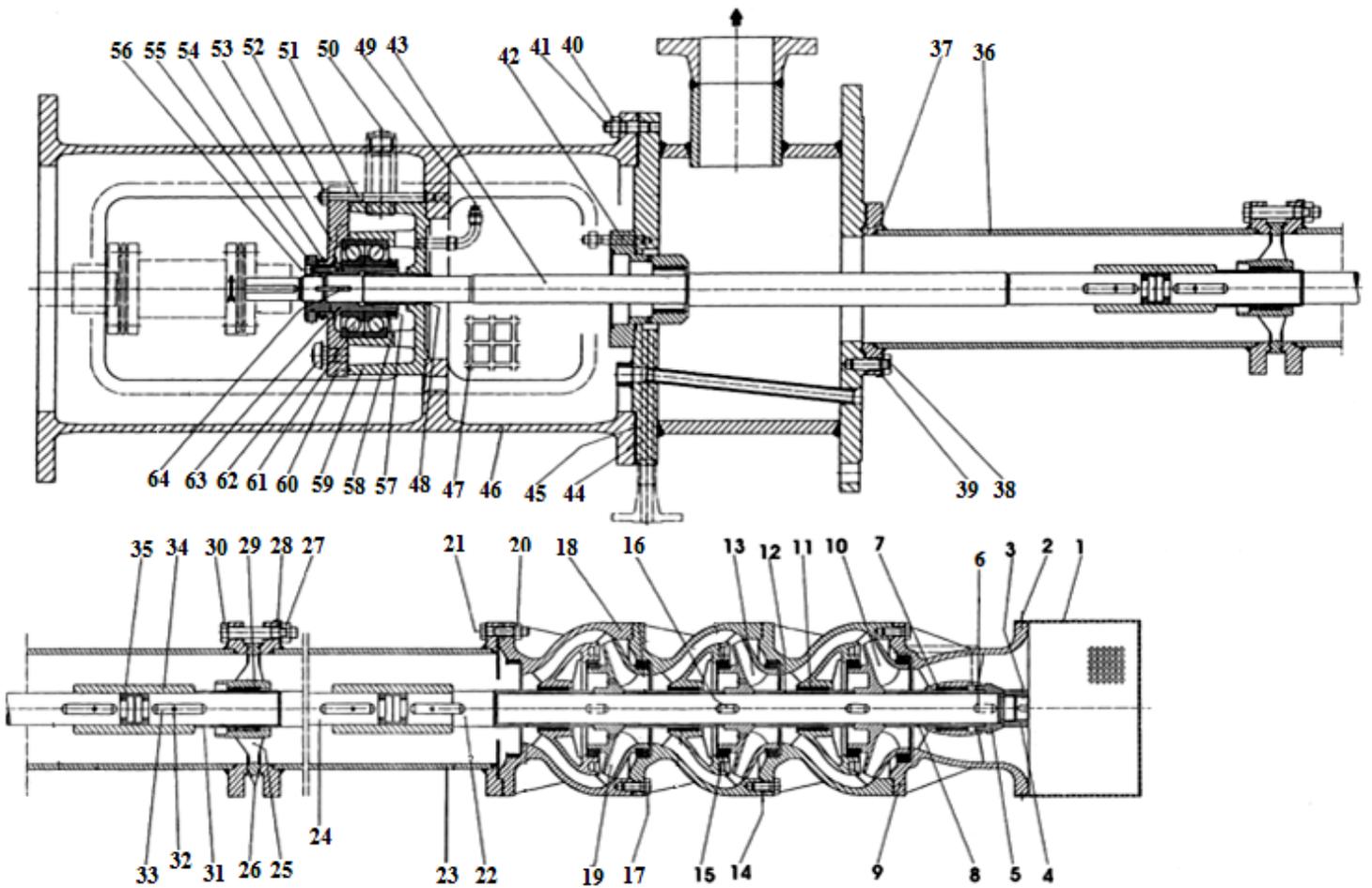


Figure 9: Dessin d'ensemble de la pompe WE 41

5- La méthodologie de surveillance adoptée:

La surveillance des installations commence d'abord par le suivi des indicateurs en mode global, ce type de suivi est rapide, peu coûteux et il permet de connaître l'état vibratoire de la machine et d'en surveiller l'évolution, sans pouvoir toutefois déterminer la cause de la vibration.

La démarche d'investigation pour la surveillance et le diagnostic des machines au niveau de cette unité, consiste en premier lieu à faire une analyse du Niveau Global vitesse. L'observation du comportement vibratoire de la pompe par le biais de ce paramètre donne des informations sur les anomalies qui apparaissent en moyenne et basse fréquence.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Rep	Nbr	Désignation
1	1	Crépine (filtre)
2	6	Vis à six pans
3	1	Vis sans tête
4	1	Ecrou d'impulseur
5	1	Douille d'écartement
6	3	Clavette
7	1	Douille de palier
8	1	Chemise de l'arbre
9	1	Corps d'aspiration
10	1	Impulseur, premier étage
11	3	Douille de palier
12	3	Chemise d'arbre
13	1	Impulseur, deuxième étage
14	3	Joint plat
15	6	Bague d'usure
16	3	Clavette
17	24	Vis à six pans
18	3	Corps redresseur
19	1	Impulseur, troisième étage
20	12	Ecrou a six pans
21	12	Vis à six pans
22	1	Arbre d'impulseur
23	5	Tuyau de colonne
24	5	Arbre d'entraînement
25	5	Logement de palier de colonne
26	12	Joint torique
27	60	Ecrou à six pans
28	60	Plaque de blocage
29	5	Douille de palier
30	60	Vis à six pans
31	5	Chemise d'arbre
32	12	Vis de blocage

Rep	Nbr	Désignation
33	12	Clavette
34	6	Manchon accouplement d'arbre
35	12	Demi-coquille d'accouplement
36	1	Tuyau de colonne
37	1	Joint torique
38	12	Vis à six pans
39	12	Plaque de blocage
40	8	Ecrou a six pans
41	8	Goujon
42	1	Boîte à garniture
43	1	Arbre de commande
44	1	Tête de refoulement
45	1	Joint plant
46	1	Support de palier
47	2	Protège accouplement
48	1	Anneau en V
49	1	Bouchon
50	1	Indicateur de niveau d'huile
51	4	Goujon
52	4	Ecrou a six pans
53	1	Couvercle de palier
54	1	Anneau en V
55	1	Ecrou d'arbre
56	2	Vis à six pans
57	1	Ecrou de blocage
58	1	Plaque de blocage
59	1	Corps de palier-butée
60	1	Joint torique
61	2	Roulement à billes a disposition oblique
62	1	Event
63	1	Chemise de palier
64	1	Clavette

Tableau 3 : Nomenclature de la pompe WE 41, la figure 9.

Nous avons assisté au démontage de la pompe suite ou déclenchement de seuil de danger de niveau global (le **28/06/2012**) et nous avons constaté que l'usure des coussinets en PTFE était uniforme et normale par rapport au nombre d'heures de fonctionnement, par contre l'usure sur les chemises était beaucoup plus importante que l'usure normale et non uniforme sur la génératrice de la chemise (déportée sur le côté, figure 11). Nous avons remarqué aussi la rupture des têtes des accouplements, (Figure 12 et 13).

La lubrification des paliers de la pompe d'eau de mer est assurée par cette eau pompée et dans lequel il y a du sable et de matières abrasives, ceci accélère l'usure dû à la présence des grains de sable entre les chemises et les coussinets.

Pendant le montage des différents éléments de la pompe, nous avons relevé

- Défaut de concentricité sur les arbres et sur les coussinets en PTFE, un mauvais état de la surface des chemises et les coussinets,
- Dégagement insuffisant de sable et de matière abrasive pour les rainures de lubrification des coussinets,



Figure 10: La chemise et le coussinet Avant le montage



Figure 11: L'usure des chemises et des coussinets Après le démontage de la pompe



Figure 12 : Rupture des accouplements



Figure 13: Rupture des Logements des paliers

5.1- Niveau global :

Le suivi dans le temps (du **09/07/2012** au **09/12/2012**) de l'évolution du niveau vibratoire nous donne des informations significatives. On peut apercevoir sur les courbes de tendance ci-dessous (figure 14) que l'évolution du niveau global vitesse dans les directions horizontale, étant moyennement constant sur la période du **09/07/2012** jusqu'au **28/08/2012**, nous pouvons alors dire que c'est une période de « bon fonctionnement ». Le niveau vibratoire commence à s'intensifier à partir de cette dernière date où nous remarquons une brutale augmentation du niveau global sur les points **Pal1** et **Pal2** (figure 14) dans la direction radiale horizontale, qui donne une première idée sur le changement de fonctionnement de la pompe, le **01/10/12** est le début de l'état de seuil d'alarme, donc une dégradation de l'équipement est fort probable. Ce dépassement de seuil laisse présumer que la machine est affectée de défaut. Le **26/11/2012** l'état critique peut alors être déclaré, malgré ceci, le fonctionnement de la pompe a été prolongé pour des raisons de production jusqu'au **09/12/2012** où celle-ci est appelée en révision.

Par contre, dans la direction axiale (figure 15) nous remarquons que le niveau global vitesse est sensiblement faible pendant toute cette durée et la raison a été déjà expliquée dans le paragraphe où nous avons dit que dans cette direction l'impact de l'intensité vibratoire sur le capteur est très faible.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

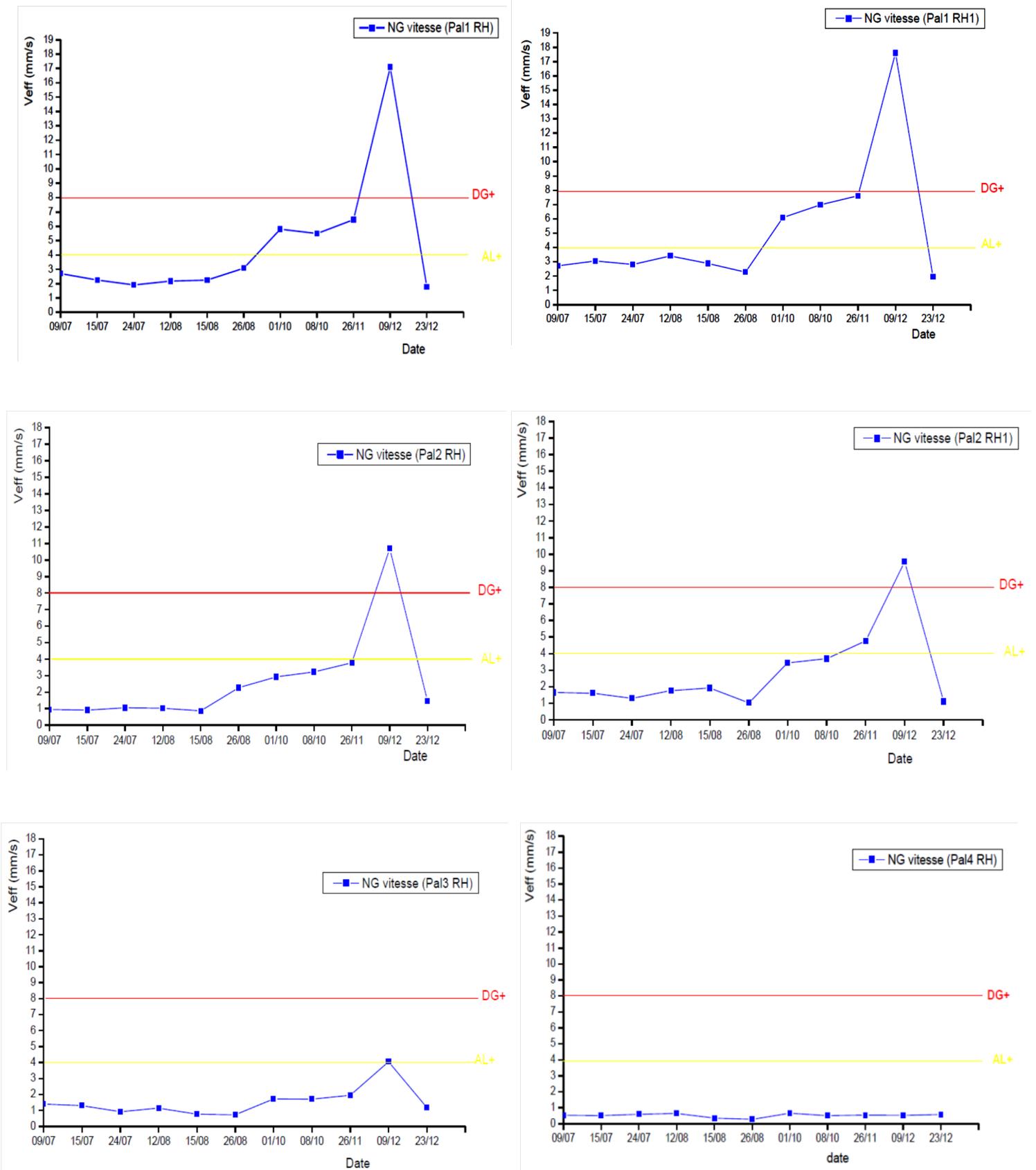


Figure 14: Niveau Global Vitesse dans la direction radiale horizontale

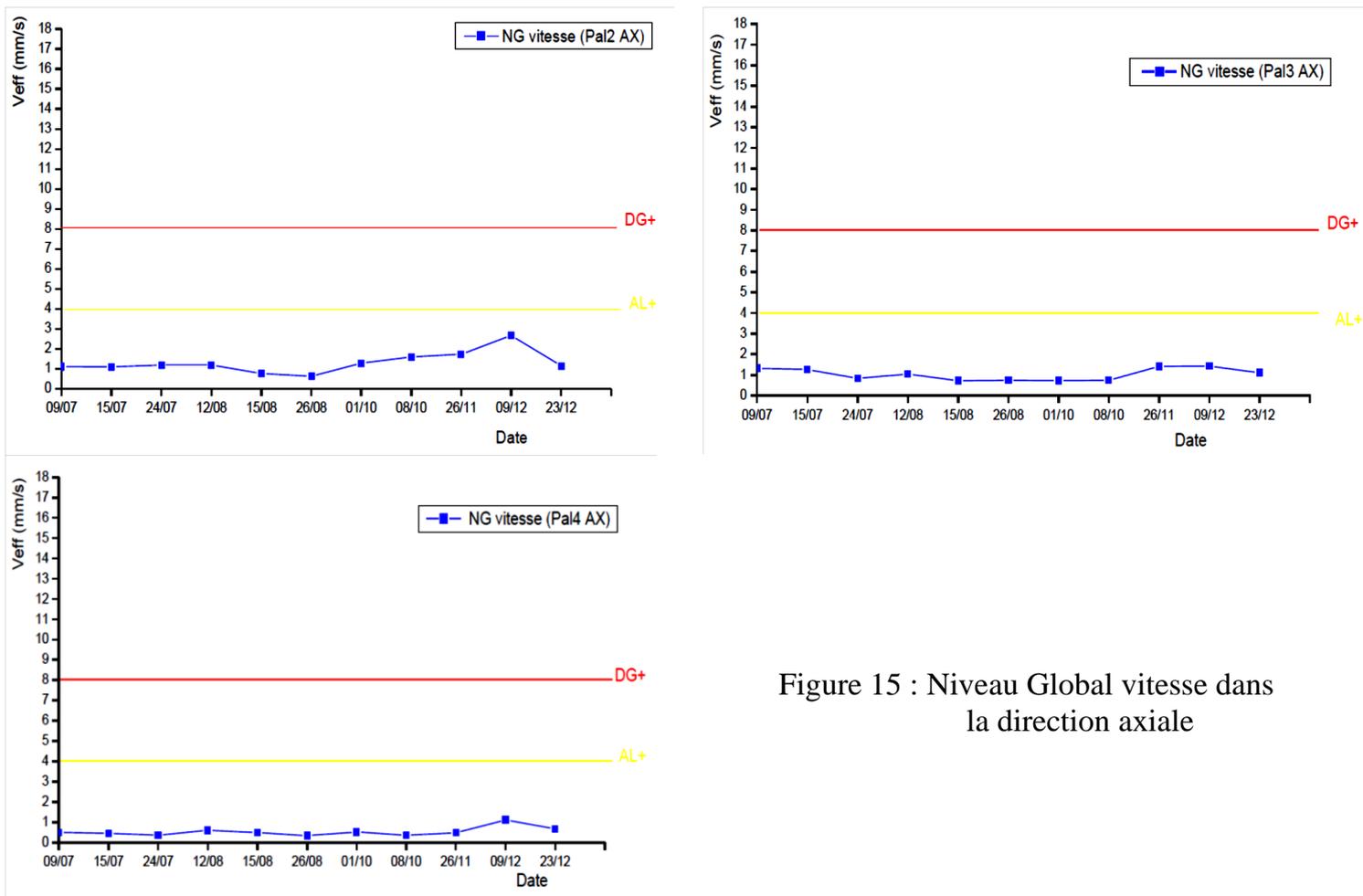


Figure 15 : Niveau Global vitesse dans la direction axiale

5.2- Analyse spectrale :

L'analyse du niveau global permet donc de statuer d'une manière générale sur l'état de la machine mais ne peut jamais spécifier avec exactitude qu'un tel défaut à affecter un tel organe. Pour remonter aux défauts qui ont engendré de tels vibrations, il faut passer le relais à l'analyse spectrale afin de chercher les fréquences des défauts probables qui peuvent affecter la machine.

D'après l'étude des spectres des points **Pal 1** du (12/08/12), **Pal2** du (15/08/12) et **Pal3** (08/10/12) dans la direction radiale horizontale, nous remarquons clairement un pic dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation de l'arbre (24,17 Hz), dont les amplitudes restent dans la limite de bon fonctionnement. Dans cette situation, le défaut est considéré comme acceptable et n'affecte pas le fonctionnement de la pompe.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

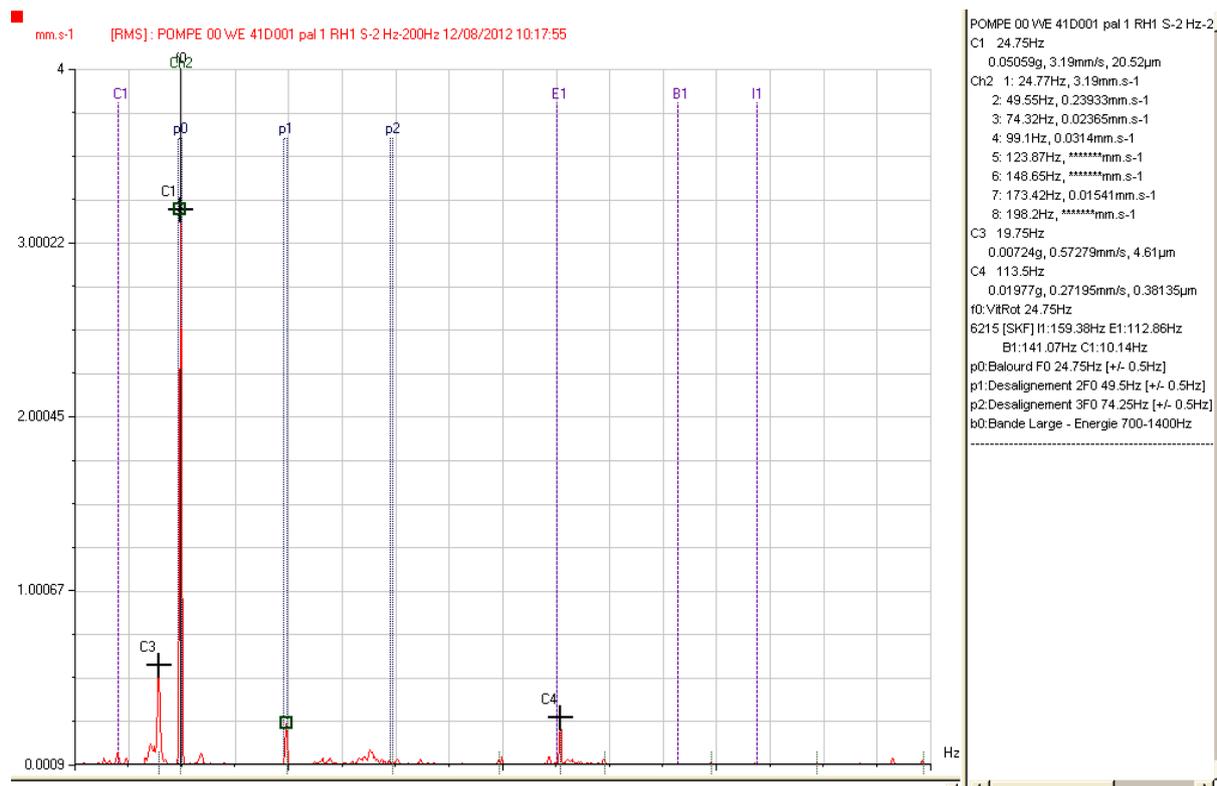


Figure 16 : Spectre du point **Pal1 RH1** en date de 12/08/12, ($V_{\text{eff}} = 3,19$ mm/s).

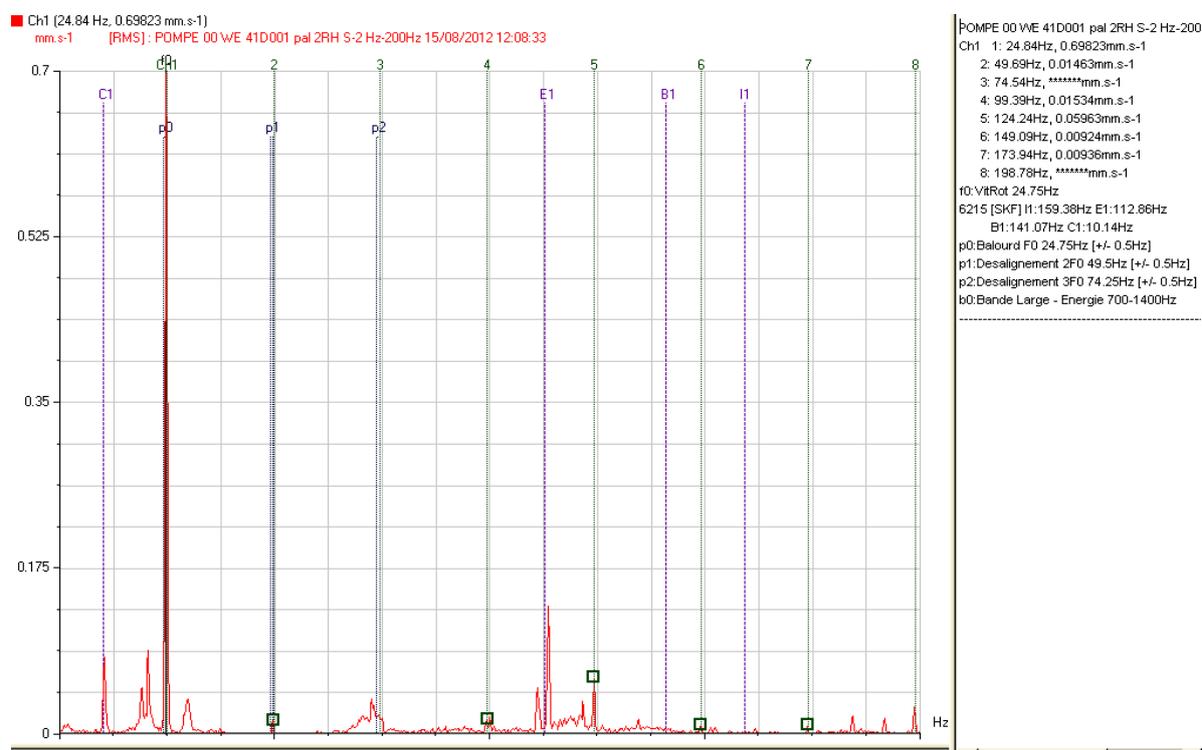


Figure 17 : Spectre du point **Pal2RH** en date de 15/08/12, ($V_{\text{eff}} = 0,698$ mm/s).

RESULTATS ET DISCUSSIONS

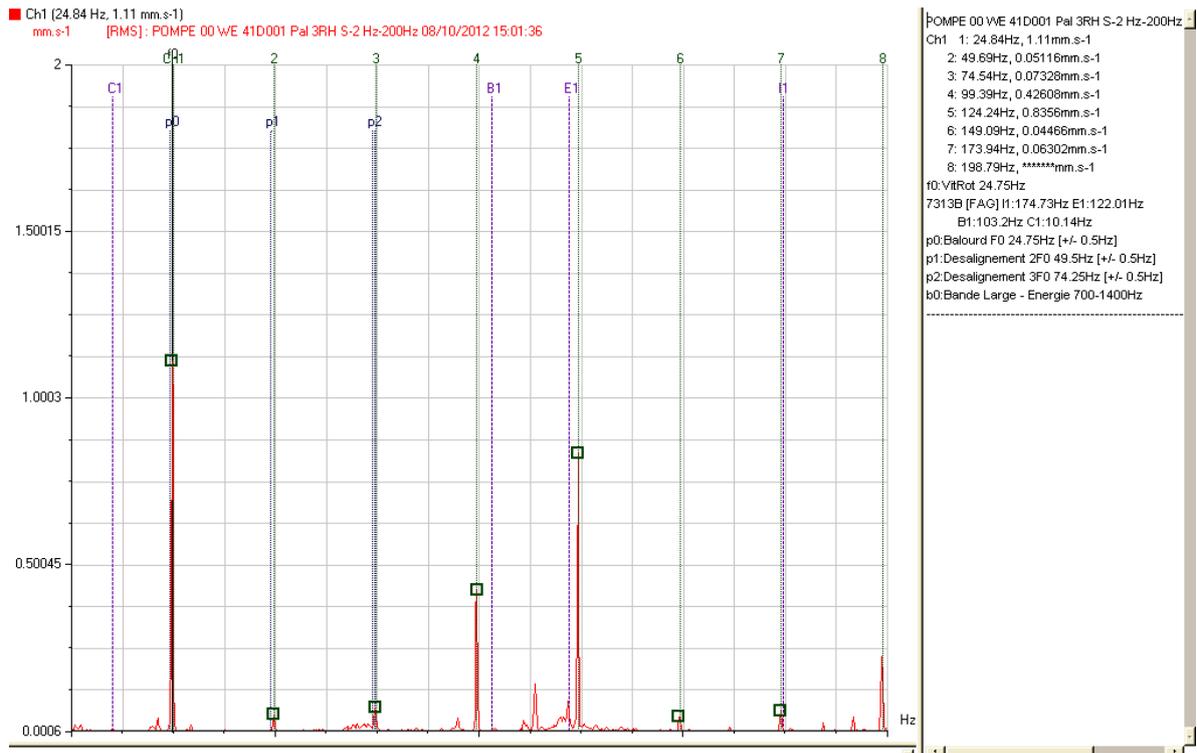


Figure 18 : Spectre du point **Pal3 RH** en date de 08/10/12 ,($V_{\text{eff}} = 1,11$ mm/s).

C'est à partir du **1/10/12**, que le changement est plus visible, c'est à dire que le seuil d'alarme peut être déclaré. Nous le constatons dans les spectres des figures (Figure 19 et Figure 20), d'où l'augmentation de l'amplitude à la première fréquence de rotation avec un rapport moyen de **1,56** sur (**PAL1 RH1**) et d'un rapport de **5,02** dans (**PAL 2 RH**), Par contre, sur (la figure 21), du point Pal3 RH, nous remarquons une légère augmentation des amplitudes à la première fréquence, mais le seuil d'alarme n'est pas encore atteints.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

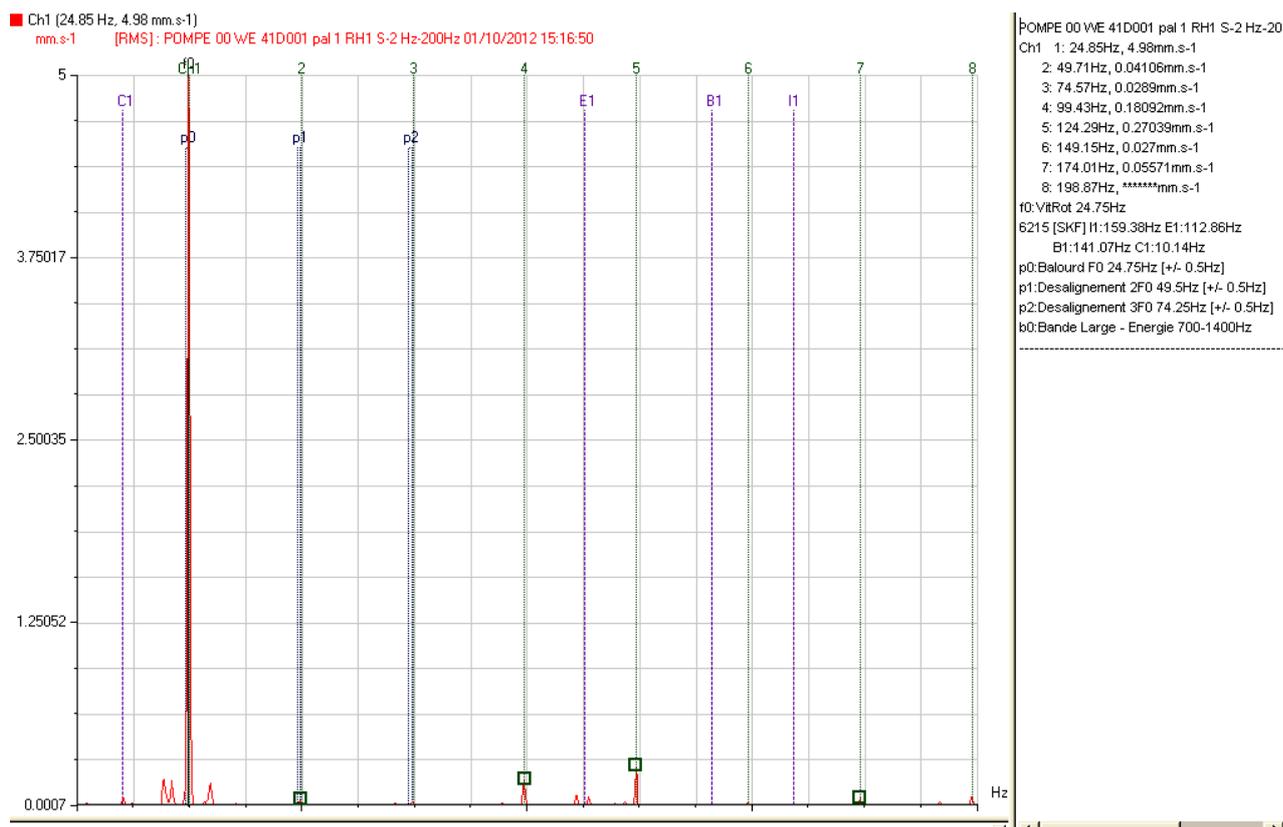


Figure 19 : Spectre du point **Pal1RH1** en date de 01/10/12, ($V_{\text{eff}} = 4,98 \text{ mm/s}$).

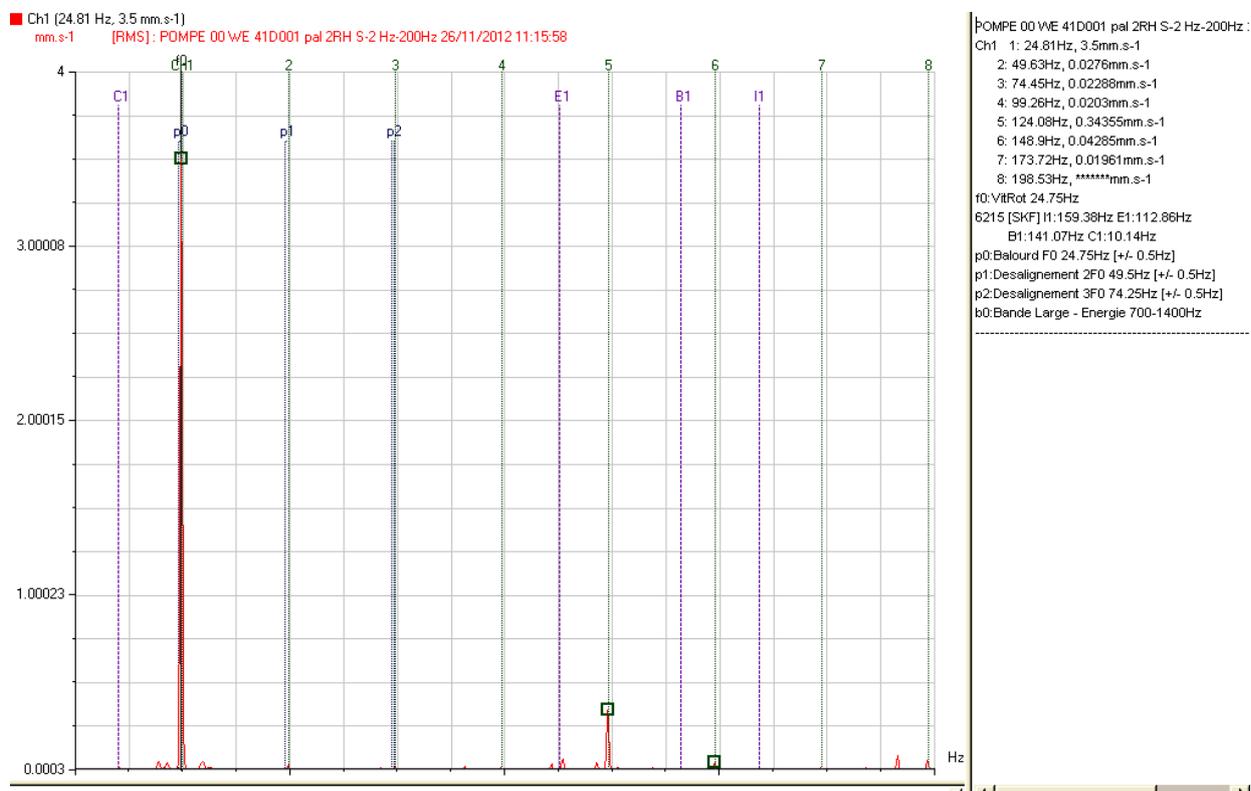


Figure 20 : Spectre du point **Pal2RH** en date de 26/11/12 ($V_{\text{eff}} = 3,5 \text{ mm/s}$).

RESULTATS ET DISCUSSIONS

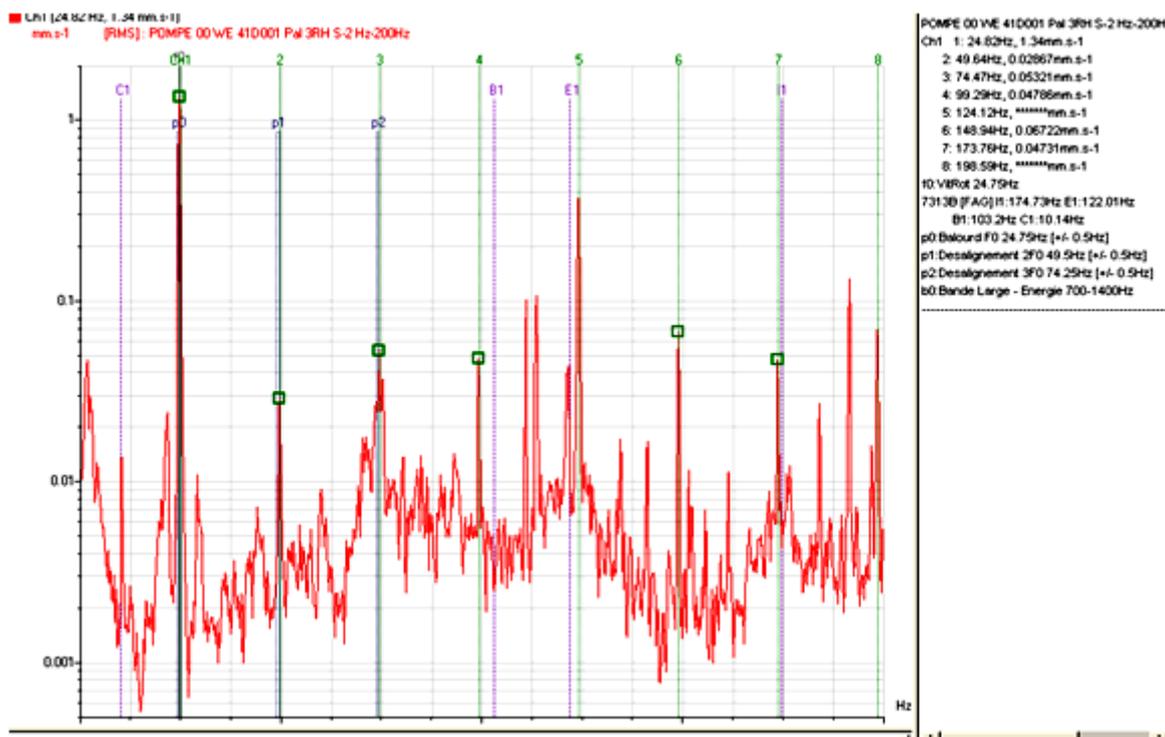


Figure 21 : Spectre du point **Pal3 RH** en date de 26/11/12, ($V_{\text{eff}} = 1,34$ mm/s).

La présence d'une telle augmentation de l'amplitude du signal à la fréquence de rotation, en absence d'autres défauts représente, en premier rapproche, l'image vibratoire du balourd.

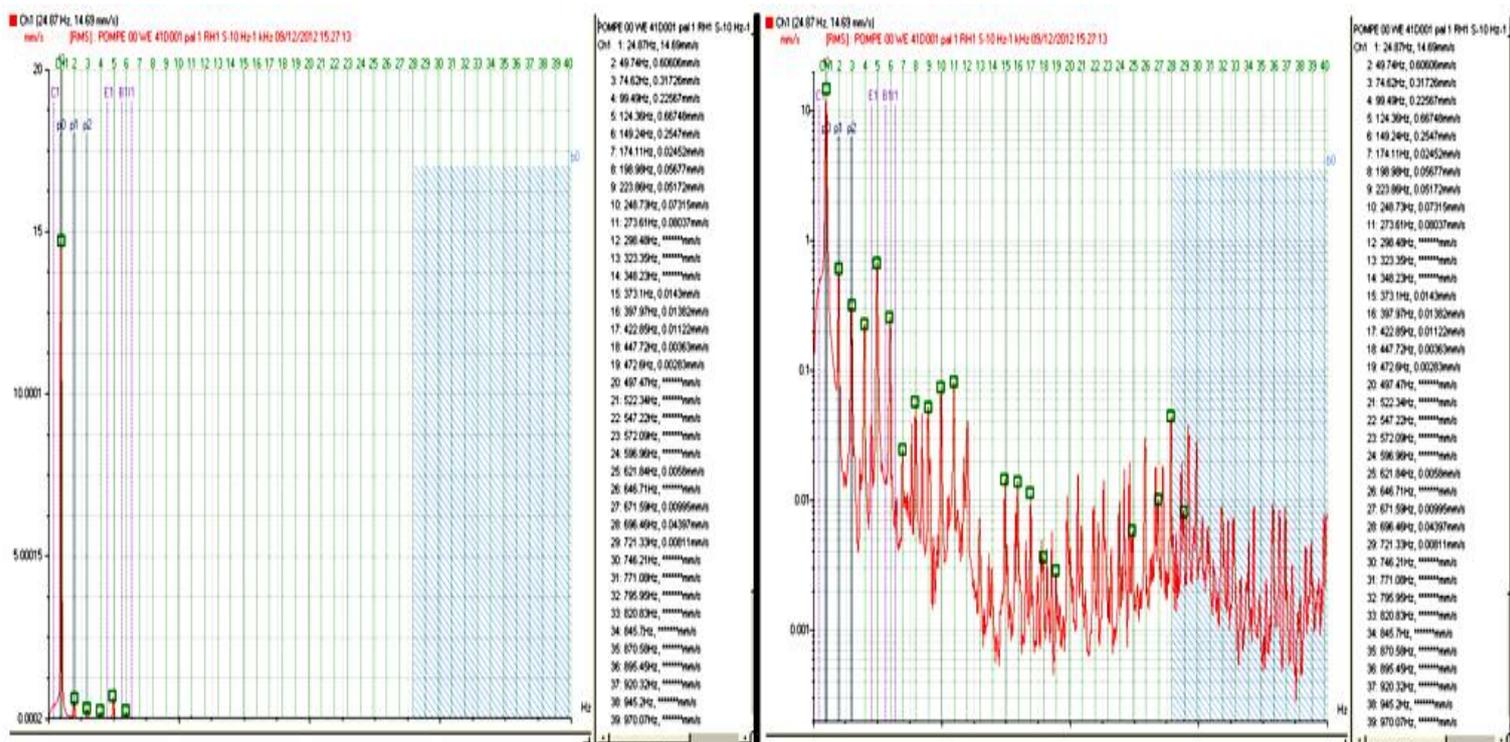


Figure 22 : Spectre du point **Pal1 RH1** en date de 09/12/12 ($V_{\text{eff}} = 14,69$ mm/s).

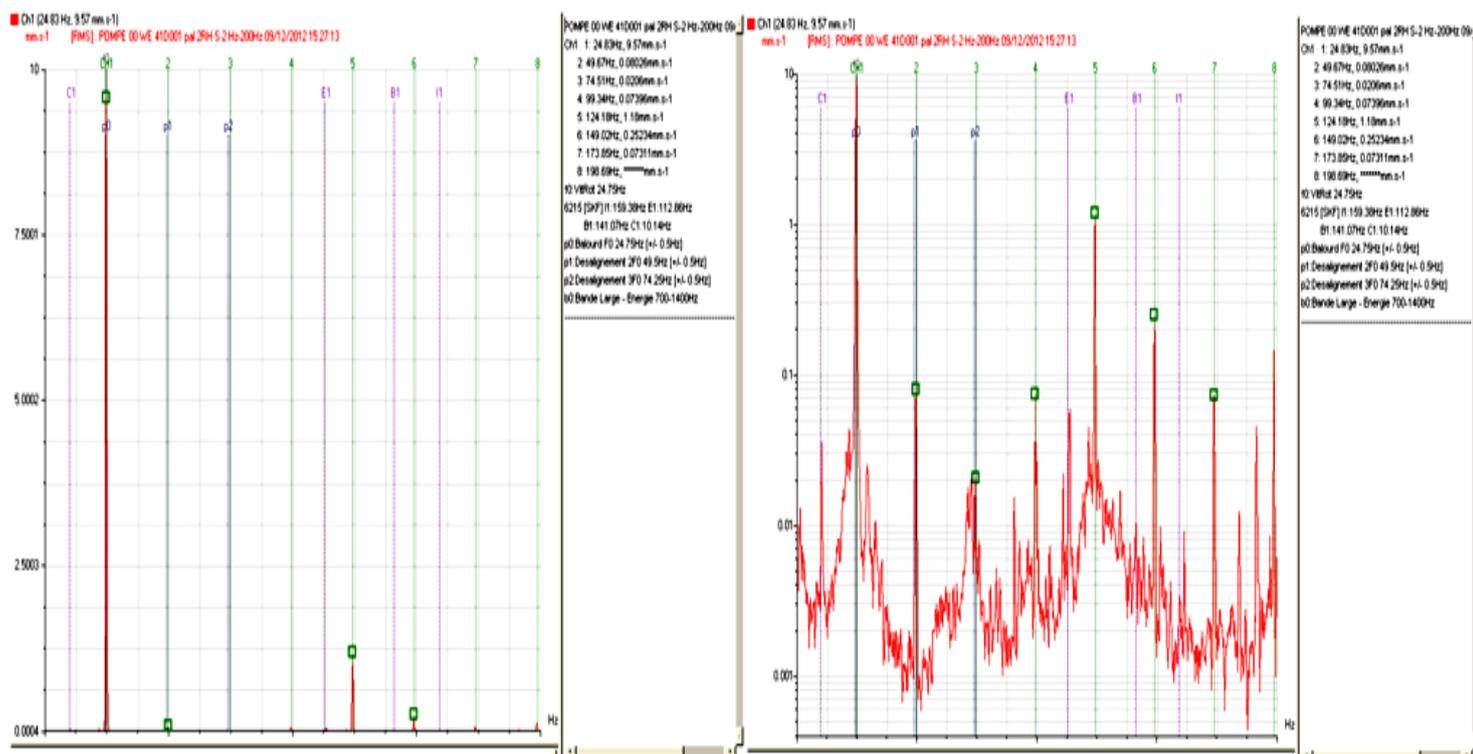


Figure 23 : Spectre du point **Pal2 RH** en date de 09/12/12 ($V_{\text{eff}} = 9,57$ mm/s).

Dans le spectre de point Pal1 (Figure 22), une augmentation considérable de l'amplitude de la première fréquence atteignant un pic d'une valeur efficace de **14.69** mm/s, qui correspond à la fréquence de rotation de l'arbre. Et sur le PAL 2 (Figure 23) une nette augmentation de l'amplitude de la première fréquence avec une valeur efficace de **9,57 mm/s**.

Les signaux temporels captés sur le point **pal1RH1** donne une forme sinusoïdale du signal délivré par les capteurs, ce qui permet de confirmer avec exactitude que la signature vibratoire est relative au défaut de balourd (Figures. 24 et 25).

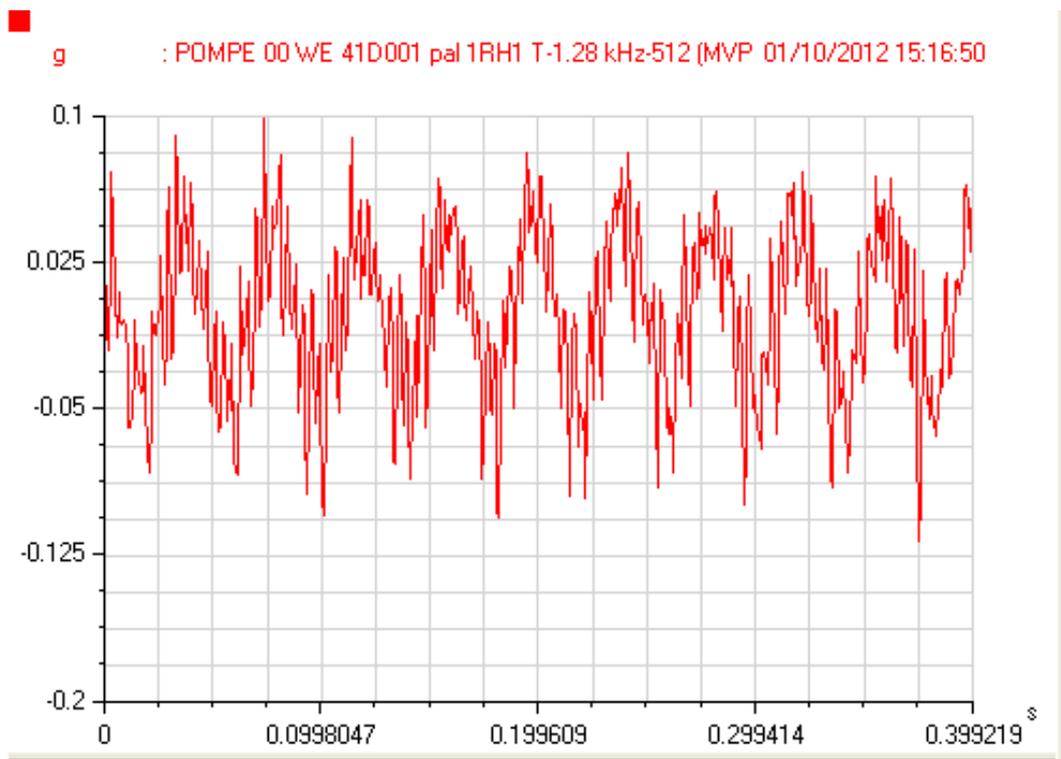


Figure 24 : Signal temporel de point **pal1RH1** en date de 01/10/12.

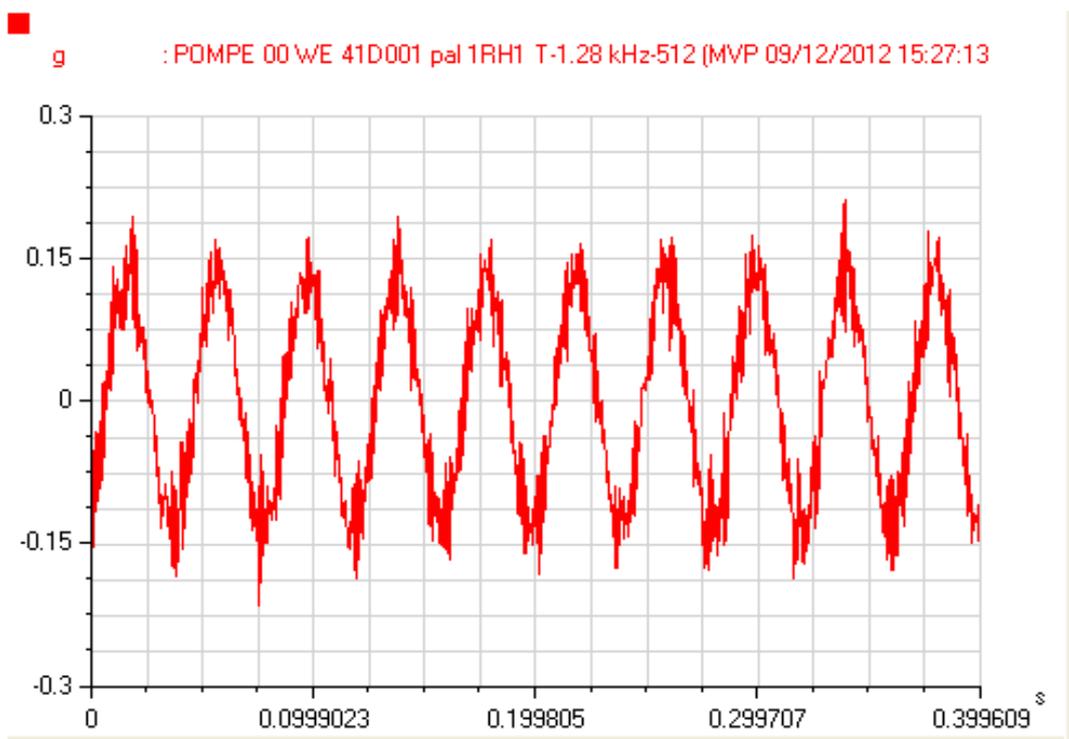


Figure 25: Signal temporelle du point **Pal1 RH1** en date de 09/12/12.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Ces courbes ci-dessous nous montrent l'évolution du balourd en fonction de changement du niveau global vitesse.

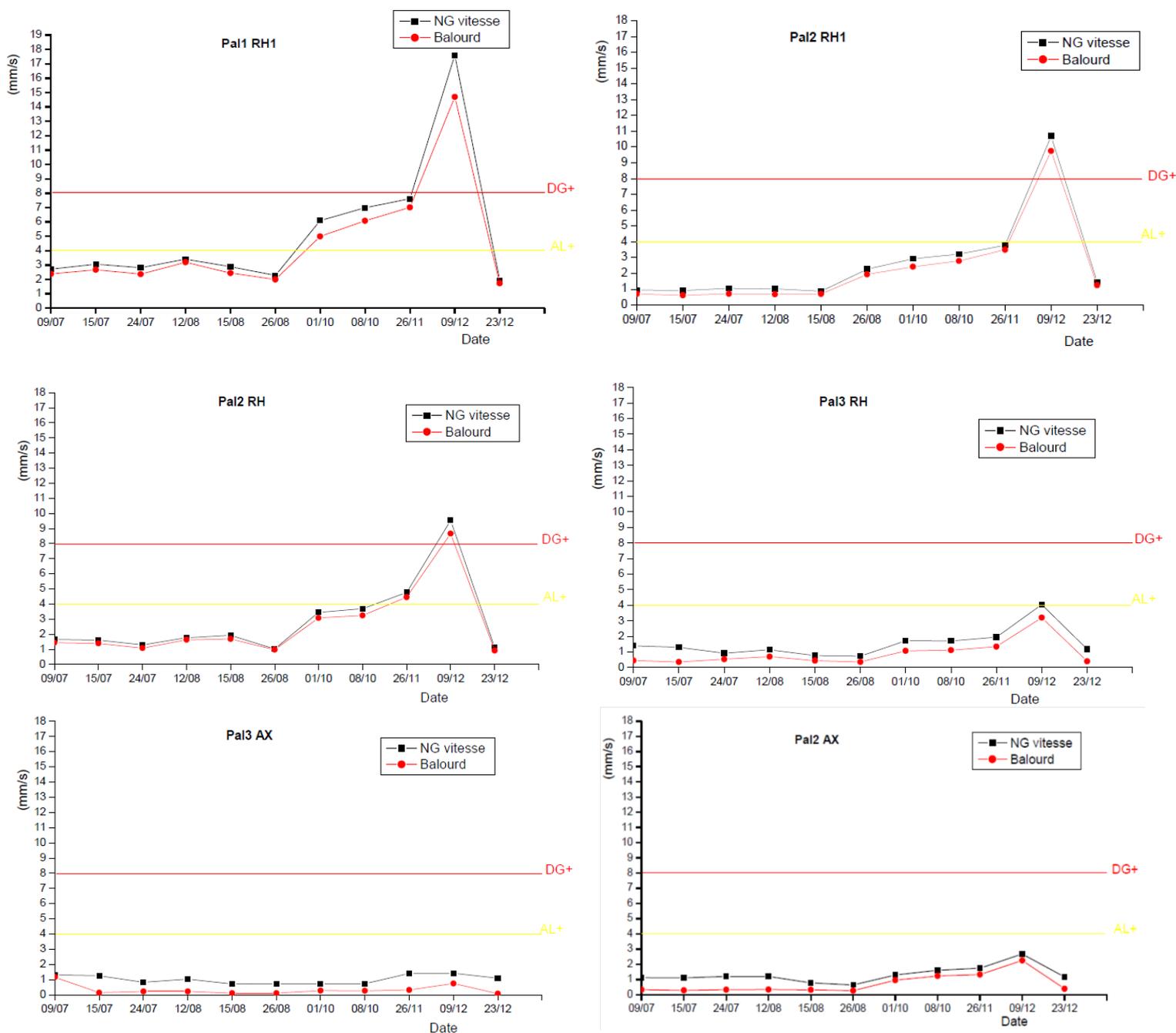


Figure 26 : Les courbes de tendance de niveau global vitesse avec celle de balourd.

Nous constatons dans la (Figure 26) qui donne l'évolution des indicateurs relatifs ou niveau global et aux défauts de balourd que le suivi par valeur efficace est sensible aux défauts de type stationnaire tel que le balourd. Néanmoins, le suivi global pour valeur efficace à elle seule ne permet de statuer sur le type du défaut affectant la machine

Nous remarquons aussi que la signature vibratoire est très importante dans la direction radiale. Par-contre, dans la direction axiale les valeurs du balourd ne sont pas assez grandes. Ce qui confirme entièrement que le balourd est mieux détectable dans la direction radiale que sur la direction axiale.

Nous constatons alors que le balourd se manifeste dès les premiers jours de fonctionnement de la pompe avec de faibles valeurs en amplitude (voir spectre figure 16,17 et 18).sur une période allant jusqu'au 26/08/12 (période de bon fonctionnement) mais à la fin du 3eme mois une augmentation brusque et forte des amplitudes du balourd suivant les points dans la direction radiale. (Voir spectre, figure 22 et 23).

Après la révision de la pompe en date allant du (10/12/12/ au 20/12/12), une chute considérable du niveau global, apparait clairement sur les spectres des points Pallet Pal 2 (figure 27 et 28).

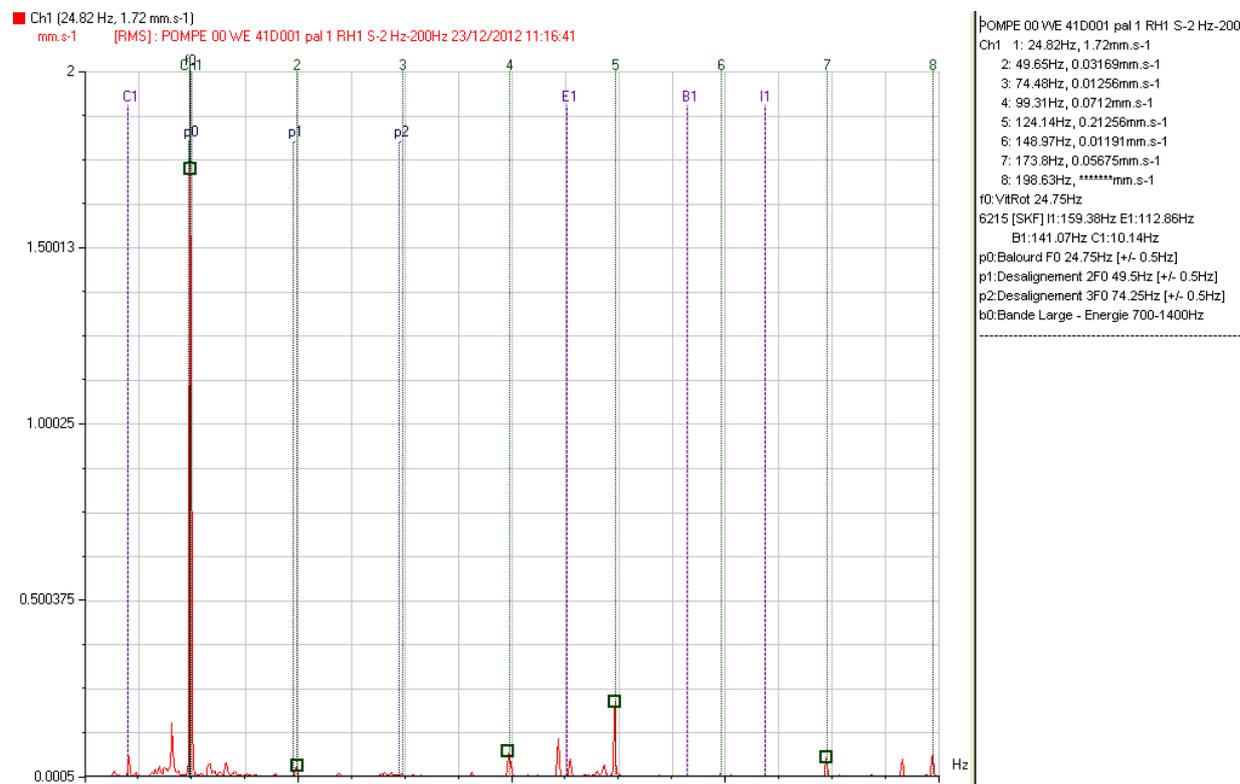


Figure 27 : Spectre du point **Pal1 RH1** en date de 23/12/12 ($V_{eff} = 1,72$ mm/s).

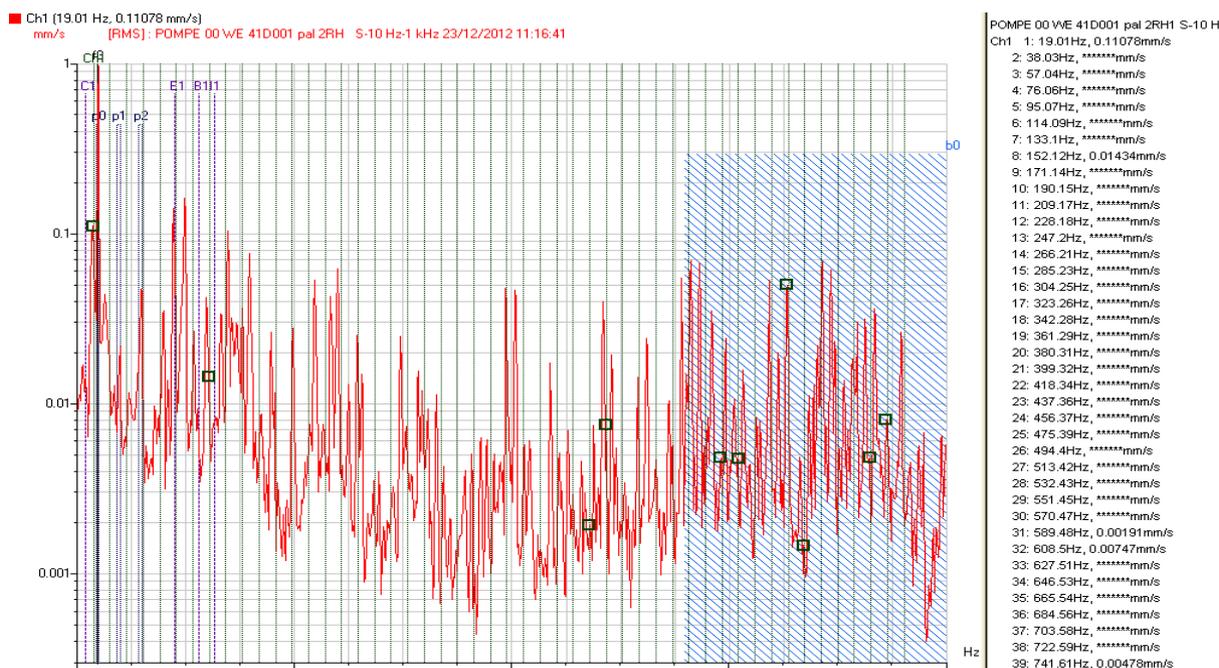


Figure 28 : Spectre du point **Pal2 RH** en date de 23/12/12 ($V_{eff} = 0,11$ mm/s).

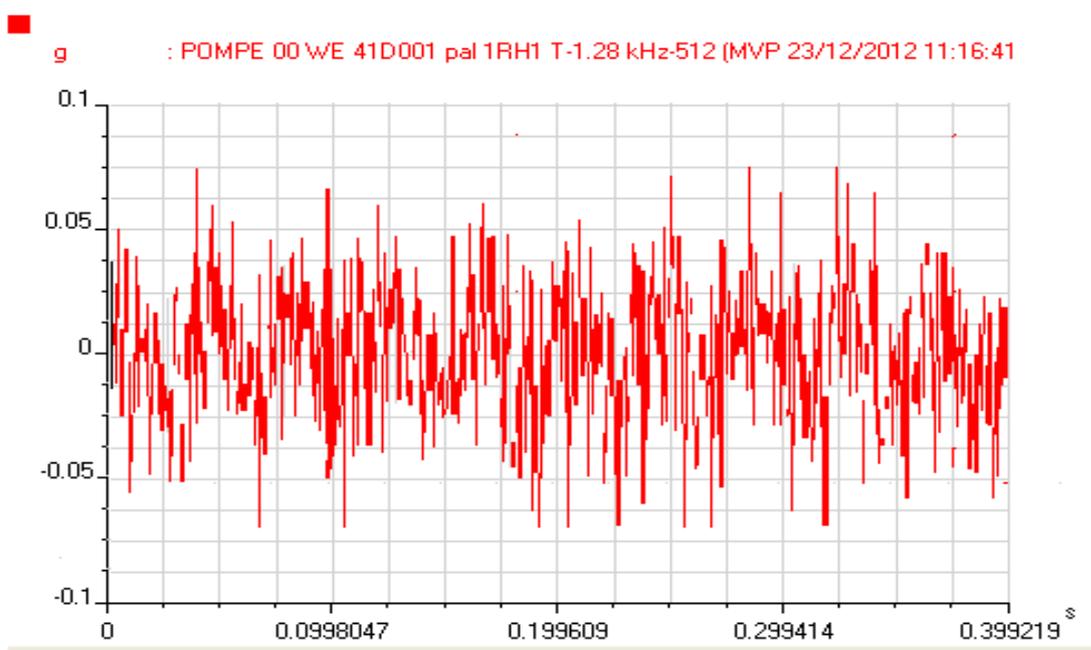


Figure 29: Signal temporel du point **Pal1 RH1** en date 23/12/12 après révision.

6- Conclusion

La mesure en niveau global permet, en se rapportant à des références connues (normes, spécifications du constructeur, des mesures antérieures, etc.), de quantifier un état général d'une machine tournante et de juger si le niveau de vibration est acceptable. Dans le cas contraire, il est important d'en définir la raison et chercher le phénomène excitateur. Cette mesure permet de détecter la présence d'un défaut, mais ne permet pas de l'identifier. Par contre l'analyse spectrale permet de déterminer non seulement la nature du défaut mais aussi son évolution dans le temps.

CONCLUSION

GENERALE

Dans le cadre de la présente étude, nous avons effectué un stage pratique au sein de la centrale thermique de Cap-Djinet, qui nous a permis de regrouper les connaissances théoriques et les modes opératoires utilisés pour la détection des défauts affectant les organes des installations mécaniques. La majorité de ces défauts peuvent être détectés en analysant les signaux vibratoires délivrés par des capteurs placés sur leurs paliers.

Ce stage nous a permis de comprendre aussi l'importance de la surveillance des machines stratégiques tel que la pompe d'eau de mer, qui est indispensable au fonctionnement des autres machines. A cet effet, nous avons assisté au suivi périodique de cette pompe en cours de son fonctionnement par logiciel OneProd. Ce suivi a été déroulé en comptant du **09/07/2012** jusqu'au **09/12/2012**. L'indicateur utilisé pour le suivi d'une manière générale l'état de la pompe est le Niveau Global Vitesse, cette technique dont l'utilisation s'avère mal adaptée à la détection précise des défauts; car elle présente de nombreux écueils : l'effet de masque qui pourrait rendre dans certain cas cet indicateur insensible à l'apparition d'un défaut. Par contre, l'analyse spectrale a permis de déterminer la nature du défaut et de suivre son évolution dans le temps jusqu'à l'état critique, où la pompe est appelée à la révision.

La tâche la plus difficile qui reste à faire est d'arriver à connaître la source exacte de déséquilibre que subit l'arbre. Des études supplémentaires sont nécessaires afin d'arriver à un résultat concluant

En effet, une analyse modale est souhaitée afin de déterminer la fréquence propre de l'arbre et de vérifier si celle-ci n'est pas égale ou proche à celle de la rotation. Une autre étude s'impose et concernera la fréquence de refoulement de l'eau dans la conduite puisque l'arbre se trouve à l'intérieur de celle-ci.

Pour la première analyse (modale), on ne pense pas que le fabricant puisse ignorer cette partie très importante dans la conception et la construction des machines tournantes. Donc, le refoulement de l'eau dans la conduite est la cause qui reste à explorer, mais sans exclure aussi le problème d'alignement de la ligne d'arbre qui pourrait être causée lors du remplacement des coussinets.

REFERENCE

BIBLIOGRAPHIQUE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] : Documentation de la centrale thermique de 'RAS-DJINET' + Cahier technique de la pompe de transfert d'eau de mer.
- [2] : **G. PERROTIN J. LAUNAY**, « Station de pompage », Techniques de l'ingénieur, B 4340.
- [3] : **A. BOUDEN**, « Analyse optimisée de système de pompage photovoltaïque », Mémoire de Magister, Université de Constantine 2008.
- [4] : **MEFLAH AISSA** « Modélisation et commande d'une chaîne de pompage photovoltaïque » Mémoire de Magister, Université de Tlemcen 2010
- [5] : **Bernard de CHARGÈRES**, « Pompes volumétriques pour liquides » Techniques de l'ingénieur. B 4320
- [6] : **Jean-François LAPRAY** « Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation » Techniques de l'ingénieur B 4313
- [7] : **Jean POULAIN**, « Pompes roto dynamiques », Techniques de l'ingénieur B 4300
- [8] : **Gilles DUCHEMIN**, « Maintenance des machines et des moteurs ». Technique de l'ingénieur BM 4 188.
- [9] : **Bernard MECHIN**, , « Introduction aux méthodes de maintenance ». Technique de l'ingénieur MT 9 280
- [10] : **François MONCHY**, « Maintenance méthodes et organisations » DUNOD_ 2000.
- [11] : **D. Khaled BELMADH**, Technique of maintenance, 2ème édition, Université Pierre and Marie Curie- Paris VI_2006
- [12] : **Marie LINE ZANI**, « la surveillance des machines tournantes », mesure 757_ Septembre 2003
- [13] : **Alain BOULENGER, Christian PACHAUD**, « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive ». Dunod _1998.
- [14]. **Alain BOULENGER et Christian PACHAUD**, « Surveillance des machines par analyse des vibrations ». Dunod _ 1998.
- [16] : **Alain BOULENGER, Christian PACHAUD**, « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive », Dunod _1998.
- [17] : **ALAIN BOULENGER**, « Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations » Technique de l'ingénieur. MT 9 285.
- [18] : **Jean-Marie Auberville**, « Maintenance industrielle », Paris _2004

BIBLIOGRAPHIE

- [19] : **Claire BRENEUR**, « Éléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements », thèse de doctorat, école doctorale des sciences pour l'ingénieur de Lyon_2002.
- [20] : **Alain BOULENGER • Christian PACHAUD**, 'Aide-mémoire' « Surveillance des machines par analyse des vibrations ». Paris, Dunod, 2009
- [21] : **Cours techniques de surveillance** Mr LANDOLSI FOUED
- [22] : **Alain BOULANGER. Christian PACHAUD** « Surveillance des machines par analyse des vibrations ». Editions AFNOR 1995
- [23] : **Alain BOULANGER .Christian PACHAUD** « Analyse vibratoire en maintenance » Dunod 2007
- [24] : **Carine ALAUZE**. « Equilibrage actif des machines tournantes » thèse doctorale à l'institut national des sciences appliquées de Lyon
- [25] : **André CHEVALIER**, « Guide de dessinateur industriel » Edition 2004.
- [26]:**BELHOUR Samira**, « Contribution a l'optimisation de la maintenance prédictive par l'utilisation du logiciel OmniTrend (système on line) cas : Cimenterie Hama Bouziane » MEMOIRE DE MAGISTER En GENIE MECANIQUE, OPTION : Mécanique Appliquée en Engineering. Université de Mentouri de Constantine_2008.
- [27]:**BRÜEL KJÆR**, « Les analyses vibratoires ». Paris_ Rév. C - Décembre 2001,
- [28]:**Marie LINE ZANI**, « La surveillance des machines tournantes », mesure 757, PARIS _ Septembre 2003.