

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA



Faculté de technologie

Département de mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme master

En conception mécanique

Thème :



***Analyse de quelques défaillances mécaniques
d'une machine tournante industrielle et solutions
proposées***

Présenté par :

GHERIBI mohamed

Encadré par :

Pr .OUALI mohamed

2012/2013

Remerciements

*Au terme de ce travail, je tiens à remercier **ALLAH** de m'avoir éclairé mon chemin, renforcé mon courage pour achever ma formation et atteindre mes objectifs dans les meilleures conditions.*

*Mes remerciements les plus profonds et mes reconnaissances éternelles à mon promoteur, **Professeur OUALI MOHAMED**, qui a mis à ma disposition son savoir, ses connaissances, son expérience ainsi que son temps précieux.*

*Il est gratifiant de remercier **MR MAGRAOUI** pour son aide précieuse et sa disponibilité*

Je remercie également l'ensemble des personnes qui m'ont aidé à réaliser ce travail de près ou de loin.

Un hommage appuyé plein d'émotion à mes parents toujours présents par leur soutien moral et matériel.

Résumé :

L'objectif recherché à travers ce travail consiste essentiellement à diagnostiquer deux machines tournantes « le ventilateur atomiseur, le déchiqueteur papier cellulose » en utilisant l'analyse vibratoire afin de déterminer les défauts éventuels dans notre cas, il s'agit de défauts de balourd, jeu, et roulement et d'en proposer des solutions.

Il est à signaler que l'étude théorique afférente à ce sujet à confirmer les résultats pratiques.

ملخص:

الهدف من هذا العمل يكمن أساسا في فحص آلتين دورانيتين باستعمال طريقة التحليل الإهتزازي من أجل تنبؤ الأعطاب الممكنة و اقتراح الحلول المناسبة بالنسبة للعمل المقدم و الذي يخص الآلتين المدروستين تتمثل الأعطاب في ما يلي :

- اللاتوازن , المدحرجات , ...

و منه نستنتج أن الدراسة النظرية أكدت لنا النتائج التطبيقية المتحصل عليها

Abstract:

The objective searched through this work primarily consists in diagnosing two revolving machines “ventilator and chopper by using the vibratory analysis in order to determine the possible defects in our case it acts of defects unbalanced game and bearing, and suggesting the suitable solutions of them it is to be announced that theatrical study afferents on this subjects confirmed the practical results.

Sommaire

Chapitre1 : généralités sur les machines tournantes

1.1 Introduction générale.....	1
1.2 Etat de l'art.....	2
1.3 Définition des machines tournantes.....	4
1.4 Description d'une machine tournante.....	4
1.5 Classement « VIS » des machines tournantes.....	5

Chapitre2 : typologie de la maintenance, analyse vibratoire et principaux défauts

2.1 Introduction.....	6
2.2 Typologie de la maintenance.....	6
2.3 Maintenance préventive.....	7
2.4 Différents types de maintenance préventive.....	7
2.4.1 Maintenances préventives systématiques.....	7
2.4.2 Maintenance préventive conditionnelle.....	7
2.5 Analyse vibratoire.....	8
2.5.1 Vibration et forces internes.....	8
2.5.2 Mesure de niveau global.....	8
2.5.3 Analyse spectrale.....	8
2.5.4 Amplitude.....	9
2.5.5 Méthode de mesure.....	9
2.5.6 Capteur de vibration.....	10
2.5.6.1 Accéléromètre.....	10
2.5.6.2 Vélocimètre.....	10
2.5.6.3 Capteurs de déplacement.....	11
2.5.7 Points de mesure.....	11

2.5.8 Seuils d'alarmes en basse et moyenne fréquence.....	11
2.6 Déséquilibre massique du rotor (défaut de balourd).....	12
2.6.1 Définition.....	12
2.6.2 Mesure.....	12
2.6.3 Signature vibratoire.....	13
2.6.4 Balourds statique et dynamique.....	13
2.7 Défaut de l'arbre ou de la ligne d'arbre.....	14
2.8 Défauts de jeu.....	15
2.9 Roulements.....	16
2.10 Défauts d'engrenages.....	17
2.11 Défauts d'alignement.....	18

Chapitre 3 : modélisation et étude théorique

3.1 Introduction.....	21
3.2 Système et position d'équilibre.....	21
3.3 Système en mouvement.....	21
3-4 Modélisation du système.....	22
3-4-1 systèmes libres non amortie.....	22
3-4-2 rotor rigide tourne librement avec frottement (système libre amortie)	24
3-4-3 Système amorti forcé.....	27
3-4-3-1 Modélisation du système.....	27
3-4-3-2 Etude dynamique du système rotor-paliers.....	27
3-4-3-3 Calcul du tenseur d'inertie du système	27

Chapitre 4 : applications : cas pratiques

4.1 Introduction.....	32
4.2 Norme pour référence.....	32
4.3 Matériel utilisé.....	33
4.4 Cas pratiques.....	34
4-4-1 1 ^{er} cas : le ventilateur atomiseur.....	34

4-4-1-1 Description de la machine (ventilateur atomiseur)	34
4-4-1-2 .Nomenclature.....	34
4-4-1-3 Etude de cas.....	35
4.4.1-4 Choix des points de mesure de vibrations	35
4-4-1-5 ... Historique	36
4.4.1-6 Analyse spectrale.....	46
4.4.1.7 Correction du déséquilibre.....	50
4-4-1-8 conclusion.....	51
4-4-2 2ème cas « le déchiqueteur de papier cellulose »	52
4-4-2-1. Description de la machine.....	53
4-4-2-2 Historique.....	53
4-4-2-3. Diagnostic et analyse des résultats.....	61
4-4-2-4 Correction du déséquilibre.....	67
4-4-2-5 conclusion	69

Chapitre 5 : calcul des caractéristiques mécaniques des deux systèmes et confrontation des résultats

5.1 L'outil informatique.....	70
5-2. Système équivalent au ventilateur atomiseur.....	70
5-2-1. calcul de l'excentricité « e »	71
5-2-2. calcul de la matrice totale d'inertie.....	71
5-2-3. calcul de la pulsation propre du système.....	71
5-2-4. Calcul de l'amortissement critique.....	71
5-2-5. Calcul du décrement logarithmique.....	71
5-2-6. calcul de l'amortissement.....	71
5-2-7. Calcul du taux d'amortissement.....	71
5-2-8. Calcul de la pulsation amortie.....	71
5-2-9. Calcul de la rigidité.....	72

5-2-10. Calcul de la pulsation réduite.....	72
5-2-11. Calcul de la force.....	72
5-2-12 Calcul de l'amplitude dynamique du déplacement vibratoire.....	72
5-2-13 calculs de l'amplitude de la vitesse vibratoire.....	72
5-2-14 Validation du résultat.....	72
5.3 Système équivalent au déchiqueteur de papier cellulose.....	73
5-3-1 calcul de l'excentricité « e »	74
5-3-2 calcul de la matrice totale d'inertie.....	74
5-3-3 calcul de la pulsation propre du système.....	74
5-3-4 Calcul de l'amortissement critique.....	74
5-3-5 Calcul du décrétement logarithmique.....	74
5-3-6 calculs de l'amortissement.....	74
5-3-7 Calcul du taux d'amortissement.....	74
5-3-8 Calcul de la pulsation amortie.....	74
5-3-9 Calcul de la rigidité.....	74
5-3-10 Calcul de la pulsation réduite.....	75
5-3-11 Calcul de la force.....	75
5-3-12 Calcul de l'amplitude dynamique du déplacement vibratoire.....	75
5-3-13 calcul de l'amplitude de la vitesse vibratoire.....	75
5-3-14 Validation du résultat.....	75
5-4 Conclusion.....	79
Conclusion générale	80

Nomenclature

A_c : l'amplitude de crête

A_{cc} : l'amplitude de crête à crête

A_{eff} : l'amplitude efficace

P : poids total du rotor

R : réaction

I : moment d'inertie du rotor

Φ : angle d'écartement du système en rotation par rapport à l'axe vertical passant par le centre de rotation.

L : est le bras du P

e : excentricité

M : masse totale

m : la masse parasite (balourd)

g : gravité

ω_0 : pulsation propre du système

\ddot{x} : accélération généralisée

x : déplacement généralisé

\dot{x} : vitesse généralisée

C_0 C_1 et C_2 : constantes

A : l'amplitude de la vibration maximal

β : le déphasage à l'instant initial

f_0 : fréquence de rotation

ω : pulsation du système

T : la période de vibration

D : forces de dissipations

L : le Lagrangien

T : énergie cinétique

U : énergie potentielle

C : coefficient d'amortissement

K : rigidité du ressort

C_c : amortissement critique

δ : Pulsation propre amortie

Λ : Décrément logarithmique

F : la force centrifuge créée par le balourd

r : distance de la masse m (balourd) par rapport au centre de rotation

N : nombre de tours/minute

γ : Taux d'amortissement

ξ : pulsation réduite

T_1 : tenseur d'inertie du disque 1

T_2 : tenseur d'inertie du disque 2

T_3 : tenseur d'inertie du disque 3(arbre)

T_4 : tenseur d'inertie de la masse parasite

T_t : tenseur d'inertie du système

Liste des tableaux

Tableau 2-1 différents types de vibrations

Tableau 4-1 fiche technique du matériel utilisé

Tableau 4-2 caractéristique pour le moteur électrique

Tableau 4-3 caractéristique pour la poulie motrice

Tableau 4-4 caractéristique pour la poulie réceptrice

Tableau 4-5 caractéristique pour palier et roulement

Tableau 4-6 caractéristique pour la turbine

Tableau 4-7 valeurs des niveaux vibratoires prises sur palier moteur sens horizontal

Tableau 4-8 valeurs des niveaux vibratoires prises sur palier moteur sens vertical

Tableau 4-9 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 H

Tableau 4-10 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 V

Tableau 4-11 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°04 H

Tableau 4-12 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°04

Tableau 4-13 historique des interventions (équilibrage)

Tableau 4-14 analyse des phases

Tableau 4-15 opération d'équilibrage

Tableau 4-16 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier moteur V

Tableau 4-17 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier moteur H

Tableau 4-18 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 H

Tableau 4-19 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 V

Tableau 4-20 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°04 H

Tableau 4-21 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°04 V

Tableau 4-22 historiques des interventions

Tableau 4-23 opération d'équilibrage sur le palier N°03

Tableau 4-24 opération d'équilibrage sur le palier N°04

Tableau 5-1 données pour le ventilateur atomiseur

Tableau 5-2 données pour calculer le décrément logarithmique

Tableau 5-3 résultats théoriques et expérimentaux (ventilateur)

Tableau 5-4 données pour le 1^{er} cas d'équilibrage du déchiqueteur

Tableau 5-5 données pour le 2^{eme} cas d'équilibrage du déchiqueteur

Tableau 5-6 résultats théoriques et expérimentaux (déchiqueteur 1^{er} cas)

Tableau 5-7 résultats théoriques et expérimentaux (déchiqueteur 2^{eme} cas)

Liste des figures

Figure 1-1 éléments d'une machine tournante

Figure 2-1 Schéma de la typologie de la maintenance

Figure 2-2 capteur piézoélectrique accéléromètre

Figure 2-3 schéma de principe d'un velocimetre

Figure 2-4 points de mesure

Figure 2-5 seuil d'alarme en basse et moyenne fréquence

Figure 2-6 point de mesure pour un défaut de balourd

Figure 2.7 spectre théorique d'un défaut de balourd

Figure 2-8 Spectre réel d'un moteur tournant à 1485tr/mn (30 Hz) traduisant la présence d'un balourd

Figure 2-9 balourd statique

Figure 2-10 balourd dynamique

Figure 2-11 spectre réel d'un défaut de jeu

Figure 2-12 schema d'un roulement a bille

Figure 2-13 descriptions d'un engrenage

Figure 2-14 représentation d'un accouplement

Figure 3 -1 position d'équilibre

Figure 3-2 système en mouvement

Figure 3-3 disque 1 équivalent à la poulie réceptrice

Figure 3-4 disque 2 équivalent à la turbine

Figure 3-5 disque équivalent à l'arbre

Figure 3-6 parallélépipède équivalent à la masse parasite 4

Figure 4-1 schéma cinématique du ventilateur

Figure 4-2 points de mesures de vibrations

Figure 4-3 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens horizontal

Figure 4-4 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens vertical

Figure 4-5 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens horizontal

Figure 4-6 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical

Figure 4-7 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens horizontal

Figure 4-8 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical

Figure 4-9 spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

Figure 4-10 : spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

Figure 4-11 : spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

Figure 4-12 : spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Figure 4-13 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial Horizontal

Figure 4-14 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

Figure 4-15 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial Horizontal

Figure 4-16 : spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Figure 4-17 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial Vertical

Figure 4-18 schéma d'un déchiqueteur de papier cellulose

Figure 4-19 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

Figure 4-20 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

Figure 4-21 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

Figure 4-22 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Figure 4-23 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens vertical

Figure 4-24 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens horizontal

Figure 4-25 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens horizontal

Figure 4-26 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical

Figure 4-27 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens horizontal

Figure 4-28 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical

Figure 4-29 spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

Figure 4-30 spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

Figure 4-31 spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

Figure 4-32 spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Figure 4-33 spectre pris le : 14 /07 /2011 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

Figure 4-34 spectre pris le : 14 /07 /2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Figure 4-35 spectre pris le : 24 /04 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

Figure 4-36 spectre pris le : 24 /04 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

Figure 4-37 : spectre pris le : 03 /01 /2013 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

Figure 4-38 : spectre pris le : 03/01/2013 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Figure 5-1 conception du ventilateur atomiseur par solidworks

Figure 5-2 conception du déchiqueteur papier cellulose par solidworks

Liste des photos

Photo 4.1 Installation du matériel sur la machine

Photo 4-2 ventilateur atomiseur

Photo 4-3 prise des mesures des vibrations du ventilateur

Photo 4-4 enregistrement des mesures de vibrations du ventilateur

Photo 4-5 prise de mesures de vibration du déchiqueteur

Photo 4-6 couteaux du déchiqueteur

Photo 4-7 enregistrement des mesures de vibrations du déchiqueteur

1.1 Introduction générale

La production en milieu industriel est caractérisée par une complexité toujours plus croissante. Ceci entraîne la conception de systèmes de plus en plus complexes qui ne peuvent être exempts de perturbations et de défaillances de plusieurs types. D'importantes machines tournantes industrielle sont très souvent nécessairement présentent au cœur de ces systèmes industriels. On peut citer par exemple les machines tournantes de production telle que les alternateurs de centrales, les broyeurs dans les cimenteries etc. Dans ce contexte de production, l'arrêt inattendu d'une machine tournante peut porter atteinte à sa disponibilité et à celle de tout le système de production.les défaillances inhérentes aux machines tournantes et pouvant amener à de pareilles situations sont très nombreuses parmi lesquels les défauts de balourd, de jeu ,de roulement, d'accouplement etc. beaucoup de ces défaillances entraînent des vibrations de la machine defaillante.les vibrations peuvent alors être vues comme des symptômes de défaillances qui permettraient de traduire l'état mécanique d'une machine tournante. Pour cela, ces vibrations doivent être traitées au travers d'outil d'aide à la détection et au diagnostic de défaillances.

L'entretien des machines tournantes et le remplacement des pièces soumises à usure pouvaient être envisagés de deux manières : l'attente de la casse (maintenance curative) ou le remplacement à intervalles réguliers (maintenance préventive).

L'attente de la casse n'est plus économique et les interventions systématiques sont souvent inutiles, coûteuses en pièces de rechange, main d'œuvre et perte de production, compte tenu des erreurs humaines inévitables, lors des arrêts et des remises en service. Ces interventions peuvent nuire à la fiabilité. Donc, *l'idée est de ne plus combattre les effets, mais de traiter les causes.*

Partant de cette idée, l'analyse vibratoire est le meilleur outil 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 programmes de production

1.2 Etat de l'art

Pendant la dernière moitié du siècle les machines tournantes ont été étudiées de plus en plus en détail. Dans cette période, le domaine a connu un développement rapide dans un but d'établir un diagnostic efficace dans la détection de défauts des machines tournantes. De nombreux centres de recherche, des bureaux d'étude de l'industrie des transports et de la production d'électricité, ainsi que les centres nucléaires s'intéressent à cet évolution de ce domaine [1].

Les recherches actuelles ont contribué dans ce domaine le développement de plusieurs méthodes et techniques permettant la détection et le diagnostic de défauts des machines tournantes.

La méthode d'analyse vibratoire fréquemment utilisée pour la surveillance d'état des machines tournantes est connue comme étant un aide au diagnostic. Elle a été examinée par **Stewart** en 1976[2], **Smith** en 1980[3] et **Taylor** en 1995[4]. **Smith** a déterminé les défauts de déséquilibre massique du rotor, les criques (les fissures) dans les arbres...etc. Il les a décrit d'une façon qualitative. Ces défauts peuvent être identifiés par leurs caractéristiques vibratoires, et par les effets inclus et provoqués par la non linéarité. **Stewart** et **Taylor** ont également inclu des informations sur le processus réel d'analyse et de traitement de données pour chaque diagnostic.

Downham en 1976 [5] décrit les développements récents dans le diagnostic de défaut de fonctionnement des machines tournantes par l'analyse de vibration. Diverses études ont été décrites sur la détection des défauts dans les paliers, les engrenages, les roulements et les ailettes des turbines. L'approche générale au diagnostic de défaut de système a été discutée par rapport aux machines tournantes.

Thomas en 1984 [6] décrit une stratégie de surveillance typique de vibration pour des grands turbogénérateurs (au dessus de 500 MW), il a considéré le type de mesure, la fréquence mesurée. Il a également donné une présentation détaillée sur les avantages financiers à gagner d'un tel arrangement.

En 1985, **Mac Fadden** [7] propose aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude. Cette technique a permis de mettre en évidence de la présence d'une fissure.

Göttlich en 1988 [8], présente l'idée de la carte de surveillance à distance (off-line) de l'état de vibration de la machine. L'objectif était de faire connaître les informations qui indiquent l'efficacité maximum d'exécution de ce programme de diagnostic. La carte est construite relativement aux données de l'efficacité maximum réelle et l'efficacité dans la forme adimensionnelle.

Cempel en 1991 [9], a employé la méthode de distribution de Pareto pour les tests de diagnostic des machines. Il a prouvé que la méthode développée pour la surveillance de conditionnelle des processus tribovibroacoustiques pourrait être généralisée pour des procédés de vibration et employée dans la surveillance d'état vibratoire d'une machine tournante.

Su et Lin en 1992 [10], développent un modèle précédent proposé par **Mac Fadden et Smith** en 1984 [11] pour décrire les vibrations d'un roulement provoqué par un défaut simple, et ont donné un aperçu détaillé sur l'analyse des spectres de vibration.

Le diagnostic de l'anisotropie et de l'asymétrie dans les machines tournantes a été traité par **Lee et Joh** en 1994 [12]. Ils ont développé une méthode incorporant des fonctions directionnelles de réponse en fréquence. L'anisotropie et l'asymétrie peuvent causer un mouvement de balourd qui peut exprimer l'usure par fatigue. Cette anomalie influence sur les caractéristiques du système tel que l'équilibre et les vitesses critiques.

Sekhar et Prabhu en 1995 [13], ont discuté l'effet du désalignement d'accouplement sur les vibrations des machines tournantes. Le désalignement de l'axe peut être une cause très importante de vibration, due aux forces de réactions produites par les accouplements des axes.

Halliwell en 1996 [14], montre la possibilité de mesurer les vibrations dues torsion avec un vibromètre de torsion à laser éliminant aussi le besoin des pièces mécaniques encombrantes. L'utilisation du laser a beaucoup d'avantages significatifs dans des applications pratiques, où la mesure de vibration précédent a posé des problèmes, c'est non seulement en raison des difficultés pratiques d'usure d'appareillage de mesure, par ce que des limites supplémentaires de la masse et de rigidité sont souvent ajoutés au système par des méthodes traditionnelles.

Smalley en 1996 et al [15], présente une méthode pour évaluer la sévérité de vibration en terme de probabilité des défauts par l'analyse des signaux de vibration et de son coût relatif en utilisant la méthode de la valeur nette. La question pour ne pas arrêter la machine pour l'entretien a été considérée et quelques directives ont été formulées, en comparant le coût d'entretien et le temps de panne aux coûts possibles qui seraient inconnus par des défauts.

En 1999 **Shiroishi** et autres [16], étudient les méthodologies de détection des défauts de roulement basées sur l'analyse de vibration pour l'identification du rapport entre les caractéristiques du signal et la taille du défaut,

Le travail présenté par **Miloudi et Bezouene** [17], s'intéresse à l'application de l'analyse spectrale pour la détermination de la périodicité des chocs générés par le défaut de roulement.

Le diagnostic de défaut de rotor est l'un des grands axes de plusieurs recherches. **Penga, Chua et Peter** en 2003 [18], a pour objectif la détection des défauts provoqués par le frottement entre le rotor et stator avec une présentation de la méthode de scalogramme (conventionnelle).

Chérif Khélifi. et Mohammed Ouali [19] s'intéressent à l'analyse des différentes études effectuées sur la stabilité des lignes d'arbre en torsion et des machines tournantes. Ils ont de développés une approche de modélisation dynamique de la chaîne d'entraînement électromécanique d'une éolienne rapide à trois masses en torsion. Ces mêmes auteurs [20] procèdent à la modélisation et l'analyse dynamique d'un rotor éolien à axe horizontal de faible Puissance.

M. Ouali, R.Magraoui [21, 22] analysent des défaillances mécaniques et procèdent à leurs études tout en insistant sur l'analyse vibratoire.

S'agissant du présent mémoire nous avons axés le plus gros de nos efforts sur les mesures pratiques dans des unités industrielles opérationnelles et qui nous ont été d'une grande utilité lors de l'application de la méthode d'analyse vibratoire notamment la détection des défauts de balourd, jeu et roulement dans les machines tournantes visitées.

1.3 Définition des machines tournantes :

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs...toutes ces machines, que l'on dit "tournantes", ont un point commun : elles comprennent des organes en rotation. Suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournant à des vitesses de rotation différentes.

Selon la norme NF C 01 441 : Une machine électrique tournante est un appareil électrique utilisant l'induction magnétique pour son fonctionnement, constituée d'éléments pouvant effectuer un mouvement relatif de rotation et destiné à la transformation d'énergie.

Une machine tournante est composée d'organes complexes soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles qui sont la source de défaillance [23]

1.4 Description d'une machine tournante

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer :

- un rotor
- une structure
- des liaisons

➤ **Le rotor**

Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation, en général gauche c'est-à-dire distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), réalise une fonction bien définie : manipulation de fluides, de solides, parcours dans un champ électromagnétique... [19]

➤ **La structure**

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- les coussinets de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements.
- les paliers qui relient les coussinets (bagues) au stator.
- le stator ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit magnétiques dans les machines électriques, ailettes pour les turbomachines...

GENERALITES SUR LES MACHINES TOURNANTES

- le radier est un élément spécifique aux systèmes terrestres. il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes; il peut être responsable de certains déalignages entre les paliers.[24]

➤ Les liaisons

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor.les liaisons sont classées dans trois ensembles :[24]

- les liaisons à fluide
- les liaisons à roulements
- les liaisons magnétiques

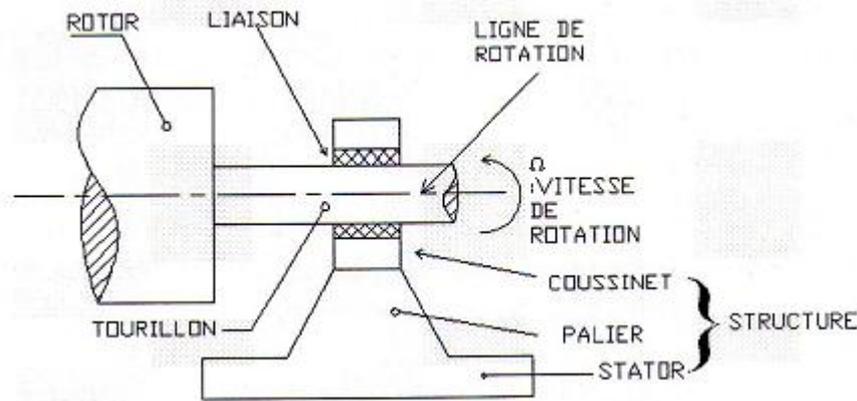


Figure 1-1 : éléments d'une machine tournante

1.5 Classement « VIS » des machines tournantes [25]

Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant :

- machines **V**itales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables ;
- machines **I**mportantes : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi ;
- machines **S**econdaires : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

2.1 Introduction

Selon la définition de l'AFNOR, la maintenance vise à maintenir ou à rétablir un bien dans un état spécifié afin que celui-ci soit en mesure d'assurer un service déterminé.

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

Un service de maintenance peut également être amené à participer à des études d'amélioration du processus industriel, et doit, comme d'autres services de l'entreprise, prendre en considération de nombreuses contraintes comme la qualité, la sécurité, l'environnement, le coût, etc. [26]

2.2 Typologie de la maintenance

Il existe plusieurs types de maintenance. A cela deux raisons au moins :

- D'une part l'horizon théorique d'une maintenance infaillible est techniquement irréaliste et économiquement ruineuse.
- D'autre part, la variété et l'évolution des systèmes productifs exigent des adaptations.

Indépendamment de l'infailibilité inaccessible précédemment mentionnée, les différents types de maintenance identifiables sont rarement appliqués en conformité rigoureuse avec leur modèle théorique. Plusieurs types de maintenance sont combinés en fonction des situations. Compromis et pragmatisme sont de règle. Ces précautions prises, voici quelques types de maintenance. . [26]

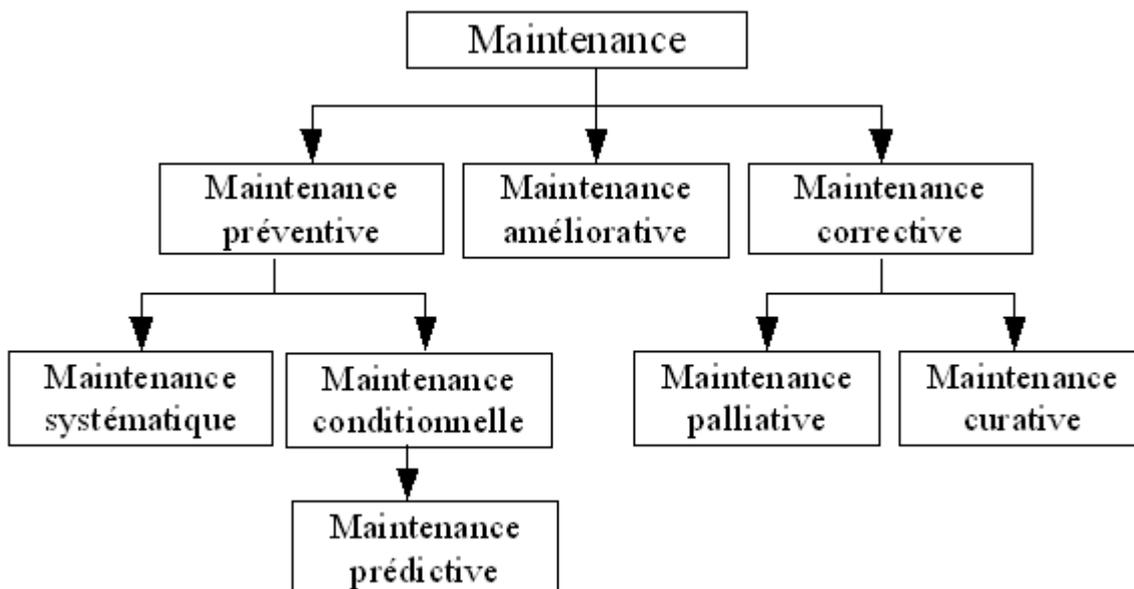


Fig 2.1 Schéma de la typologie de la maintenance

Dans notre cas on s'intéresse à la maintenance préventive.

2.3 Maintenance préventive

La maintenance préventive consiste à procéder avant que les pannes ne surviennent, au remplacement d'éléments usés, à la lubrification des organes mobiles, à des vérifications planifiées, etc. si elle est la première étape d'une formalisation raisonnée de la fonction maintenance, sa mise en œuvre se révèle rigide et peut être relativement coûteuse du fait des fréquentes immobilisations qu'elle impose. [27]

2.4 Différents types de maintenance préventive

2.4.1 Maintenances préventives systématiques [27]

- **Visites systématiques**

Par principe, la maintenance préventive systématique est effectuée en fonction de conditions qui reflètent l'état d'évolution d'une défaillance. L'intervention peut être programmée juste à temps avant l'apparition de la panne.

- **Remplacement systématique**

Selon un échéancier défini, on remplace systématiquement un composant, un organe ou un sous ensemble complet (il s'agit d'un échange standard)

- **Ronde ou visite en marche**

La visite systématique effectuée pendant le fonctionnement permet d'optimiser l'arrêt machine. Pour ce type de maintenance, on suit l'effet de la dégradation ou de l'usure pour éviter le démontage indésirable. Les contrôles sont simples à réaliser : lecture des valeurs des paramètres, examens sensoriels... Les valeurs des paramètres pour un fonctionnement normal sont connues à l'avance

2.4.2 Maintenance préventive conditionnelle [27]

La maintenance conditionnelle permet d'assurer le suivi continu du matériel en service, et la décision d'intervention est prise lorsqu'il y a une évidence expérimentale de défaut imminent ou d'un seuil de dégradation prédéterminé.

Cela concerne certains types de défaut, de pannes arrivant progressivement ou par dérivé. L'étude des dérives dans le cadre des interventions de maintenance Préventive permet de déceler les seuils d'alerte, tant dans les technologies relevant de la mécanique que celles de l'électronique.

Le suivi de révolution des paramètres permet de préciser la nature et la date des interventions.

Le paramètre suivi peut être :

- Une mesure électrique (tension, intensité...);
- Une mesure de température ;
- Un pourcentage de particules dans l'huile ;
- Un niveau de vibration...

Dans ce mémoire, on s'intéresse au suivi par analyse vibratoire qui caractérise mieux la dégradation des composants ou la cause de la perturbation de fonctionnement des composants des machines tournantes.

Dans ce qui suit, nous nous attelons en détail sur l'analyse vibratoire.

2.5 Analyse vibratoire [27]

2.5.1 Vibration et forces internes

Les vibrations d'une machine peuvent être considérées comme une manifestation extérieure des forces internes. En effet l'analyse de leurs signaux donne des informations sur les processus de dégradations internes.

Il existe deux niveaux d'investigation :

- la mesure de niveau global permet de qualifier un état général par comparaison à des normes ou à des mesures précédentes.
- l'analyse spectrale permet de diagnostiquer l'origine des défauts et de suivre l'évolution en fonction du temps.

2.5.2 Mesure de niveau global [27]

Tout phénomène vibratoire se manifeste par l'un des paramètres suivants :

- déplacement: phénomène de basse fréquence dont la gamme d'analyse Va de 0 à 200 Hz (balourd, fouettement. . .) ;
- vitesse : phénomène de moyenne fréquence dont la gamme d'analyse Va de 0 à 1 000 Hz (balourd, alignement, chocs, aubages...);
- accélération : phénomène de haute fréquence dont la gamme d'analyse Va de 0 à 10 000 Hz (roulements, engrenèrent, turbulence...).

La mesure de niveaux globaux de ces trois paramètres permet d'apprécier l'état de la machine

- l'évolution significative d'une dégradation ;
- la comparaison à des seuils.

2.5.3 Analyse spectrale [27]

Le diagnostic Vibratoire est basé sur l'identification de la fréquence de la vibration générée par un phénomène mécanique.

La méthode mathématique permet de représenter, en effectuant la transformée de Fourier le signal complexe de la vibration par un spectre fréquentiel.

Selon la nature du signal vibratoire, on obtient un spectre de raies discrètes ou un spectre continu.

Le spectre se représente sous forme d'un graphique montrant l'amplitude à chaque fréquence.

2.5.4 Amplitude [27]

L'amplitude d'une onde est la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On définit les différents types de vibrations selon (tableau 2.1) :

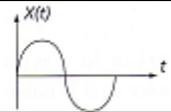
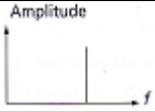
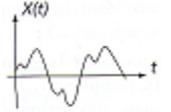
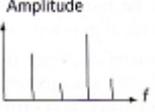
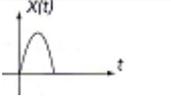
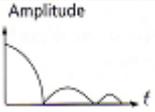
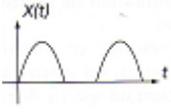
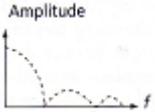
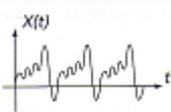
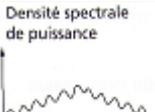
Nature de vibration	Forme temporelle	Forme spectrale	Phénomène générateur
sinusoïdale			balourd
Sinusoïdale complexe			Effort dynamique d'engrènement
transitoire			Explosion, marteaux-pilons, laminoirs
Transitoire périodique			Presse automatique, cames
aléatoire			Oscillations de pression exercées sur une structure baignant dans un fluide en écoulement

Tableau 2-1 différents types de vibrations

- l'amplitude de crête A_c : l'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre ;
- l'amplitude de crête à crête A_{cc} : l'amplitude double ;
- l'amplitude efficace A_{eff} : le niveau efficace ou le RMS (Root Mean Square)

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

2.5.5 Méthode de mesure

L'ensemble complet de mesure et d'analyse comporte

- Un capteur
- Un collecteur de données
- Un calculateur ou un micro-ordinateur avec un logiciel d'exploitation

2.5.6 Capteur de vibration

Le rôle des capteurs est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Il existe deux grandes familles de capteurs :

- les absolus (accéléromètre, vélocimétrie)
- les relatifs (prosimètres)

2.5.6.1 Accéléromètre

Il est constitué principalement d'un matériau piézoélectrique (habituellement une céramique ferroélectrique artificiellement polarisé). Lorsque ce matériau subit une contrainte mécanique, en extension, compression ou cisaillement, il engendre une charge électrique proportionnelle à la force appliquée. Le capteur piézo-électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquences d'utilisation. (figure 2.2) [27]

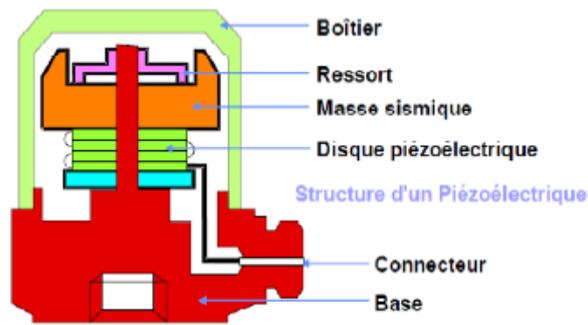


Figure 2-2 capteur piézoélectrique accéléromètre

2.5.6.2 Vélocimètre

C'est un capteur électrodynamique, auto-générateur d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine. (figure 2.3)

Avenages :

- pas d'amplificateur à haute impédance, ni électronique d'excitation,
- signal de sortie de haut niveau et de faible impédance.

Inconvénients :

- pièces métallique en mouvement (usure)
- sensibilité latérale,
- faible bande passante (10 à 1000 Hz).

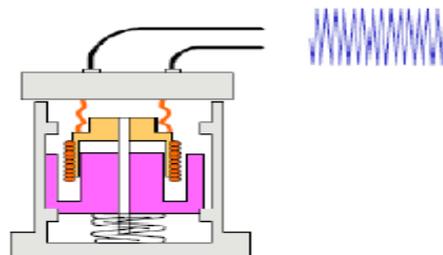


Figure 2- 3 schéma de principe d'un velocimetre

2.5.6.3 Capteurs de déplacement

Avantage :

- mesure sans contact,
- mesure en continu (il existe un signal pour une fréquence nulle)
- mesure réelle du déplacement de l'axe dans son logement.

Inconvénients :

- sensible aux hautes fréquences,
- qualité de mesure dépendant de la qualité de surface,
- phase relative des vibrations de l'arbre et du palier influençant la mesure,
- implantation difficile,

2.5.7 Points de mesure

Les interférences entre vibrations d'origines différentes rendent l'exploitation des relevés très délicats. L'accéléromètre devrait être monté de telle façon que la direction de mesure désirée coïncide avec l'axe de sensibilité principale. Les accéléromètres sont légèrement sensibles aux variations transversales mais ce point peut être négligé puisque la sensibilité transversale est inférieure à 1% de celle de l'axe principal.

Si la machine le permet, les mesures se font suivant les trois axes : axial, horizontal et Vertical (Figure 2-4).



Figure 2-4 points de mesure

2.5.8 Seuils d'alarmes en basse et moyenne fréquence [27]

La norme ISO 2372 définit les seuils de vitesses efficaces selon les types de machines (figure 2.5)

- groupe K : petites machines jusqu'à 15KW ;
- groupe M : machines moyennes de 15 à 75 KW ou jusqu'à 300 KW sur fondations spéciales ;
- groupe G : machines lourdes sur fondations rigides et lourdes.
- groupe T : machines lourdes fonctionnant à des vitesses supérieures à la fréquence naturelle de leurs fondations (cas des turbomachines).

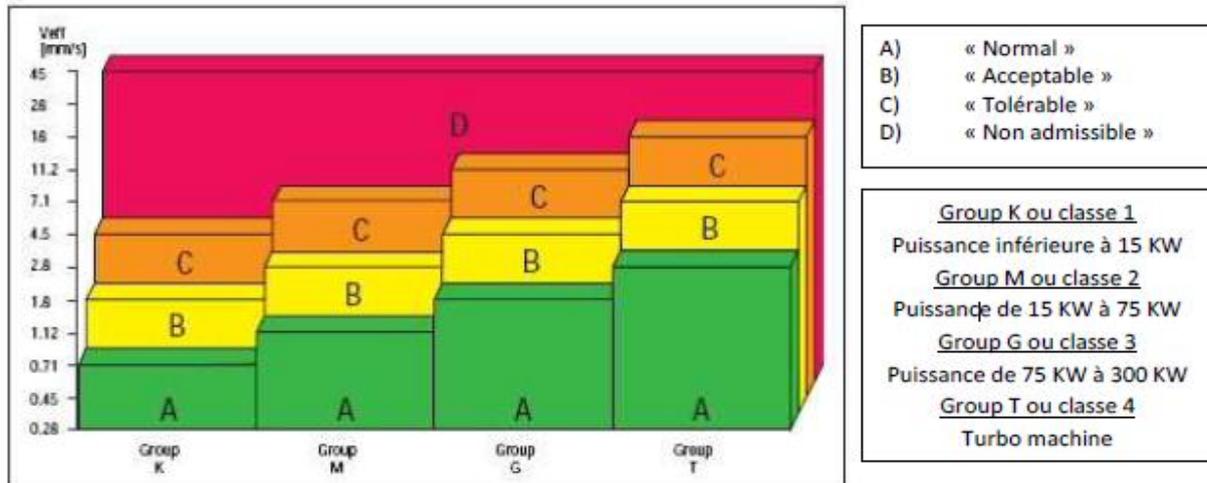


Figure 2-5 seuils d'alarme en basse et moyenne fréquence

2.6 Déséquilibre massique du rotor (défaut de balourd) :

2.6.1 Définition

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. De cette non concentricité, résulte l'application de forces centrifuges proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation $F = M \cdot r \cdot \omega^2$ qui déforment le rotor. On dit que le rotor présente un balourd. Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, ou en sont la conséquence:

- D'une altération mécanique : perte d'ailette, érosion ou encrassement, ...
- D'une altération thermique : déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou à des différences de température localisées ... [28]

2.6.2 Mesure

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale) [Figure 2-6], excepté pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également une vibration dans la direction axiale [28]

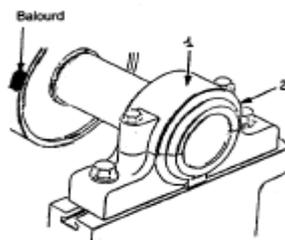


Figure 2-6 point de mesure pour un défaut de balourd

2.6.3 Signature vibratoire

Si on mesure l'amplitude du signal vibratoire délivré par un capteur placé sur le palier supportant un rotor déséquilibré on remarque que l'amplitude sera maximale lorsque la masse sera en haut du rotor et elle sera minimale lorsqu'elle sera en bas, et ainsi de suite, à chaque tour du rotor. Le signal vibratoire est périodique de période 1 tour, donc de fréquence égale à la fréquence de rotation du rotor.

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 FR . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de fr . 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. [28]

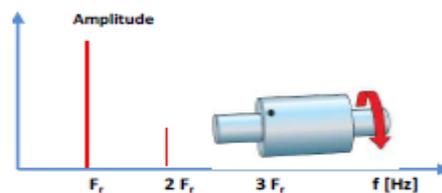


Figure 2.7 spectre théorique d'un défaut de balourd

La (Figure 2.8) représente un spectre mesuré sur un moteur tournant à 1485 tr/mn soit 30 Hz. On remarque bien le pic à 30 Hz qui correspond bien à un balourd.

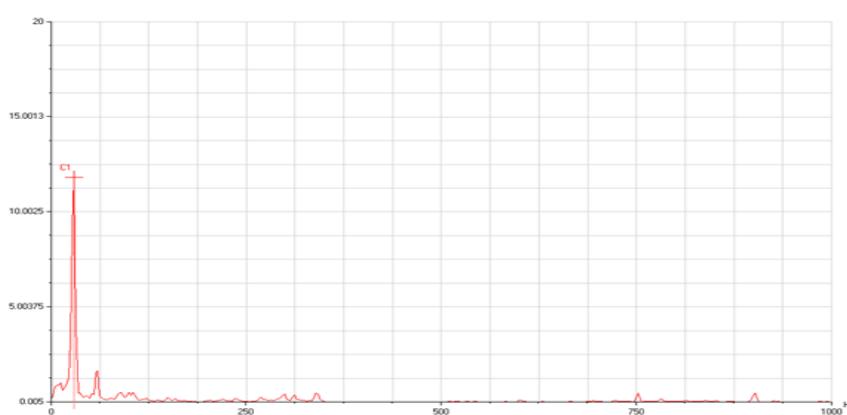


Figure 2-8 Spectre réel d'un moteur tournant à 1485tr/mn (30 Hz) traduisant la présence d'un balourd

2.6.4 Balourds statique et dynamique

Considérons un rotor bien équilibré, ajoutons en un endroit de ce rotor une masse M [Figure 2.9]. 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 dû au déséquilibre. [28]

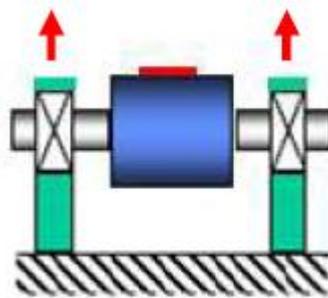


Figure 2-9 balourd statique

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. [Figure 2-10]. [28]

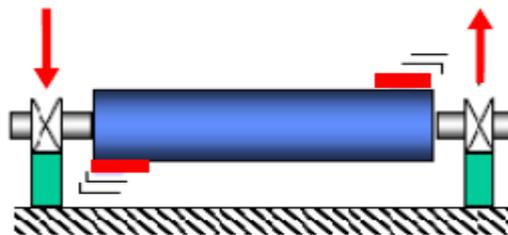


Figure 2-10 balourd dynamique

2.7 Défaut de l'arbre ou de la ligne d'arbre [29]

➤ Description

L'arbre est l'organe principal de la machine. C'est lui qui supporte et entraîne les organes mobiles en rotation tels que les roues, les engrenages, les poulies, etc.

Généralement, il présente une forme cylindrique simple pleine ou creuse avec un diamètre uniforme ou constitué de plusieurs cylindres de diamètres différents. Il est caractérisé par un diamètre, un poids et une longueur.

➤ Défauts intrinsèques

L'arbre, quelle que soit sa complexité, est caractérisée par des modes propres de flexion et rotation, ces derniers sont excités lors du fonctionnement, avec des vitesses de rotation proches. Généralement, elles sont rencontrées en montée et en descente de puissance et correspondant aux vitesses critiques.

➤ Défaut de fabrication (et de conception)

L'un des problèmes insurmontables, lors de la fabrication, est la réalisation d'un arbre sans mauvaise répartition de masse. Ceci est du à plusieurs contraintes technologiques relevant des caractéristiques des matériaux, de la qualité des outils de fabrication et des machines outils. Ce défaut est appelé le balourd.

Par ailleurs, il peut se présenter d'autres défauts de fabrication, aussi importants tels que les fissures, les impuretés, les imperfections de l'état de surface, etc.

➤ **Défauts après fonctionnement**

La rupture de la ligne d'arbre est, généralement, due à un emballement de la vitesse de rotation provoquant un éclatement ductile. La rupture peut être fragile en présence d'une fissuration causée par un fluage, une corrosion sous tension de friction et/ou une fatigue. Il existe aussi des ruptures sous l'effet d'une fissuration transverse à l'axe qui est, généralement, provoquée par la corrosion et/ou fatigue thermique.

2.8 Défauts de jeu :

Le problème de jeu présenté dans une machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesuré sur cette machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pic à des fréquences multiples de la fréquence de rotation. Il est également parfois possible de retrouver des pics à l'harmonique. ($1/2 \times$ la fréquence de rotation de l'arbre) et ses multiples. Les causes d'un jeu sont principalement l'usure ou un mauvais montage. Comme exemples de jeu, on peut entre autre citer : accouplement dont le caoutchouc est usé, paliers montés avec un jeu excessif ou boulons cassés (plus de jonction mécanique).

La Figure 2.11 montre un exemple de spectre d'un défaut de jeu sur une machine. La fréquence de rotation est de 30 Hz. .

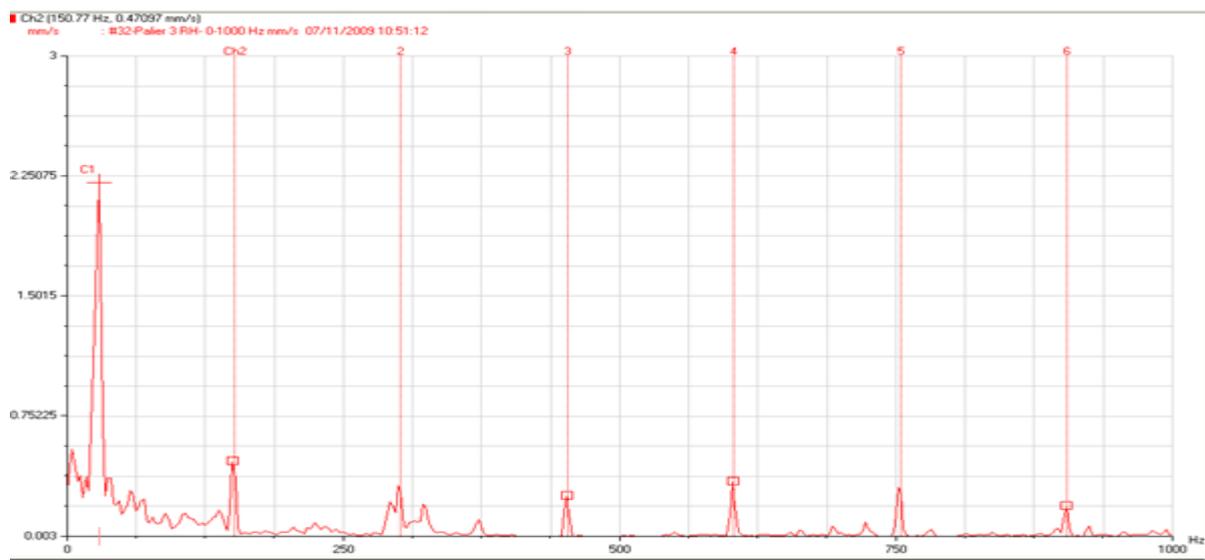


Figure 2-11 spectres réels d'un défaut de jeu

2.9 Roulements [29]

➤ Description et fonctionnement

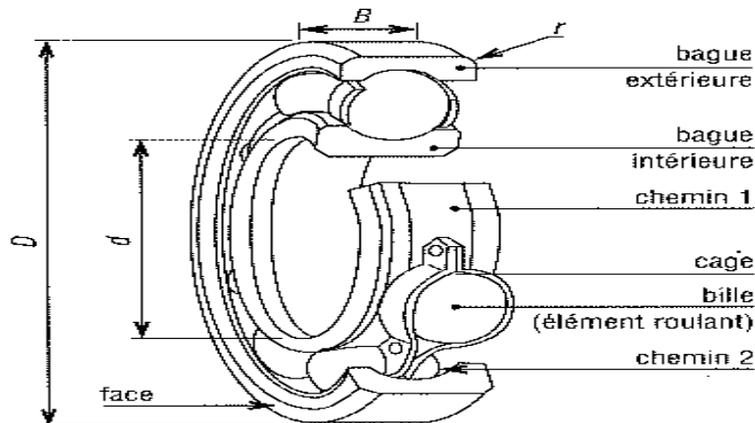


Figure 2-12 Schéma d'un roulement à bille

Le roulement (Figure 2-12) est un palier de support et de guidage de l'arbre en rotation. Il est constitué d'une chambre lubrifiée contenant en son sein une rangée d'éléments mobiles (billes, rouleaux, aiguilles), le tout est enfermé et maintenu en position par deux bagues, l'une à l'intérieur et l'autre à l'extérieur.

Il existe généralement, trois types de roulements : roulement à billes, roulements à rouleaux et à aiguilles. Chaque type a théoriquement, un chemin de forme donnée, selon le type de l'élément roulant.

➤ Défauts de fabrication

Les défauts de fabrication peuvent être résumés comme suit :

- Les écaillages ce sont des déformations permanentes sur la piste de roulement. ces défauts résultent de plusieurs facteurs :
 - les phénomènes de la fatigue des surfaces en contacts sont liés au mouvement, aux caractéristiques des matériaux et aux lubrifiants.
 - une mauvaise lubrification.
 - une épaisseur de film d'huile insuffisante.
 - défaut métallurgique.
 - une formation d'oxyde qui peut causer des fissurations.
- Les fissures profondes sont, en général, la conséquence d'un écaillage profond. elles résultent de :
 - choc au montage.
 - chocs brutaux en service.
 - traitement thermique.
 - jeu trop serré.
 - un jeu trop grand, sur la bague tournante, provoque des glissements.

➤ **Défauts de montage**

Les défauts de montage, dépendent de:

- La propreté : intrusion des particules étrangères provoque la détérioration jusqu'à l'écaillage.
- La chauffe: l'échauffement ($T > 120^\circ$) peut entraîner le changement des caractéristiques métallurgiques est la destruction du graissage.
- Les chocs : les roulements sont très sensibles aux chocs, montages / démontage)

➤ **Défaut après fonctionnement**

Lors du fonctionnement, plusieurs paramètres opérationnels doivent être contrôlés tels que: La charge, les chocs, la vitesse, les vibrations en rotation et le jeu.

2.10 Défauts d'engrenages [29]

➤ **Description et fonctionnement**

Les engrenages, sont des roues dont les dents sont caractérisées par des surfaces ou plans imaginaires cylindriques ou coniques et roulent l'un contre l'autre. Quand les pignons sont en contacts, le roulement est généralement, sans glissement. Il existe de nombreux types d'engrenages, parmi eux on cite :

- engrenage cylindrique
- engrenage conique
- la crémaillère
- pignon à vis sans fin

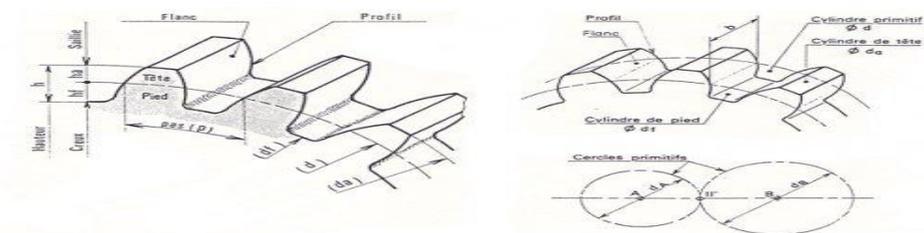


Figure 2-13 descriptions d'un engrenage

➤ **Défauts de fabrication (et de conception)**

Les défauts de fabrication sont nombreux, on cite les défauts d'usinage de la denture. Ils se manifestent, au cours de la réalisation des flancs des dents, sous forme d'erreur de profil, de pas incorrects entre deux dents successives (pas circulaires).

➤ **Défauts après fonctionnement**

- Mauvaise lubrification
- Déformation plastique de la denture.
- Rupture et fissuration d'une dent d'engrenage.
- Effet des conditions de fonctionnement sur la surface de la denture, on cite :
 1. type d'effort.
 2. vitesse des surfaces en contacts.
 3. température.
 4. lubrification.
- Effets destructeurs :
 1. usure
 2. corrosion
 3. surchauffe
 4. érosion

2.11 Defaults d'alignement [29]

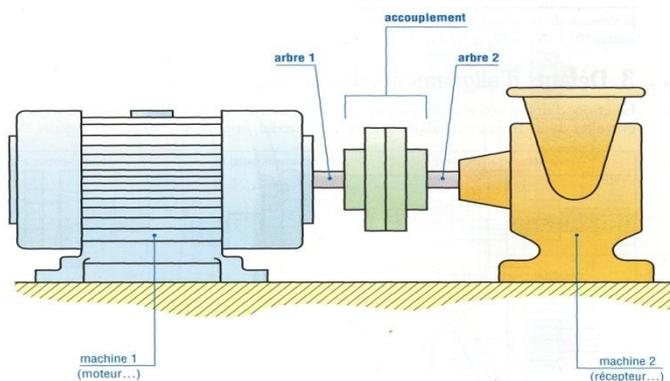


Figure 2-14: représentation d'un accouplement

➤ **Description et fonctionnement**

Les accouplements sont des organes destinés à raccorder entre deux ou plusieurs rotors, ils doivent transmettre un couple, comme ils peuvent permettre les dilatations axiales de la machine ou les déplacements radiaux.

➤ **Défaut après fonctionnement**

Après fonctionnement la principale anomalie est :

- L'utilisation des accouplements est limitée par une vitesse limite maximale. Son dépassement provoque la résonance avec les modes propres de l'accouplement et la détérioration de ce dernier.

Nota bene

Avant d'entamer la modélisation et l'étude théorique aux fins de faciliter l'application pratique, il y a lieu de synthétiser le chapitre précédent comme suit :

- **Privilégier la maintenance préventive conditionnelle ;**
- **Adopter l'analyse vibratoire comme outil de surveillance ;**
- **Cerner les défauts constatés ;**

3.1 Introduction

La modélisation est un outil mathématique et analytique utilisé dans divers domaines de recherche, son apport est très important en matière de gain de temps et d'argent; puisqu'elle permet de faciliter la compréhension du comportement de structures étudiées en simplifiant le modèle physique, elle permet de réduire le recours systématique à l'expérience.

Dans notre cas, on utilise cette méthode pour comprendre le comportement dynamique des principaux organes et étudier quelques défauts des machines tournantes.

On considère une masse m située à une distance r , du centre de rotation o d'un disque (rotor) de masse M de telle manière que : $m \ll M$ et crée un balourd statique, donc l'axe principal d'inertie du système se déplace d'une excentricité e par rapport à l'axe de rotation.

Sachant que le rotor tourne sans frottement sur deux paliers par rapport à l'axe de rotation sous l'action de son poids P en l'écartant de sa position d'équilibre.

Le système se comporte comme un pendule complexe.

Le but est d'étudier le comportement libre sans amortissement (sans frottement) du système, pour pouvoir déterminer la fréquence propre de ce dernier.

3.2 Système en position d'équilibre :

G : centre de gravité du système

En appliquant le 1^{er} principe de la dynamique :

$$\sum F = 0 \quad P + R = 0 \quad P = R$$

Donc $(M+m)g = R$ avec R : réaction au point o

$$\sum M/o = 0 \quad M(P)/o + M(R)/o = 0$$

$M(P)/o = 0 \rightarrow Pb = 0$ avec b : est le bras de la force P .

Ce qui nous ramène à dire que la portée du vecteur pesanteur P passe par le centre de gravité G et le centre de rotation o . ce qui détermine la position d'équilibre.

3.3 Système en mouvement

En appliquant le principe de la dynamique :

$$\sum M(F)/o = I \cdot \ddot{\Phi} \quad \text{avec } I : \text{moment d'inertie du rotor}$$

Φ : angle d'écartement du système en rotation par rapport à l'axe vertical passant par le centre de rotation.

$M(P)/o + M(R)/o = I \cdot \ddot{\Phi}$ avec R : réaction aux appuis A et B tel que : $R = R_A + R_B$

On a $M(R)/o$ (force passante par o)

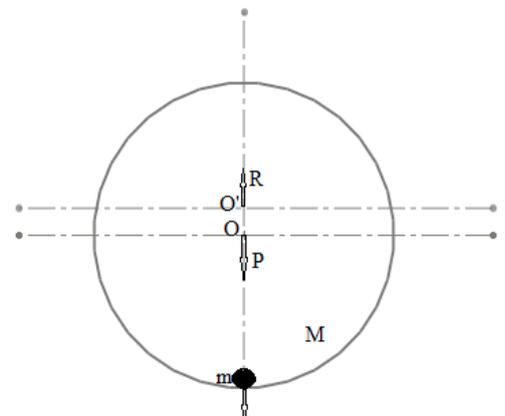


Figure 3 -1 position d'équilibre

Donc $M(P)/o=I.\ddot{\Phi} \rightarrow -P.L=I.\ddot{\Phi}$ (3-1)

P: est le poids globale du rotor déséquilibré avec $P=(M+m)g$ (3-2)

L : est le bras du P

e : distance du centre de gravité par rapport à o (excentricité) avec $e=r * \frac{m}{M}$ (3-A) donc :

$L= e.\sin \Phi$ (3-3) on remplace (3-3) et 2 dans (3-1) on obtient :

$- e.\sin\Phi(M+m).g = I.\ddot{\Phi} \rightarrow I.\ddot{\Phi}+e.g(M+m)\sin\Phi=0$

Pour des petites pulsations on a :

$\sin\Phi \approx \Phi$ on obtient donc :

$I.\ddot{\Phi}+e.g(M+m)\Phi=0$

Donc : $\ddot{\Phi}+\frac{(M+m).e.g}{I}.\Phi=0$ (3-4)

Equation différentielle du second ordre de forme :

$\ddot{\Phi}+\omega_0^2 \Phi=0$ (3-5) avec $\omega_0^2 = \frac{(M+m).e.g}{I} > 0 \rightarrow \omega_0 = \sqrt{\frac{(M+m).e.g}{I}}$ (3-6)

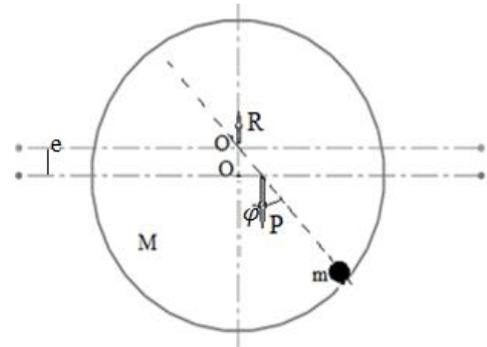


Figure 3-2 système en mouvement

3-4 Modélisation du système

3 4-1 systèmes libres non amortie

D' après l'équation (3-5) on remarque que notre système composé d'un rotor de masse M balourdé par une masse m et supporté par deux paliers sans frottement peut être considéré d'une manière approché à un système simple conservatif composé d'un corps rigide de masse (M+m), est lié à l'une extrémité d'un ressort de rigidité K, l'autre extrémité étant fixe.

La masse (M+m) peut se déplacer sans frottement suivant une droite vertical x.

Etant donné que le système à 1 ddl, la coordonnée généralisée est le déplacement x de la masse (M+m) par rapport à la position d'équilibre.

L'équation de mouvement s'écrit donc :

$(M+m).\ddot{x}+k.x=0$ (3-7) $\rightarrow \ddot{x}+\frac{K}{(M+m)}.x=0$ (3-8) $\rightarrow \ddot{x}+\omega_0^2 x=0$ (3-9)

Avec : $\omega_0 > 0$ pulsation propre du système a pour expression :

$\frac{K}{(M+m)} = \omega_0^2 = \frac{(M+m).e.g}{I}$ (3-10)

Dont la solution peut être cherchée sous la forme :

$$x = C_0.e^{\lambda t} \quad (3-11)$$

$$\dot{x} = C_0.\lambda e^{\lambda t} = \lambda x \quad (3-12)$$

$$\ddot{x} = C_0.\lambda^2.e^{\lambda t} = \lambda^2 x \quad (3-13)$$

On remplace les équations dans l'équation (3-9) on obtient :

$$(\lambda + \omega_0^2).x=0 \quad (3-14) \text{ On distingue deux solutions :}$$

Soit : $x=0$ solution triviale qui correspond à l'état de repos du système

$$\text{Ou : } \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (3-15) \text{ représente l'équation caractéristique}$$

La solution de l'équation caractéristique (3-15) donne les valeurs λ_1 et λ_2 correspondant aux vibrations possibles.

$$\text{Tel que } \lambda_{1,2} = \pm i.\omega_0 \quad (3-16)$$

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières :

$$X = C_1.e^{i\omega_0 t} + C_2.e^{-i\omega_0 t} \quad (3-17)$$

Ou C_1 et C_2 sont des nombre complexes arbitraire qui dépendent des conditions initiales

Pour avoir des solutions réelles il faut que la constante C_1 soit la conjuguée de la constante C_2 donc : $C_2 = C_1^* = a-i.b$ (3-18) Ou a et b sont des nombres réels.

$$\text{On remplace (3-18) dans (3-17), on aura : } X = a.[e^{i\omega_0 t} + e^{-i\omega_0 t}] + i.b.[e^{i\omega_0 t} - e^{-i\omega_0 t}] \quad (3-19)$$

$$\text{Etant donné que : } \cos \omega_0 t = \frac{e^{i\omega_0 t} + e^{-i\omega_0 t}}{2} \quad (3-20)$$

$$\text{Et : } \sin \omega_0 t = \frac{e^{i\omega_0 t} - e^{-i\omega_0 t}}{2i} \quad (3-21)$$

$$\text{On remplace (3-20) et (3-21) dans (3-19), on obtient: } x = 2.a \cos \omega_0 t - 2.b \sin \omega_0 t \quad (3-22)$$

L'équation (3-22) peut s'écrire sous la forme :

$$x = A.\sin (\omega_0 t + \beta) \quad (3-23)$$

A et β sont de constantes, déterminées à partir des conditions initiales

$$\text{La fréquence propre est : } f_0 = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3-24)$$

$$\text{La période de la vibration est : } T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (3-25)$$

3-4-2 Rotor rigide tourne librement avec frottement (système libre amortie)

On considère le même système représenté dans la figure le rotor est soumis à l'influence d'un balourd statique de masse m , mais à cette fois, le rotor oscille avec frottement sur les deux paliers A et B.

Lors des études dynamiques des systèmes mécaniques on considère les éléments mobiles des machines comme des corps rigides. Au cours d'un mouvement vibratoire d'un système conservatif, une transformation d'énergie se produit entre l'énergie cinétique T et l'énergie potentielle U et leur somme donnera l'énergie totale mécanique qui reste constante tel que :
 $E=T+U=cte$

A cause du frottement interne moléculaire lors des déformations de la matière, une partie de l'énergie mécanique se transforme en énergie calorifique donc l'énergie totale diminue .cela explique la présence des forces de dissipation autre que les forces potentielles.ces forces de dissipation sont proportionnelles aux vitesses de déformation selon les expériences effectuées.

$D=\frac{1}{2} C_i \dot{x}_i$ Tel que \dot{x}_i : la vitesse généralisée

Donc la fore de dissipation généralisée est : $X_i = - \frac{dD}{d \dot{x}_i} = C_i \cdot \dot{x}_i$

Pour établir le modèle de notre système vibratoire une approximation est faite de telle manière à diviser les éléments du système en deux groupes :

- Le rotor et les supports des paliers dont les déformations sont négligeables au cours du mouvement du système les paliers sont fixes mais le rotor est mobile donc on pourra les considères comme des éléments rigides dont le rotor à une énergie cinétique durant le mouvement.
- L'autre partie est composées des éléments de masses négligeable par rapport aux autres ,dans notre cas, la masse parasite du balourd m est négligeable devant la masse du rotor et a réussi à faire déplacer le centre de gravité du rotor de sa position initiale d'une excentricité e donc c 'est une déformation non négligeable ,et on pourra la considérer comme un ressort sans masse ayant une énergie potentielle de déformation au cours du mouvement.

En réalité, au cours des déformations il faut toujours prendre en considération les frottements dans les paliers qui résultent du contact entre le rotor et les supports, et s'interprètent comme étant une dissipation d'énergie.

Par conséquent, un modèle plus correct d'un système réel constitué d'un rotor mobile balourdé et des supports, se compose d'une masse sans élasticité, d'un ressort sans masse et sans résistance interne, aussi qu'un amortisseur sans masse correspondant à la dissipation d'énergie qui est proportionnelle à la vitesse de déformation

Donc notre modèle est un système libre amortie à 1 ddl. Cette fois ci, on aura l'influence de l'amortissement sur la vibration libre d'un système conservatif.

L'équation de Lagrange du modèle de notre système s'écrit : $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = 0$ (3-26)

$$L=T-U= \frac{1}{2}(M+m).\dot{x}^2 - \frac{1}{2}.k.x^2$$

Après dérivation on trouve : $\ddot{x} + \frac{c}{(M+m)} \dot{x} + \frac{k}{(M+m)} x = 0$ (3-27)

$$k= \frac{(M+m)}{l} g. e \quad (\text{d'après la relation (3-10)}) \quad (3-28)$$

en introduisant la pulsation propre ω_0 du système conservatif dans l'équation (3-32), on obtient : $\ddot{x} + \frac{c}{(M+m)} \dot{x} + \omega_0^2 x = 0$ (3-29)

La solution est cherchée sous la forme $x = C_0.e^{\lambda t}$

Étant donné : $\dot{x} = C_0.\lambda.e^{\lambda t}$ $\ddot{x} = C_0.\lambda^2.e^{\lambda t}$ on remplace dans l'équation (3-29), on obtient :

$$\left(\lambda^2 + \frac{c}{(M+m)} \lambda + \omega_0^2 \right). C_0.e^{\lambda t} = 0$$

D'où l'équation caractéristique : $\lambda^2 + \frac{c}{(M+m)} \lambda + \omega_0^2 = 0$ (3-30)

$\Delta' = \left[\frac{c}{2(M+m)} \right]^2 - \omega_0^2$ (3-31) Les solutions de l'équation caractéristique seront :

$$\Lambda_{1,2} = - \frac{c}{2(M+m)} \pm \sqrt{\left(- \frac{c}{2(M+m)} \right)^2 - \omega_0^2} \quad (3-32)$$

D'après la relation (3-31) on peut distinguer trois cas :

- Amortissement critique $\frac{c}{c_c} = 1$

- Amortissement sur critique $\frac{C}{C_c} > 1$ (apériodique)
- Amortissement sous-critique $\frac{C}{C_c} < 1$ (oscillatoire)

On s'intéresse au cas $\frac{C}{C_c} < 1$ (solution harmonique)

Amortissement sous-critique $\frac{C}{C_c} < 1$:

Donc $C < 2(M + m) \omega_0 = C_c$ (3- 33) Ou C_c est la valeur critique de l'amortissement

Si on pose $\delta^2 = - \Delta' = \omega_0^2 - [\frac{C}{2(M+m)}]^2$ (3-34)

donc les racines de l'équation caractéristique $\lambda_{1,2}$ sont : $\lambda_{1,2} = - \frac{C}{2(M+m)} \pm i \delta$ (3-35)

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières :

$$X = C_1.e^{\lambda_1 t} + C_2.e^{\lambda_2 t} \quad (3-36)$$

Avec C_1 et C_2 sont des nombres complexes dépendants des conditions initiales.

On s'intéresse aux solutions réelles qui ont une importance dans la pratique, pour cela, il faut que la constante C_1 soit la conjuguée de C_2 , donc : $C_1 = a + ib$ et $C_2 = a - ib$

On remplace $\lambda_1, \lambda_2, C_1$ et C_2 dans l'équation (4-36), on trouve :

$$X = e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} [a (e^{i\delta t} + e^{-i\delta t}) + b (e^{i\delta t} - e^{-i\delta t})]$$

$$\text{Sachant que : } \cos \delta t = \frac{e^{\delta t} + e^{-\delta t}}{2} \quad \text{et} \quad \sin \delta t = \frac{e^{\delta t} - e^{-\delta t}}{2}$$

$$\text{La solution générale sera : } X = e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} [2a \cos \delta t - 2b \sin \delta t] \quad (3-37)$$

$$X = A e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} \sin (\delta t + \beta) \quad (3-38)$$

La solution (3-38) se présente sous forme sinusoïdale de fréquence : $f = \frac{\delta}{2\pi}$ (3-39)

et de période : $T = \frac{2\pi}{\delta}$ (3- 40)

d'après la relation (3-38), les vibrations de notre système sont amorties par un amortissement qui est caractérisé par le logarithme du rapport de déplacement $x(t)$ à l'instant t , et $x(t+T)$ à l'instant $t+T$, ce rapport est appelé : **décroissement logarithmique des oscillations λ**

$$\text{Tel que : } \lambda = \ln \frac{A e^{-\frac{C}{2(M+m)} t} \sin (\delta t + \beta)}{A e^{-\frac{C}{2(M+m)} (t + \frac{2\pi}{\delta})} \sin ((\delta t + 2\pi) + \beta)} = \frac{C\pi}{(M+m)\delta} \quad (3-41) \quad \lambda = \frac{C\pi}{(M+m)\omega_0} \quad (3-41')$$

3-4-3 Système amorti forcé

3-4-3-1 Modélisation du système

En modélisant l'ensemble rotor-palier comme un système amorti à 1ddl tournant à la fréquence de rotation ω .

L'équation différentielle du mouvement du système rotor-palier sera équivalente à celle d'un système forcé masse-ressort-amortissement et peut être exprimée par :

$$(M+m) \ddot{x} + C \dot{x} + k x = F \quad (3-42) \quad \text{avec} \quad F = m.r.\omega^2 \quad (3-43)$$

Alors on peut écrire l'équation du mouvement sous la forme suivante :

$$(M+m) \ddot{x} + C \dot{x} + k x = m.r.\omega^2 \quad (3-44)$$

3-4-3-2 Etude dynamique du système rotor-paliers

On considère toujours le rotor rigide de masse M déséquilibré par un balourd de masse parasite m tournant avec une vitesse angulaire $\omega = \text{cte}$ durant le mouvement le système est soumis à l'action d'une force extérieur F , suivant la normale n .

L'accélération a deux composantes, normale et tangentielle, tel que $a = a_n + a_t \quad (3-45)$

$$\text{Avec : } a_n = \frac{v^2}{r} = \omega^2.r \quad (3-46)$$

r : la distance de la masse parasite m par rapport au centre de rotation

$$\vec{a}_t : \text{composante tangentielle avec : } a_t = \frac{dv}{dt} = 0 \quad \text{car } v = \text{cte} \quad (3-47)$$

$$\text{Donc : } \vec{a} = \vec{a}_n + \vec{a}_t = \vec{a}_n \rightarrow a = \omega^2.r$$

$$\text{En appliquant le principe de la dynamique : } \sum \vec{F} = m.\vec{a} \quad \rightarrow \quad F = m \omega^2.r$$

L'existence de la masse parasite m a créé un déséquilibre dynamique lors du mouvement du rotor à la vitesse angulaire ω , donc l'effort exercé sur le rotor est un balourd générant une force centrifuge d'amplitude : $F_0 = m \omega^2.r \quad (3-48)$

$$\text{Avec : } \omega = 2\pi f = \frac{2\pi N}{60} \quad (3-49)$$

Cette force est une « force tournante » période s'exerçant dans le plan radial, son expression suivant un axe (horizontal, vertical ou radial, c'est celui de la position du capteur de vibration) est de la forme :

$$F = F_0 \sin\omega t = m\omega^2.r \sin\omega t \quad (3-50)$$

Donc le rotor tourne avec frottement sur les deux paliers, il y a donc une dissipation d'énergie lors du mouvement et en plus il y'a la présence de la force de centrifuge F

considérée comme une force extérieure. Ainsi, notre modèle le plus correcte se comporte d'une masse rigide (M+m) sous élasticité d'un ressort sans masse de rigidité K et d'un amortisseur sans masse correspondant à la dissipation d'énergie de coefficient (C)

L'équation du mouvement du système considéré dissipatif forcé est :

$$(M+m) \ddot{x} + C \dot{x} + k x = m\omega^2 r \sin\omega t \quad (3-51)$$

$$\text{Donc : } \ddot{x} + \frac{C}{(M+m)} \dot{x} + \frac{K}{(M+m)} x = \frac{m\omega^2 r}{(M+m)} \sin\omega t \quad (3-52)$$

$$\text{D'après les équations (3-10) et (3-33) on a : } \omega_0^2 = \frac{K}{(M+m)} \quad \text{et} \quad C_c = 2(M+m) \omega_0$$

Ainsi que le rapport γ du coefficient d'amortissement C et du coefficient d'amortissement critique C_c , $\gamma = \frac{C}{C_c} \rightarrow \frac{C}{(M+m)} = 2 \gamma \omega_0 \quad (3-53)$

$$\text{On obtient : } \ddot{x} + 2\gamma \omega_0 \dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{(M+m)} \sin\omega t \quad (3-54)$$

On ne supposera que $\gamma < 1$ pour avoir un mouvement oscillatoire (cas d'amortissement faible)

On vertu de l'équation (3-43) la solution générale de l'équation différentielle homogène (3-29) correspondant à une vibration pseudopériodique amortie, de pulsation :

$$\delta = \sqrt{\omega_0^2 - \left[\frac{C}{2(M+m)}\right]^2} \quad \text{d'après l'équation (3-34)}$$

$$\text{Et en considérant l'équation (3-53) on a : } \frac{C}{2(M+m)} = \gamma \omega_0 \quad \text{Alors : } \delta = \omega_0 \sqrt{1 - \gamma^2} \quad (3-55)$$

Et comme on a vu, l'amplitude décroît exponentiellement dans le temps et après un certain temps ce mouvement transitoire devient négligeable (tend vers la position d'équilibre)

Donc c'est la solution particulière de l'équation différentielle non homogène 54 qui détermine la vibration du régime permanent.

Une solution particulière de l'équation (3-54) peut s'exprimer sous la forme :

$$x = A \sin(\omega t - \Phi) \quad \text{donc : } \dot{x} = A\omega \cos(\omega t - \Phi) \quad \text{et} \quad \ddot{x} = -A\omega^2 \sin(\omega t - \Phi)$$

On remplace dans l'équation (3-54) on aura :

$$A[(\omega_0^2 - \omega^2) \sin(\omega t - \Phi) + 2\gamma \omega_0 \omega \cos(\omega t - \Phi)] = \frac{F_0}{(M+m)} \sin\omega t \quad (3-56)$$

$$\text{Sachant que : } \sin(\alpha - \beta) = \sin\alpha \cos\beta - \cos\alpha \sin\beta \quad (3-57)$$

$$\cos(\alpha - \beta) = \cos\alpha \cos\beta + \sin\alpha \sin\beta \quad (3-58)$$

On remplace (3-57) et (3-58) dans (3-56) et après quelque simplification on trouve :

$$A[(\omega_0^2 - \omega^2)\cos\Phi + 2\gamma \omega_0 \omega \sin\Phi] = \frac{F_0}{(M+m)}$$

$$A[(\omega_0^2 - \omega^2)\sin\Phi - 2\gamma \omega_0 \omega \cos\Phi] = 0 \quad (3-59)$$

En introduisant le rapport ξ de la pulsation d'excitation ω et la pulsation propre ω_0 du système conservatif tel que : $\xi = \frac{\omega}{\omega_0}$ (pulsation réduite) (3-60)

$$\text{De l'équation (3-59) on a : } A \omega_0^2 \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) \sin\Phi - 2\gamma \frac{\omega}{\omega_0} \cos\Phi \right] = 0$$

$$\rightarrow (1 - \xi^2) \sin\Phi - 2\gamma \xi \cos\Phi = 0 \rightarrow \tan \Phi = \frac{2\gamma \xi}{1 - \xi^2} \quad (3-61)$$

Après quelque simplification de l'équation (3-59) en introduisant des relations trigonométriques et les deux relations (3-60) et (3-61) on trouve :

$$A\sqrt{(1 - \xi^2)^2 + (2\gamma\xi)^2} = \frac{F_0}{(M+m)\omega_0^2} \quad (3-62)$$

D'après l'équation (3-10) la pulsation propre du système :

$$\omega_0^2 = \frac{K}{(M+m)} \rightarrow \omega_0^2(M + m) = k \quad (3-63)$$

On remplace (3-63) dans la relation (3-62), on obtient :

$$A\sqrt{(1 - \xi^2)^2 + (2\gamma\xi)^2} = \frac{F_0}{K} \rightarrow A = \frac{F_0}{k\sqrt{(1 - \xi^2)^2 + (2\gamma\xi)^2}} \quad (3-64)$$

Ou A est l'amplitude de déplacement vibratoire

3-4-3-3 Calcul du tenseur d'inertie du système :

Pour trouver le I_y il faut calculer le tenseur d'inertie du système

$$T_0 = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix}$$

➤ calcul du tenseur d'inertie du disque 1 (poulie)

- Calcul du tenseur d'inertie du disque 1 (poulie) par rapport au repère O_1 :

$$T_1 = \begin{bmatrix} I_{x1} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y1} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z1} \end{bmatrix} \rightarrow T_1 = \begin{bmatrix} \frac{m1 \cdot R1^2}{4} + \frac{m1 \cdot h1^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m1 \cdot R1^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m1 \cdot R1^2}{4} + \frac{m1 \cdot h1^2}{12} \end{bmatrix} \quad (3-65)$$

- Calcul du tenseur d'inertie du disque 1 (poulie) par rapport au repère O :

En utilisant le théorème de Guldin

$$T_{O_1} = T_1 + \begin{bmatrix} m_1(Y_1^2 + Z_1^2) & -m_1(X_1^2 + Y_1^2) & -m_1(X_1^2 + Z_1^2) \\ -m_1(X_1^2 + Y_1^2) & m_1(X_1^2 + Z_1^2) & -m_1(Y_1^2 + Z_1^2) \\ -m_1(X_1^2 + Z_1^2) & -m_1(Y_1^2 + Z_1^2) & m_1(Y_1^2 + X_1^2) \end{bmatrix} \quad (3-66)$$

$$\text{Avec } O_1 = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.065 \\ 0 \end{pmatrix}$$

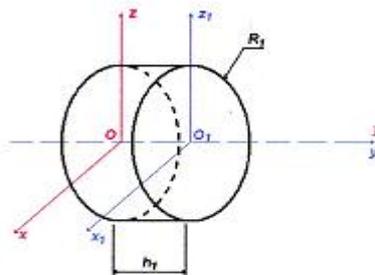


Figure 3-3 disque 1 équivalent à la poulie réceptrice

➤ 2. calcul du tenseur d'inertie du disque 2 (turbine) :

- Calcul du tenseur d'inertie du disque 2 (turbine) par rapport au repère O₂ :

$$T_2 = \begin{bmatrix} I_{x_2} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y_2} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z_2} \end{bmatrix} \rightarrow T_2 = \begin{bmatrix} \frac{m_2 \cdot R_2^2}{4} + \frac{m_2 \cdot h_2^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m_2 \cdot R_2^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m_2 \cdot R_2^2}{4} + \frac{m_2 \cdot h_2^2}{12} \end{bmatrix} \quad (3-67)$$

- Calcul du tenseur d'inertie du disque 2 (turbine) par rapport au repère O :

$$T_{O_2} = T_2 + \begin{bmatrix} m_2(Y_2^2 + Z_2^2) & -m_2(X_2^2 + Y_2^2) & -m_2(X_2^2 + Z_2^2) \\ -m_2(X_2^2 + Y_2^2) & m_2(X_2^2 + Z_2^2) & -m_2(Y_2^2 + Z_2^2) \\ -m_2(X_2^2 + Z_2^2) & -m_2(Y_2^2 + Z_2^2) & m_2(Y_2^2 + X_2^2) \end{bmatrix} \quad (3-68)$$

$$\text{Avec } O_2 = \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ Z_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.805 \\ 0 \end{pmatrix}$$

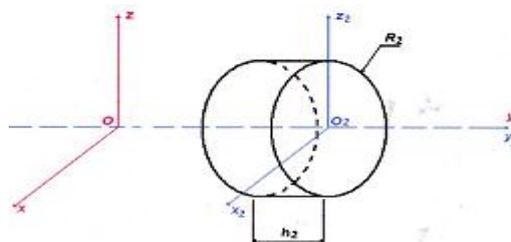


Figure 3-4 disque 2 équivalent à la turbine

➤ 3. calcul du tenseur d'inertie du disque 3 (arbre) :

- Calcul du tenseur d'inertie du disque 3 (arbre) par rapport au repère O_3 :

$$T_3 = \begin{bmatrix} I_{x3} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y3} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z3} \end{bmatrix} \rightarrow T_3 = \begin{bmatrix} \frac{m3 \cdot R3^2}{4} + \frac{m3 \cdot h3^2}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m3 \cdot R3^2}{2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m3 \cdot R3^2}{4} + \frac{m3 \cdot h3^2}{12} \end{bmatrix} \quad (3-69)$$

- Calcul du tenseur d'inertie du disque 3 (arbre) par rapport au repère O :

$$T_{O3} = T_3 + \begin{bmatrix} m3(Y3^2 + Z3^2) & -m3(X3^2 + Y3^2) & -m3(X3^2 + Z3^2) \\ -m3(X3^2 + Y3^2) & m3(X3^2 + Z3^2) & -m3(Y3^2 + Z3^2) \\ -m3(X3^2 + Z3^2) & -m3(Y3^2 + Z3^2) & m3(Y3^2 + X3^2) \end{bmatrix} \quad (3-70)$$

$$\text{Avec } O_3 = \begin{pmatrix} X_3 \\ Y_3 \\ Z_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.39 \\ -e \end{pmatrix}$$

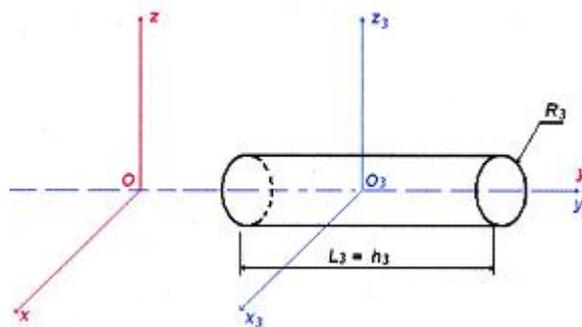


Figure 3-5 disque équivalent à l'arbre

➤ 4. Calcul du tenseur d'inertie de la masse parasite

- calcul du tenseur d'inertie de la masse parasite 4 par rapport au repère O_4 :

$$T_4 = \begin{bmatrix} I_{x4} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y4} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z4} \end{bmatrix} \rightarrow T_4 = \begin{bmatrix} \frac{m4 \cdot (a^2 + b^2)}{12} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m4 \cdot (b^2 + L'^2)}{12} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{m4 \cdot (a^2 + L'^2)}{12} \end{bmatrix} \quad (3-71)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} a = 0.005 \text{ m} \\ b = 0.02 \text{ m} \\ L' = 0.027 \text{ m} \end{cases}$$

- calcul du tenseur d'inertie de la masse parasite 4 :

$$T_{O_4} = T_4 + \begin{bmatrix} m_4(Y_4^2 + Z_4^2) & -m_4(X_4^2 + Y_4^2) & -m_4(X_4^2 + Z_4^2) \\ -m_4(X_4^2 + Y_4^2) & m_4(X_4^2 + Z_4^2) & -m_4(Y_4^2 + Z_4^2) \\ -m_4(X_4^2 + Z_4^2) & -m_4(Y_4^2 + Z_4^2) & m_4(Y_4^2 + X_4^2) \end{bmatrix} \quad (3-72)$$

$$\text{Avec } O_4 = \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ Z_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ -0.44 \end{pmatrix}$$

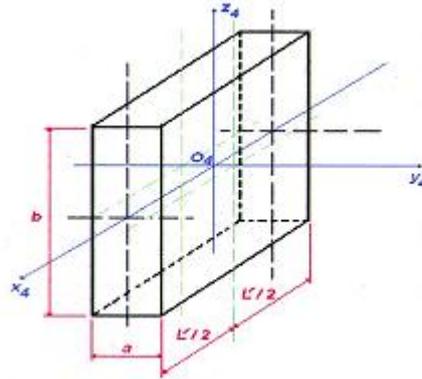


Figure 3-6 parallélépipède équivalent à la masse parasite 4

Alors le tenseur d'inertie du système est :

$$T = T_{O_1} + T_{O_2} + T_{O_3} + T_{O_4} \quad (3.73)$$

Après avoir calculé le tenseur T, on peut maintenant utiliser la valeur de I_y pour calculer la pulsation propre du système d'après la relation (3-6)

4-1 Introduction :

Une machine idéale ne vibrerait pas car toute l'énergie serait employée pour effectuer le travail demandé. En pratique, des vibrations apparaissent, sous-produits de la transmission normale des forces cycliques à travers le mécanisme. Les éléments de la machine interagissent et une partie de l'énergie est dissipée dans la structure sous forme de vibrations.

Quand les défauts commencent à apparaître, les processus dynamiques de la machine sont altérés et certaines forces agissantes sont modifiées ; il en résulte une modification du niveau des vibrations et de l'allure du spectre de fréquence.

Le signal vibratoire contient de nombreuses informations reliées aux conditions de fonctionnement des machines ; c'est pourquoi les mesures de vibration sont utilisées régulièrement comme indicateur de l'état de santé des machines et de l'opportunité des opérations de maintenance.

Pour nous permettre d'étudier, d'analyser et de diagnostiquer les défauts d'une machine tournante on se propose d'exposer 2 cas pratique, le 1^{er} est un « **ventilateur atomiseur** » qui se trouve au sein d'une céramique située à BOUSMAIL (HIPPOCAMPE), le 2eme cas vécu dans une usine des produits d'hygiène pour bébé située à ROUIBA, il s'agit d'un « **déchetteur de papiers cellulose** ».

4-2 Norme pour référence

En se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales **VDI 2056**. voir (figure 2-5)



Photo 4-1 installation du matériel sur la machine

4-3 Matériel utilisé

FICHE TECHNIQUE DE MATERIEL UTILISE
<p>DESIGNATION DE L'APPAREIL : COLLECTEUR DE DONNEES REFERENCE : FRAMATOME DIAGNOSTIC TYPE MOVILOG 2 ORIGINE : France</p>
<p>UTILISATION : Surveillance périodique des machines tournantes Mesure de vibration en niveau global Mesure de signatures sous forme temporelle ou spectrale Mesure de tout paramètre à l'aide d'une entrée DC continue Détection de balourd et équilibrage sur le terrain Défauts roulements</p>
<p>CARACTERISTIQUES : Collecteur portable assurant : mesures accélération, vitesse, déplacement, température, pression, débit, grandeurs électriques et facteur défaut roulement Détection : valeurs RMS, crête et crête-crête Filtrage : passe-bas et passe-haut Dynamique 60 dB Déclenchement interne/externe Résolution FFT 50 à 3 200 lignes Gammes de fréquences : de 8 à 20 kHz Ecran LCD 16 lignes - 40 caractères Clavier alphanumérique, 32 touches Alimentation : batterie autonome 8 h Dimension : 215 x 342 x 68 mm Masse : 3,4 kg</p>
<p>FORMATION NECESSAIRE : Personnel ayant reçu une formation concernant la mesure de vibration Connaissance en analyse spectrale (FFT)</p>
<p>LOGICIEL : DIVADIAG : logiciel assurant l'exploitation des informations recueillies sur le collecteur</p>

Tableau 4-1 fiche technique du matériel utilisé

4-4 Cas pratique

4-4-1^{er} cas : le ventilateur atomiseur

4-4-1-1 Description de la machine (ventilateur atomiseur) :

Le ventilateur Atomiseur est une machine d'extraction de la matière appelé barbotine constituant la céramique dans une enceinte d'atomisation, au même temps, il aspire les déchets d'atomisation sous forme de gaz en les évacuant à travers la cheminée de la sortie, positionnée sur une ligne d'aspiration sur la chaîne de production de la faïence (voir photo 4-2) d'une céramique situé à BOUSMAIL. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant a 1485 tr/min, et de puissance de 90 KW, le mouvement est transmis par des courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice, vers une ligne d'arbre supporté par un palier monobloc à roulements, et supportant une turbine d'aspiration de diamètre de 900 mm et de largeur de 290 mm, composée d'une seul rangé à 11 pales.



Photo 4-2 ventilateurs atomiseurs

4-4-1-2 .Nomenclature

a-moteur électrique :

Marque	type	puissance	Vitesse de rotation	intensité	Roulement COP	Roulement CP
SIEMENS	D - 91056	90 KW	1485tr/min	160 A	6317 C3	6317

Tableau 4-2 caractéristique pour le moteur électrique

b-poulie motrice :

diamètre	largeur	Nombre de gorges
370 mm	100 mm	05

Tableau 4-3 caractéristique pour la poulie motrice

c- poulie réceptrice :

Diamètre	largeur	Nombre de gorges
305 mm	130mm	05

Tableau 4-4 caractéristique pour la poulie réceptrice

d-palier et roulement:

Type de palier	Référence	Référence de roulement	Type de graisse
monobloc	S4/65	6313C3-NU 313 EU P2	LGMT SKF

Tableau 4-5 caractéristique pour palier et roulement

e-turbine :

Diamètre	largeur	Nombre de pales	vitesse
900 mm	290 mm	11	29 .45 Hz (1767 tr/min)

Tableau 4-6 caractéristique pour la turbine

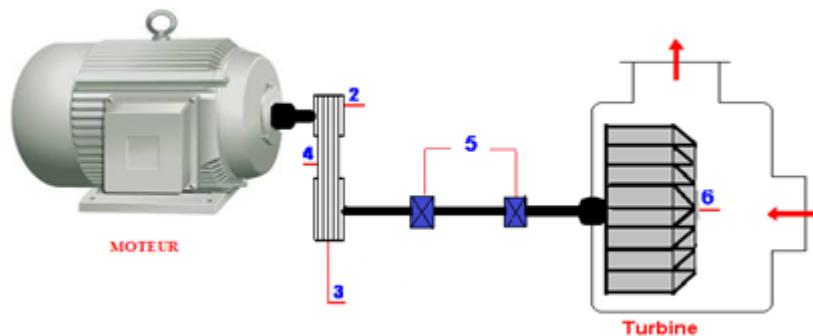


Figure 4-1 schéma cinématique du ventilateur

4-4-1-3 Etude de cas :

Le cas a été traité dans la référence [30] des défauts ont été enregistrés et signalés.

Néanmoins, après un temps de travail de la machine, on constate de nouveau l'apparition de défaut de balourd ainsi que le défaut de jeu provoqué par la détérioration de roulement. De nouvelles mesures sont prises pour étudier de nouveau le cas. On donne un peu de l'historique du suivi de la machine.

4-4-1-4 Choix des points de mesure de vibrations :

L'appareil de mesure (accéléromètre) devrait être monté de telle façon que la direction de mesure désirée coïncide avec l'axe de sensibilité principale

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir le maximum d'informations concernant les conditions de fonctionnement de la machine, et ce pour cerner toutes les anomalies mécaniques ou électriques qui peut surgir sur le ventilateur. Si la machine le permet, les mesures se font suivant les deux axes : Radial Horizontal et Radial vertical voir figure (4-2)

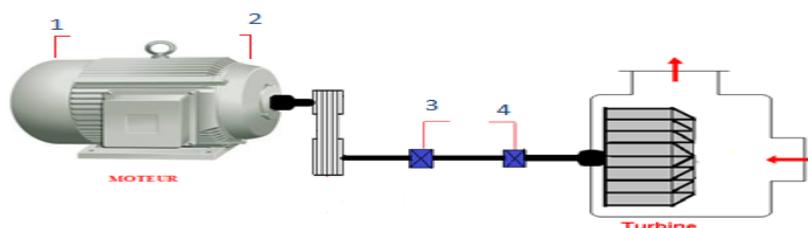


Figure 4-2 points de mesures de vibrations

4-4-1-5 Historique :

Le ventilateur Atomiseur est une machine stratégique dans la chaîne de production, son démarrage était en Juin 2008. Au départ, la machine a fonctionné dans des conditions normales, sans vibrations est ce d'après le fournisseur et l'utilisateur. Le : 22 Juillet 2008, l'équipe de maintenance a remarqué, qu'il y'avait un problème de vibrations sur ce ventilateur. Le premier diagnostic a révélé la présence d'un balourd sur la turbine, générant des vibrations d'un niveau de 15.04 mm/s sur le palier de l'arbre portant la turbine côté turbine (N°04), ce niveau est jugé Danger, en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056.

Vue l'état de la machine et après une autorisation donnée par le fournisseur et l'utilisateur biensure (machine sous garanti), une intervention d'équilibrage a eu lieu afin de corriger le balourd sur la turbine.

Malheureusement, ce ventilateur a connue plusieurs défauts de balourd sur cette turbine durant son fonctionnement, et à chaque fois des interventions d'équilibrage sont faites pour remédier à ce problème (voir courbe de tendance),



Photo 4-3 prise de mesures des vibrations du ventilateur

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

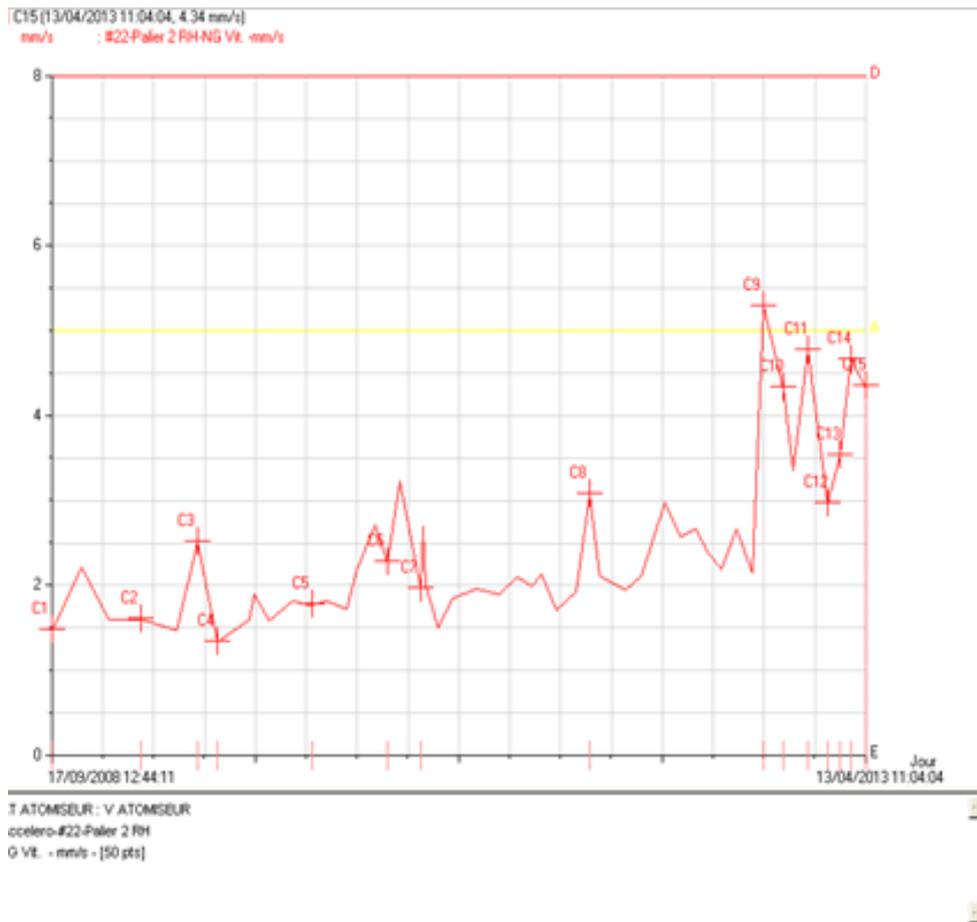


Figure 4-3 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens horizontal

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-09-2008	C1	1.48
19-03-2009	C2	1.6
14-07-2009	C3	2.52
22-10-2009	C4	1.34
06-03-2010	C5	1.77
08-08-2010	C6	2.28
14-10-2010	C7	1.97
25-09-2011	C8	3.07
17-09-2012	C9	5.29
28-10-2012	C10	4.33
17-12-2012	C11	4.77
27-01-2013	C12	2.96
21-02-2013	C13	3.53
16-03-2013	C14	4.67
13-04-2013	C15	4.34

Tableau 4-7 valeurs des niveaux vibratoires prises sur palier moteur sens horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

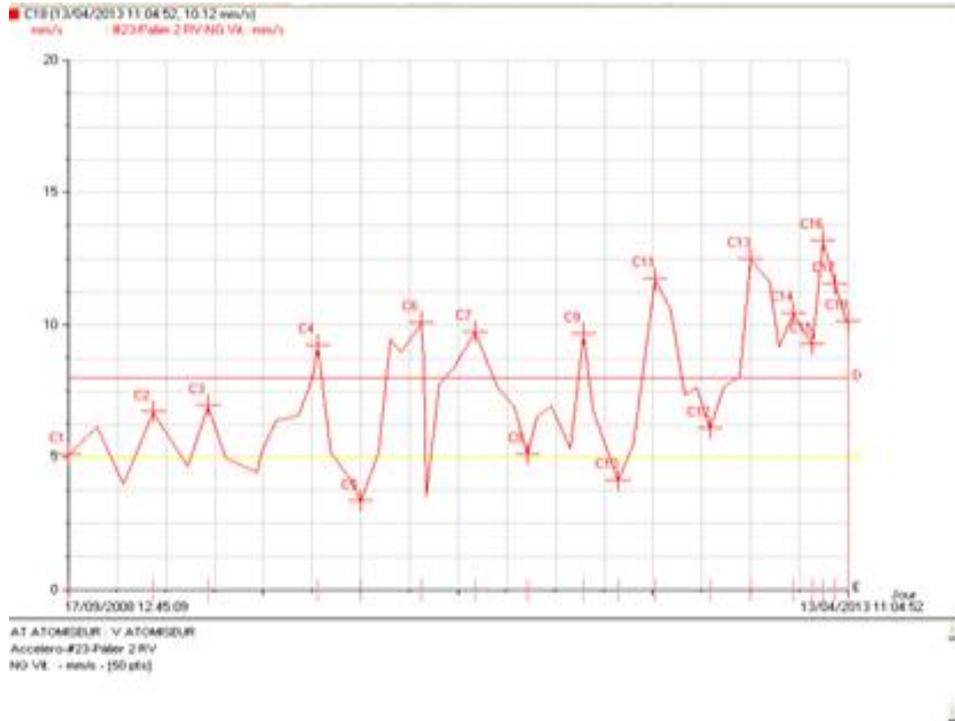


Figure 4-4 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens vertical

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-09-2008	C1	5.11
19-03-2009	C2	6.72
14-07-2009	C3	6.96
06-03-2010	C4	9.25
06-06-2010	C5	3.26
19-10-2010	C6	10.1
06-02-2011	C7	9.74
29-05-2011	C8	5.04
25-09-2012	C9	9.65
08-12-2012	C10	4.14
26-02-2012	C11	11.72
23-06-2012	C12	6.07
17-09-2012	C13	12.47
17-12-2012	C14	10.43
21-01-2013	C15	2.26
21-02-2013	C16	13.16
16-03-2013	C17	11.54
13-04-2013	C18	10.22

Tableau 4-8 valeurs des niveaux vibratoires prises sur palier moteur sens vertical

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

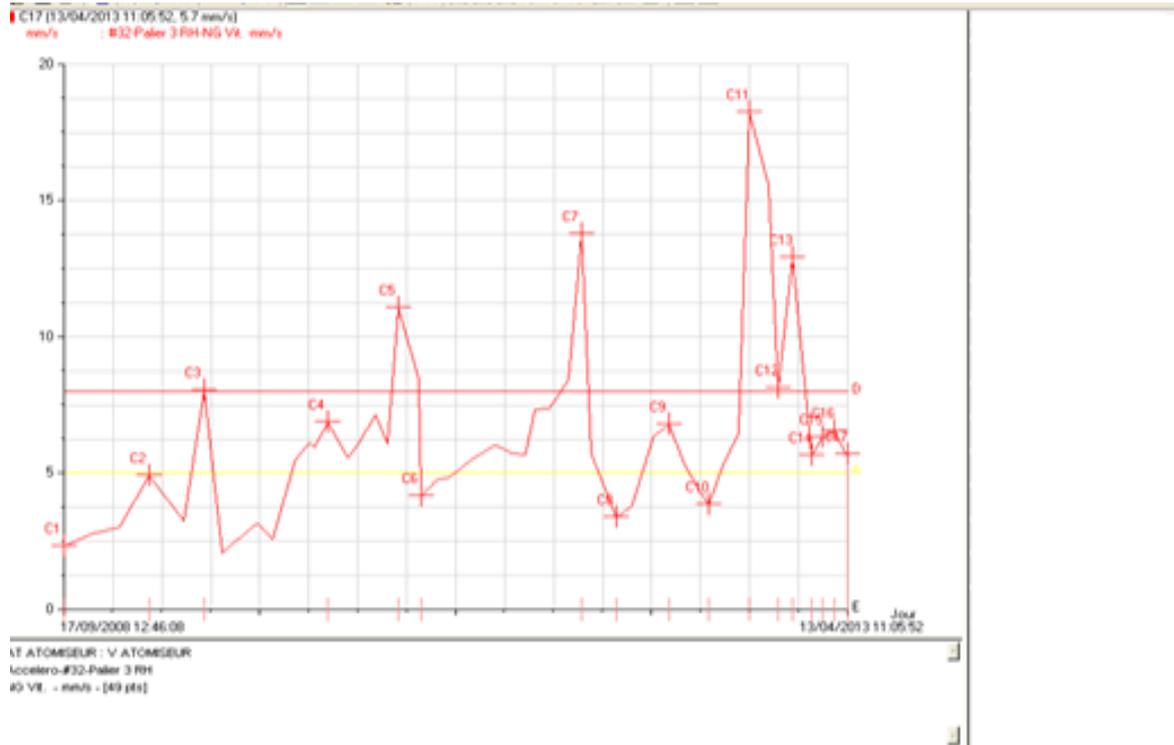


Figure 4-5 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens horizontal

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-09-2008	C1	2.35
19-03-2009	C2	4.92
14-07-2009	C3	8.05
03-04-2010	C4	6.85
01-09-2010	C5	11.07
19-10-2010	C6	4.18
25-09-20011	C7	13.70
08-12-2011	C8	3.4
31-03-2012	C9	6.78
23-06-2012	C10	3.84
17-09-2012	C11	18.24
17-11-2012	C12	8.13
17-12-2012	C13	12.4
27-01-2013	C14	5.65
21-02-2013	C15	6.33
16-03-2013	C16	6.56
13-04-2013	C17	5.7

Tableau 4-9 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 H

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES



Figure 4-6 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-09-2008	C1	4.09
19-03-2009	C2	6.91
14-07-2009	C3	8.55
22-08-2009	C4	2.88
06-03-2010	C5	6.74
14-10-2010	C6	10.99
18-06-20011	C7	8.83
25-09-2011	C8	10.46
31-03-2012	C9	11.63
17-09-2012	C10	24.52
17-11-2012	C11	6.71
17-12-2012	C12	10.15
27-01-2013	C13	5.82
21-02-2013	C14	5.74
16-03-2013	C15	7.47
13-04-2013	C16	6.52

Tableau 4-10 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 V

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

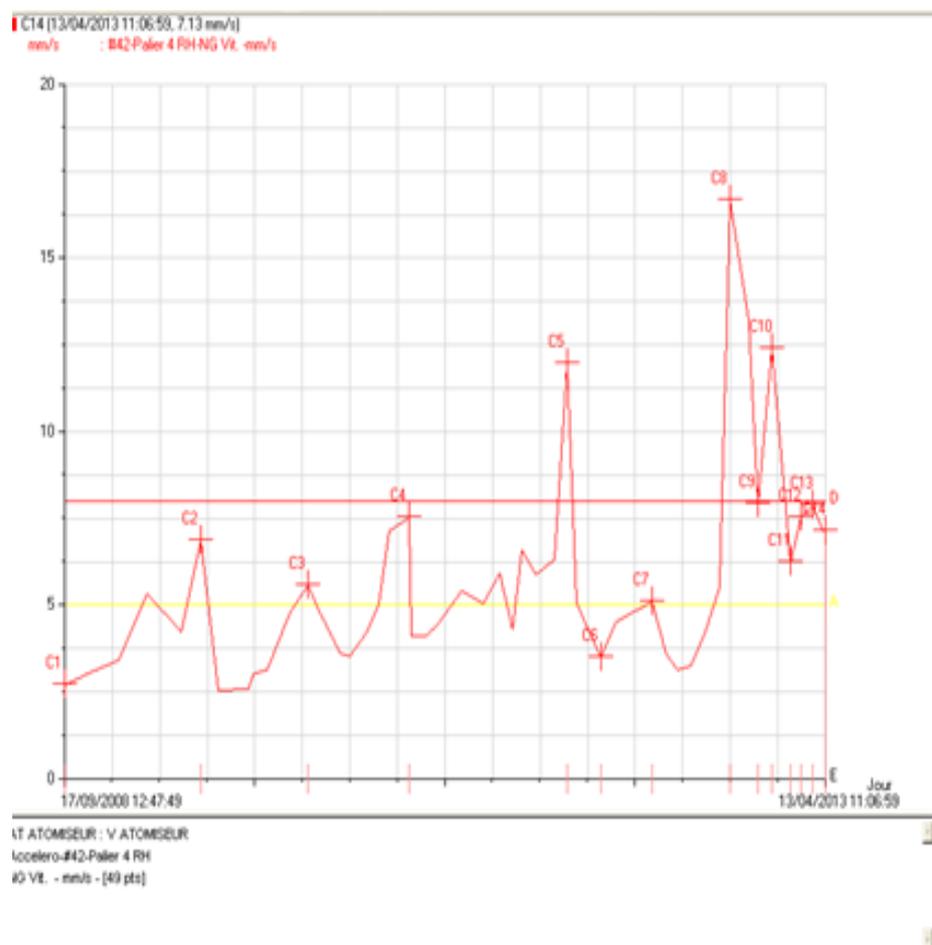


Figure 4-7 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens horizontal

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-09-2008	C1	2.74
14-07-2009	C2	6.89
06-03-2010	C3	5.59
14-10-2010	C4	7.54
25-09-20011	C5	11.97
08-12-2011	C6	3.51
31-03-2012	C7	5.13
17-09-2012	C8	16.69
17-11-2012	C9	7.94
17-12-2012	C10	12.39
27-01-2013	C11	6.26
21-02-2013	C12	7.53
16-03-2013	C13	7.9
13-04-2013	C14	7.13

Tableau 4-11 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°04 H

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

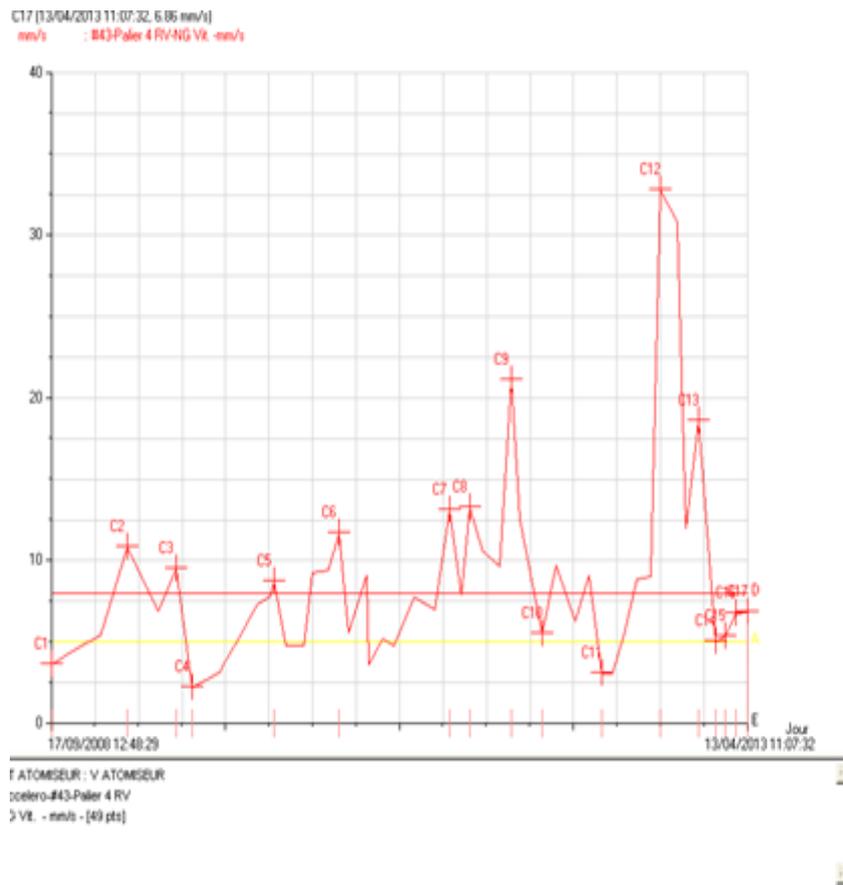


Figure 4-8 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-09-2008	C1	3.61
19-03-2009	C2	10.83
14-07-2009	C3	9.54
22-08-2009	C4	2.26
06-03-2010	C5	8.75
08-08-2010	C6	11.73
30-04-2011	C7	13.14
18-06-2011	C8	13.25
25-09-2011	C9	21.12
08-12-2011	C10	5.56
29-04-2013	C11	3.06
17-09-2012	C12	32.8
17-12-2012	C13	18.62
27-01-2013	C14	5.06
21-02-2013	C15	5.4
16-03-2013	C16	6.82
13-04-2013	C17	6.86

Tableau 4-12 valeurs des niveaux vibratoires prises sur le palier N°04

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage (mm/s)	Niveau de balourd après l'équilibrage (mm/s)
Le : 23 Juillet 2008	15.04	01.55
Le : 24 Mars 2009	09.28	01.18
Le : 18 Juillet 2009	07.95	01.03
Le : 22 Août 2009	25.02	02.59
Le : 17 Mars 2010	07.14	01.89
Le : 08 Août 2010	09.09	02.21
Le : 14 Octobre 2010	08.59	01.02
Le : 26 Octobre 2011	10.36	01.95
Le : 17 Septembre 2012	30.02	02.44
Le : 29 Octobre 2012	26.18	02.30
Le : 20 Décembre 2012 Changement des roulements	16.09	04.721

Tableau 4-13 historique des interventions (équilibrage)

Dans notre cas, cette défaillance (balourd) a engendré l'apparition d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine qui a commencé le : 07 Novembre 2009, d'après les spectres représentés dans les figures (4-9),(4-10),(4-11) et (4-12), prélevés respectivement sur le palier N°03 dans la direction radiale horizontale, palier N°03 dans la direction radiale verticale, palier N°04 dans la direction radiale horizontale, et finalement palier N°04 dans la direction radiale verticale.

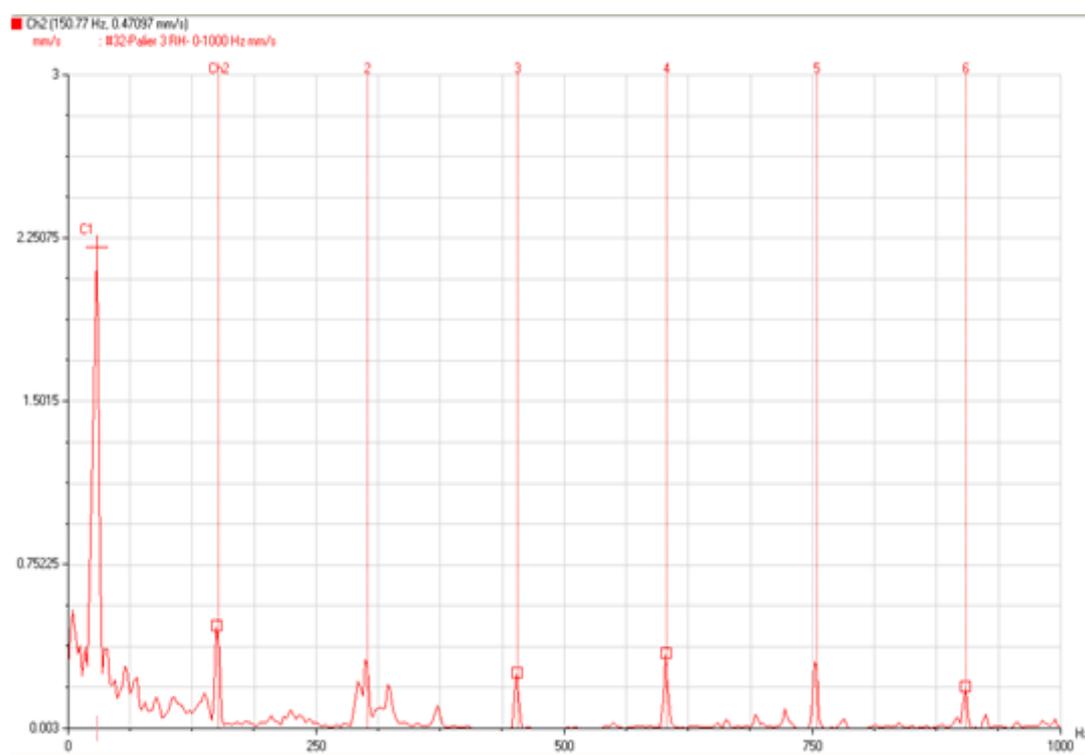


Figure 4-9 spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

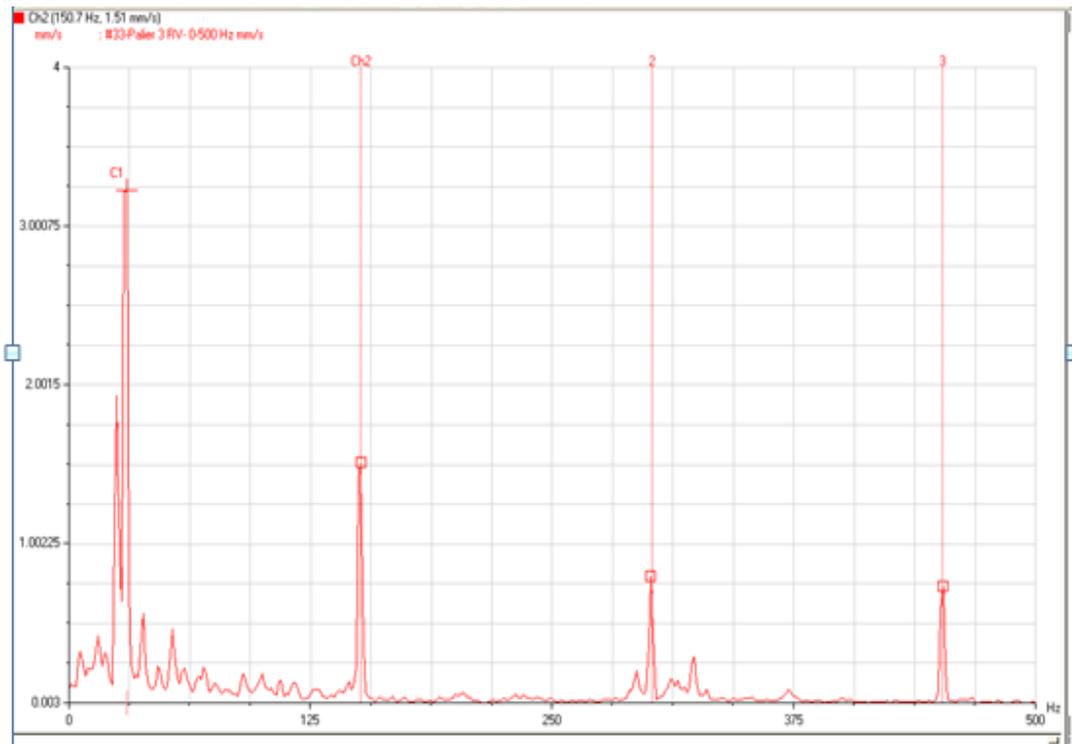


Figure 4-10 : spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

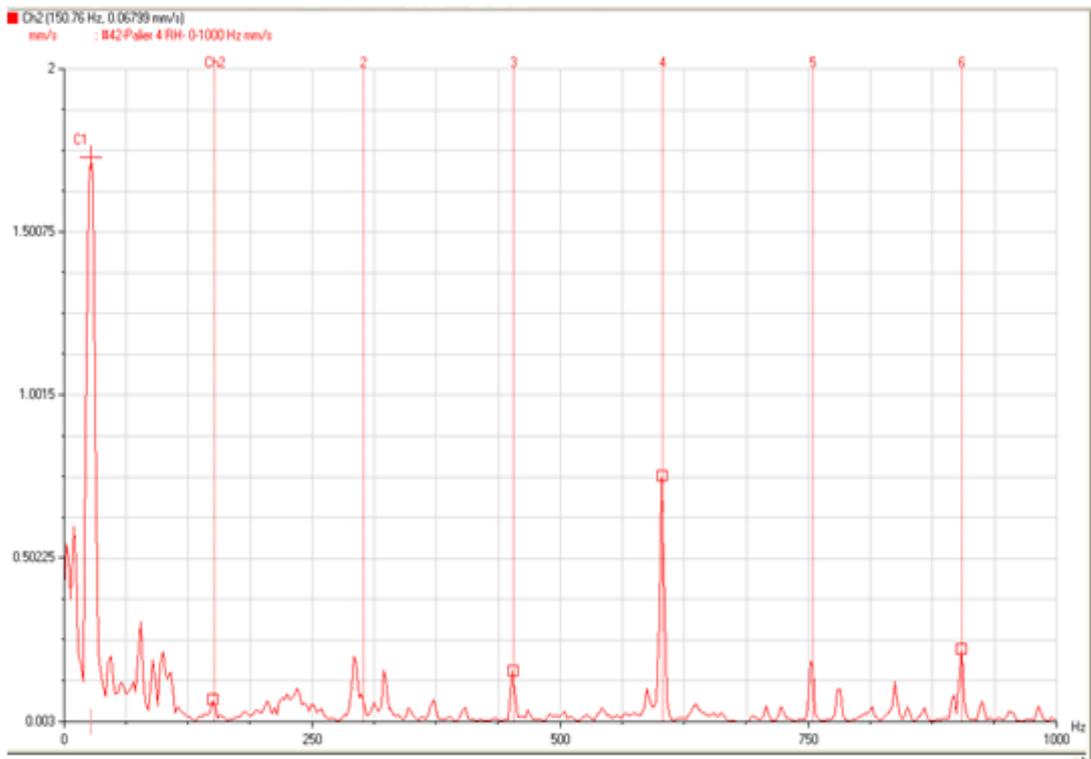


Figure 4-11 : spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

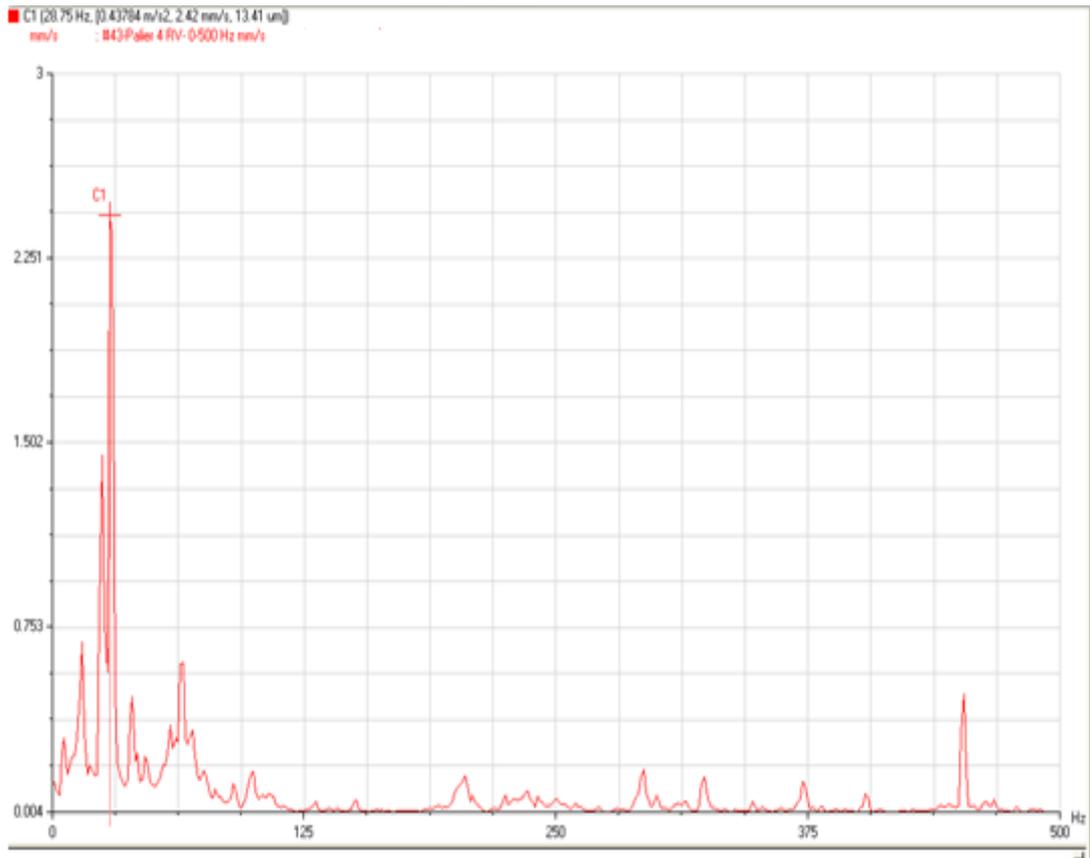


Figure 4-12 : spectre pris le 07-11-2009 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

Vu l'importance que représente cet équipement dans la chaîne de production, et les risques des arrêts intempestifs que pourraient provoquer cette machine sur l'outil de production, les responsables de maintenance nous ont demandé de suivre ce dernier périodiquement par la technique de l'analyse vibratoire, et de savoir qu'elle est la cause principale des défaillances (balourd). Au départ, c'était un simple problème, comme on la indique dans l'historique, et sa résolution se limite par un simple équilibrage de la turbine, mais avec le temps, ce défaut de balourd a persisté à maintes reprises, et dans des intervalles parfois très courts d'une moyenne de (05) cinq mois environ (voir tableau 4-13).

Aussi, nous remarquons qu'à la fin de l'année 2012, l'équipement a subi trois (03) fois consécutives des opérations d'équilibrage suite au balourd répété dans un intervalle de chaque mois environ, et ce suite à la présence d'un défaut de jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers de l'arbre portant la turbine (N°03 et 04 d'après la chaîne cinématique du ventilateur).

A cet effet, juste avant la dernière opération d'équilibrage du 20 décembre 2012, une intervention pour changer les deux roulements sus indiqués s'est réalisé, dont malheureusement le monobloc n'a pas été changé comme recommandé.



Photo 4.4 Enregistrement des mesures de vibrations du ventilateur

Il est à signaler que toutes les opérations d'équilibrage effectuées sur la turbine de ce ventilateur ont été réalisées en présence du jeu du défaut de roulement provoqué par ces balourds, évoluant progressivement au cours du temps jusqu'à la détérioration des roulements et leur changement le : 20 Décembre 2012 (voir tableau 4-13).

4-4-1-6 Analyse spectrale

A cet effet, l'analyse spectrale des mesures de vibrations prélevés les deux paliers N°03 et 04 de la chaîne cinématique de la machine, révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine, qui se voit nettement sur tous les spectres pris radialement dans les deux sens horizontal et vertical, et représentés sur les **figures 4-13** jusqu'au **figure 4-16**, qui présentent une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du rotor qui est de 30 Hz, tel que le niveau maximal est de 14,94 mm/s enregistré sur le palier N°04 dans la direction radiale verticale, ou dans le même spectre on remarque l'apparition d'un peigne de raies spectrales dont les composantes d'ordre 2 et 3, comme l'indique la **figure 4-17**, seulement elles se manifestent à faible amplitude par rapport à la composante prépondérante liés à la fréquence de rotation du rotor, ceci est dû à la présence du jeu précité sur les deux portées de roulement, ce qui explique la différence du niveau de vibrations provoqué par le déséquilibre (du 14,94 mm/s à 17)

Et pour confirmer la présence du jeu précité, on a procédé à l'analyse de la phase, on faisant deux mesures de phase sur le palier N°4 dans le sens horizontal et verticale, qui illustrés dans le tableau 4-14 ci-dessous :

Position	Phase
Horizontale	01.920
Verticale	01.028

Tableau 4-14 analyse des phases

La turbine est constituée de onze (11) pales, donc chaque pales représente : $32,72^\circ$.

Le déphasage entre les deux mesures de phases situé à 90° , horizontale et verticale est :

$01.920 - 01.028 = 0,892$, ce qui donne un déphasage de : $29,186^\circ$

Plusieurs défauts s'expriment par une composante prépondérante d'amplitude élevée liée à la fréquence de rotation et c'est l'analyse des phases qui permet de distinguer entre les défauts provenant d'un effort rotatif comme le balourd, et les défauts provenant d'un effort directionnel (Non tournant) comme l'effort induit par une courroie trop tendue, usure des paliers, un desserrage de palier, une excentricité de poulie,etc.

En effet, pour deux points de mesures radiaux situés à 90° sur un même palier, le déphasage entre composantes de fréquence égale à la fréquence de rotation (composante d'ordre 1 de la rotation) est :

- Proche de 90° , dans le cas d'un défaut lié à un effort rotatif comme le balourd.
- Proche de 0° ou 180° , dans le cas d'un défaut lié à un effort directionnel.

Dans notre cas, le déphasage est de $29,186^\circ$, qui ne figure pas dans les conditions sus indiqués, ce qui nous permet de confirmer la détection d'un défaut de balourd sur le rotor portant la turbine lié à l'effort rotatif, en présence bien sure du défaut de jeu sur le monobloc détecté par l'analyse spectrale qui est lié à l'effort directionnel.

Néanmoins, le défaut du jeu sur la portée de roulement dans le monobloc persiste toujours, et apparaît sous forme de déséquilibre (balourd)

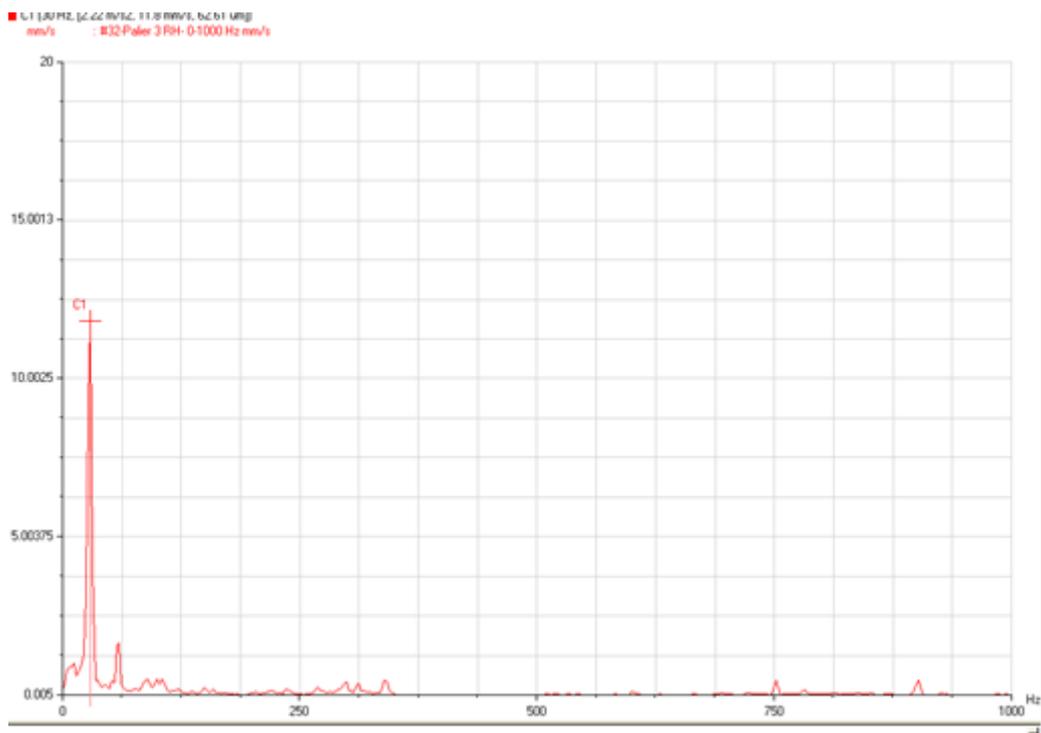


Figure 4-13 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial Horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

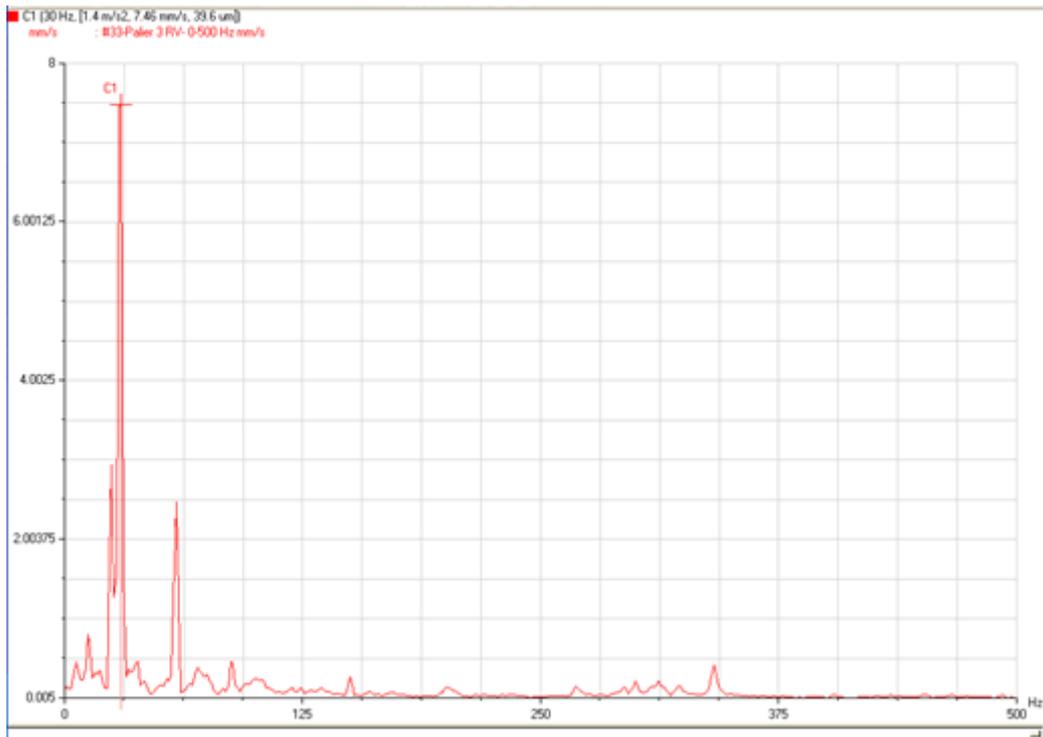


Figure 4-14 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

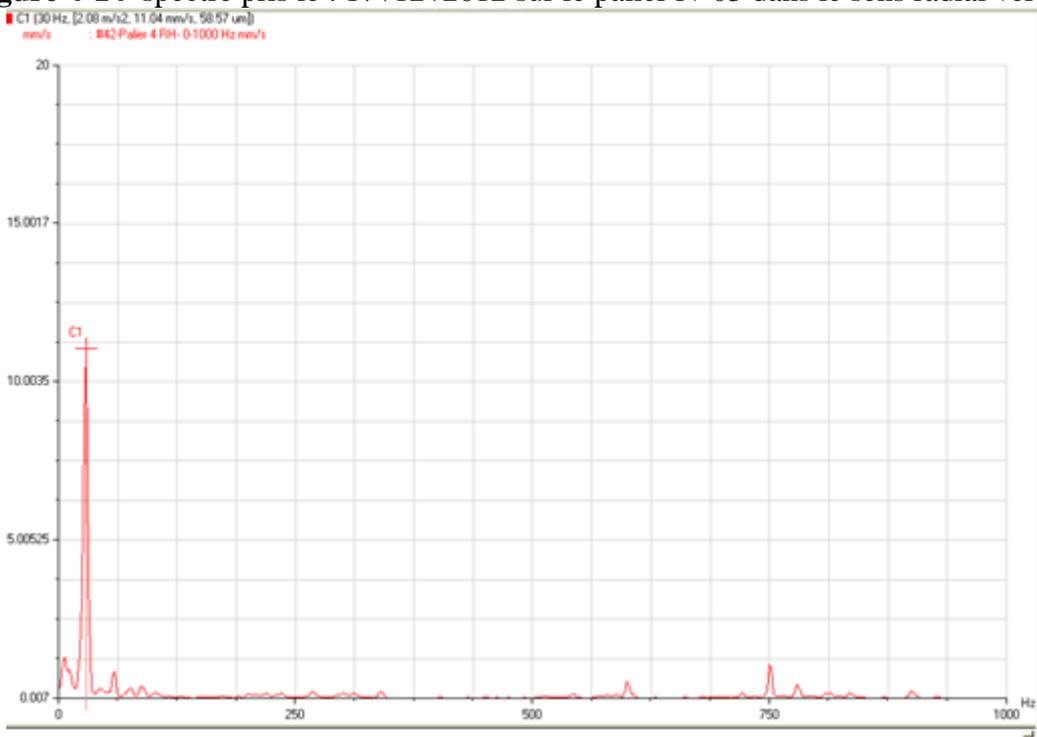


Figure 4-15 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial Horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

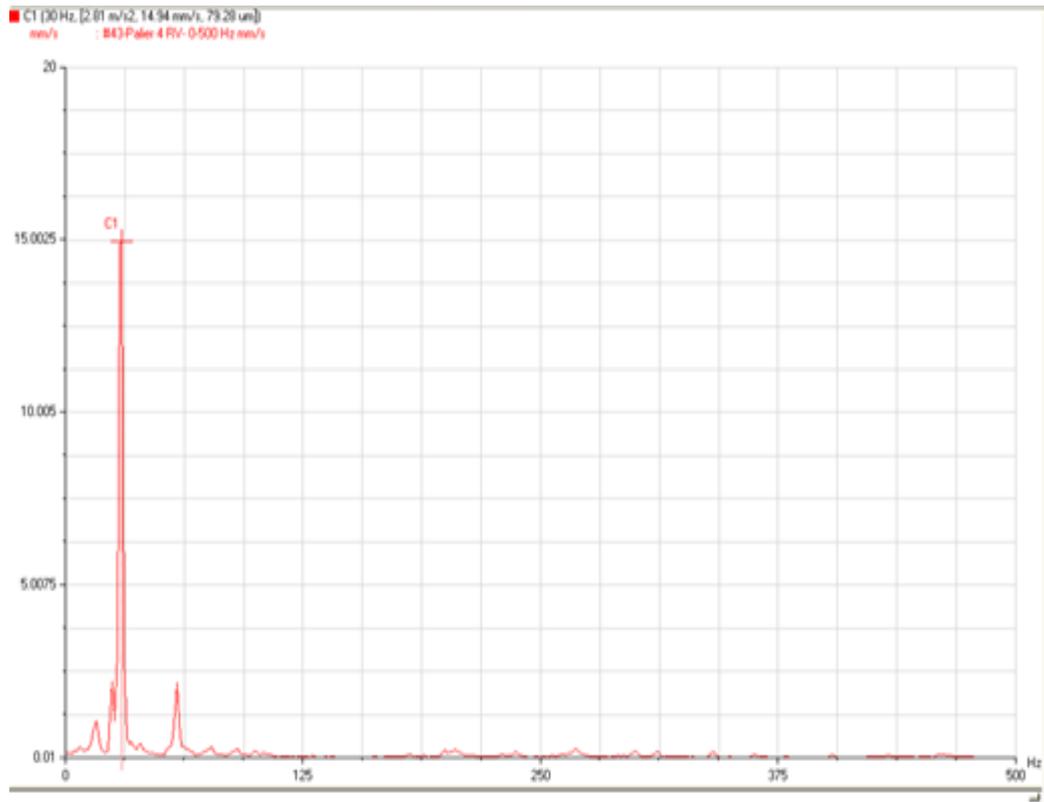


Figure 4-16 : spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

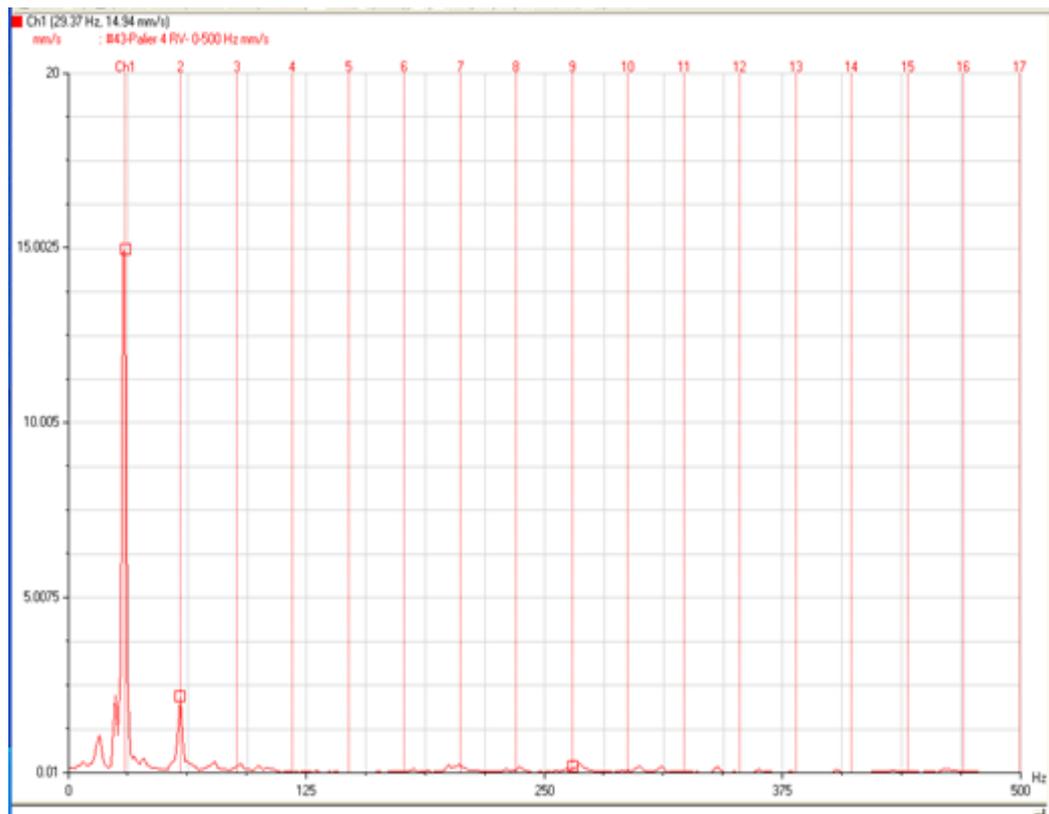


Figure 4-17 spectre pris le : 17 /12 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial Vertical

4-4-1-7 .Correction du déséquilibre :

En pratique, il est impossible d'obtenir une concentricité parfaite des centres de gravité de chaque élément constitutif d'un rotor. De cette non concentricité, résulte l'application des forces centrifuges qui déforme le rotor. Ces déséquilibre proviennent généralement de défauts d'usinage, défauts d'assemblage et de montage, ou en sont la conséquence :

- D'une altération mécanique (perte d'ailette, érosion ou encrassement, ...).
- D'une altération thermique (déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor, ou à des différences de température localisées,....)

Dans notre cas, l'amplitude de vibrations lié à la composante prépondérante est de 14,94 mm/s jugé « danger », en se référant aux critères du jugement des vibrations d'après les normes internationales VDI 2056, qui recommande la correction du balourd sur le rotor (équilibre). La méthode d'équilibrage est composée de plusieurs lancées, la première est de procéder aux mesures du niveau vibratoire avec la phase sans masse d'essai, la seconde se réalise avec une masse d'essai calculée suivant la vitesse de rotation du rotor à équilibré, de son rayon et de son poids, et la dernière lancée s'effectuera avec la masse de correction dans la position calculée.

Parfois cette masse de correction avec son positionnement ne donne pas la valeur du niveau de vibrations désirée, donc on sera forcé d'améliorer cette correction par une opération de raffinage.

La procédure d'équilibrage est résumée dans le tableau 03 ci-après :

LANCEE	MASSE (gr)	MESURE VERTICALE	
		NIVEAUX (mm/s)	PHASE
N°01	-	14.94	01.028
N°02	30 gr Position : 0	21.129	09.142
N°03	Correction : 26.340 gr Position : 09.47	04.721	09.528
RAFFINAGE	02.992 gr Position : 06.97	-	-

Tableau 4-15 opération d'équilibrage

L'opération d'équilibrage du rotor s'est déroulée avec succès, où le niveau de vibrations provoqué par le déséquilibre jusqu'à 04.721 mm/s, jugé acceptable d'après les internationales VDI 2056.

4-4-1-8 Conclusion :

Ce type de machine nécessite une surveillance périodique par la technique d'analyse de vibrations, l'apparition répétée du phénomène de balourd a engendré plusieurs défauts mécaniques, on cite :

Le défaut de roulement : qui se manifeste à haute fréquence, générant des faibles vibrations, mais avec des chocs intenses, permettant la détérioration brusque du roulement, parfois on sera obligé d'augmenter la cadence de graissage de ces roulements avec un choix approprié de la qualité de graisse utilisée jusqu'à leurs changements, comme dans le cas présenté.

Le défaut d'usure : se présente par un peigne de raies modulé avec la fréquence fondamentale par des harmonies d'ordre 2, 3, 4...etc. Et permet d'amplifier le niveau de vibration global généré qui prend une ampleur dans le cas où le jeu entre les parties fixes et tournantes dépasse la valeur tolérée.

Parfois, nos interventions pour corriger ce défaut réussissent par une simple opération d'équilibrage du rotor, parviennent à diminuer le niveau vibratoire provoqué par ce déséquilibre (jeu), comme dans notre cas.

Malheureusement, dans les cas où le degré d'usure se trouve dans un stade avancé pouvant engendré facilement l'apparition d'un défaut supplémentaire de désalignement entre deux paliers par exemple, dans ce cas toute tentative pour remédier à ce problème n'aboutit à aucun résultat.

4-4-2 2ème cas « le déchiqueteur de papier cellulose »

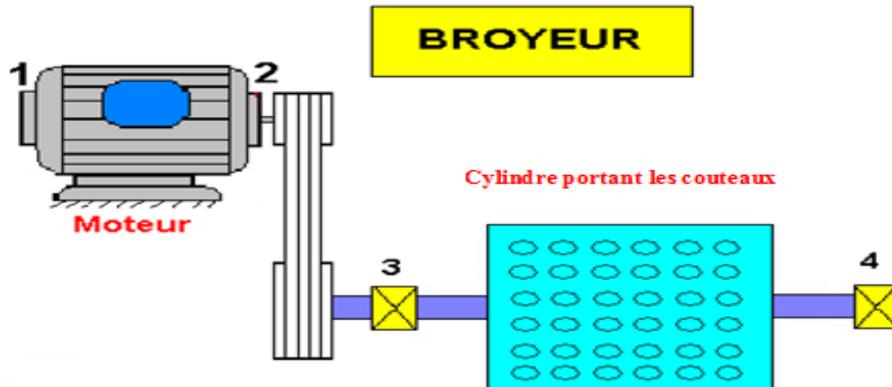


Figure 4-18 schémas d'un déchiqueteur de papier cellulose

On se propose d'exposer un cas pratique vécu dans une usine des produits d'hygiène pour bébé, il s'agit d'un déchiqueteur de papiers cellulose.



Photo 4-5 prise de mesure des vibrations du déchiqueteur



Photo 4-6 couteaux du déchiqueteur

4-4-2-1 Description de la machine :

Le déchiqueteur est un broyeur à couteaux situé dans la zone de préparation dans une usine des produits d'hygiène. La machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 2985 tr/min, et de puissance de 90 KW, le mouvement est transmis par courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice vers une ligne d'arbre supporté par deux paliers séparés à roulements, et supportant un déchiqueteur composé d'un arbre sur lequel sont montés des couteaux (voir figure), tournant à la vitesse de 3300 tr/min .

4-4-2-2 Historique

Le déchiqueteur est une machine stratégique dans la chaîne de production de l'usine, son contrôle par la technique de l'analyse de vibrations est commencé le : 10 janvier 2010, en réponse d'une sollicitation du service de maintenance, suite à l'apparition des vibrations sur la machine. L'interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique de la machine a révélé la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant le déchiqueteur comme l'indique la composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence de rotation sur les spectres prélevés sur les deux paliers N°03 et 04 dans les deux sens radial horizontale et verticale respectivement dans les figures (4-19),(4-20),(4-21) et (4-22) générant des vibrations d'un niveau de 08.85 mm/s sur le palier N°03 dans la direction radiale horizontale, jugé alarmant d'après les normes internationale VDI 2056.

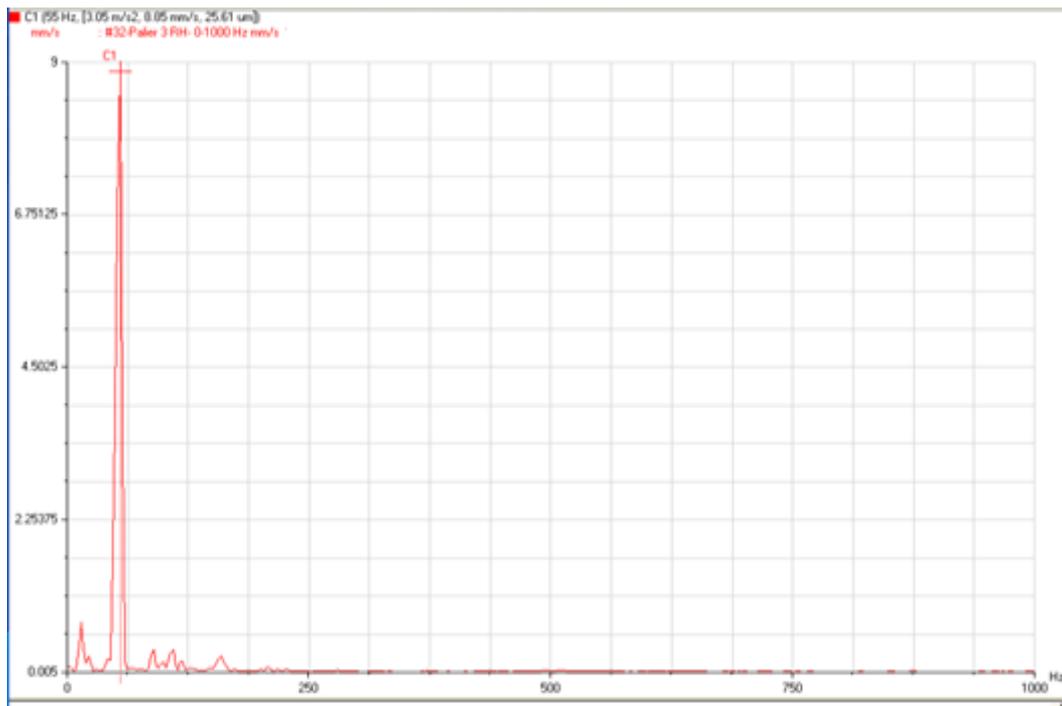


Figure 4-19 : spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

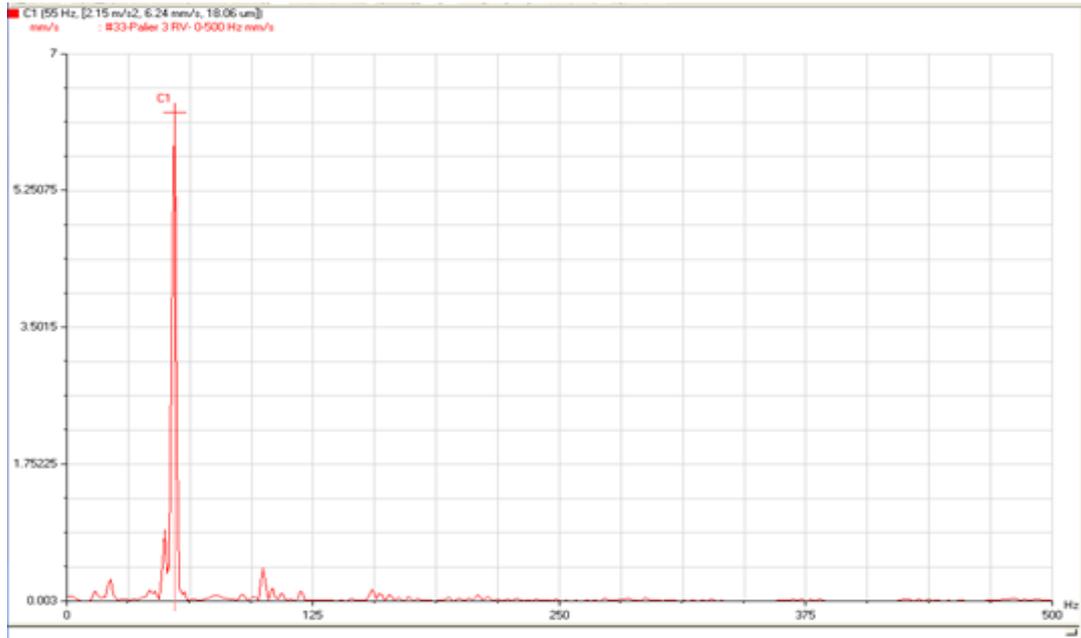


Figure 4-20 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

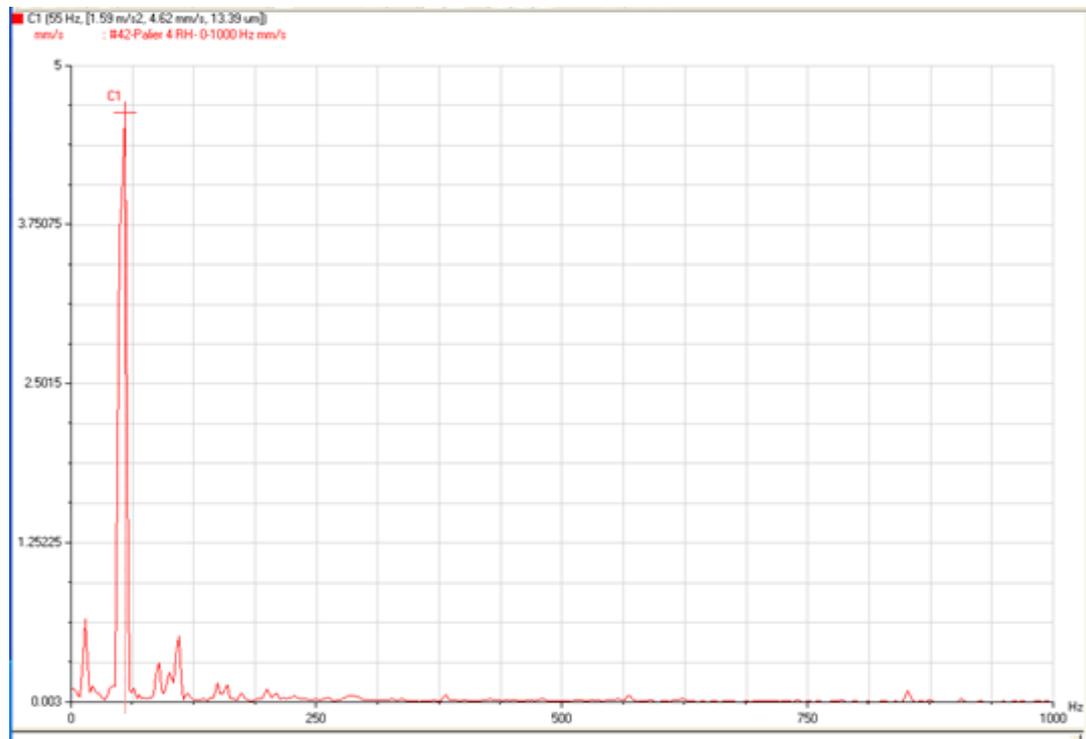


Figure 4-21 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

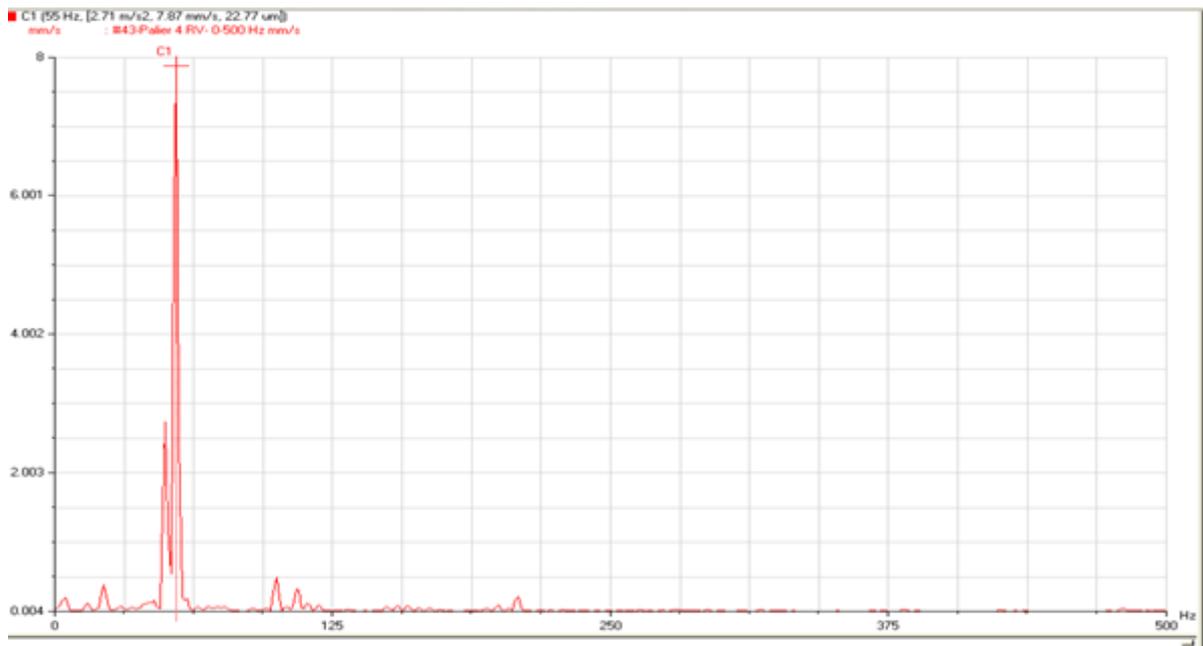


Figure 4-22 spectre pris le : 10 /01 /2010 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

A cet effet, et vu la stratégie que représente cet équipement dans la chaîne de production, ce dernier a été surveillé périodiquement par la méthode d'analyse vibratoire (voir courbes de tendance allant de (4-23), jusqu'à (4-28) afin de suivre l'évolution du défaut enregistré et le risque que pourra provoqué ce dernier dans l'apparition d'une éventuelle défaillance au cour du temps, à savoir : défaut de roulement, usure des paliers...etc., qui pourra engendré par la suite l'arrêt intempestif de l'outil de production.

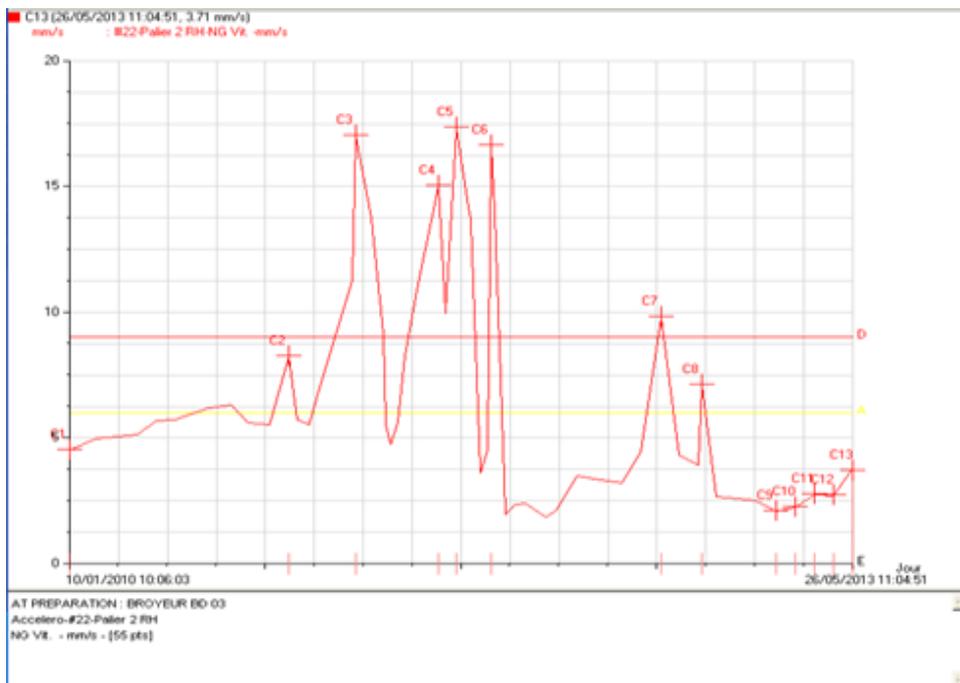


Figure 4-23 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens vertical

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

Date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-10-2010	C1	5.9
21-12-2010	C2	9.75
05-04-2011	C3	24.61
12-09-2011	C4	26
10-11-2011	C5	15.65
01-10-2012	C6	24.5
24-10-2012	C7	3.2
25-12-2012	C8	3.51
27-01-2013	C9	3.06
26-02-2013	C10	3.33
28-03-2013	C11	4.6
27-04-2013	C12	5.32
26-05-2013	C13	6.97

Tableau 4-16 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier moteur dans le sens vertical

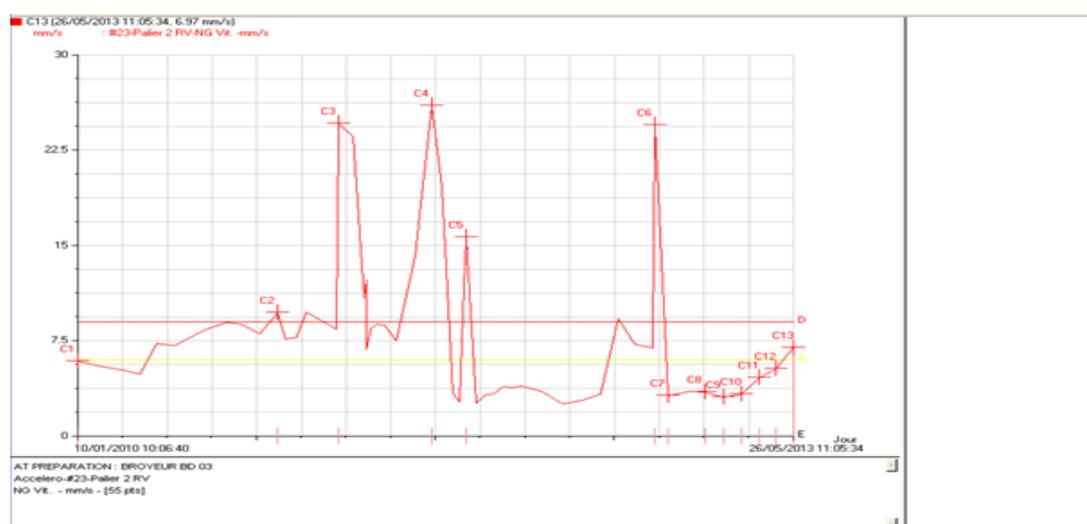


Figure 4-24 Courbe de tendance prise sur le palier Moteur dans le sens horizontal

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
17-10-2010	C1	5.51
21-12-2010	C2	8.27
05-04-2011	C3	17.02
14-08-2011	C4	15.02
12-09-2011	C5	17.32
05-11-2011	C6	16.64
29-07-2012	C7	9.81
01-10-2012	C8	7.12
27-01-2013	C9	2.09
26-02-2013	C10	2.24
28-03-2013	C11	2.75
27-04-2013	C12	2.72
26-05-2013	C13	3.71

Tableau 4-17 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier moteur dans le sens vertical

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

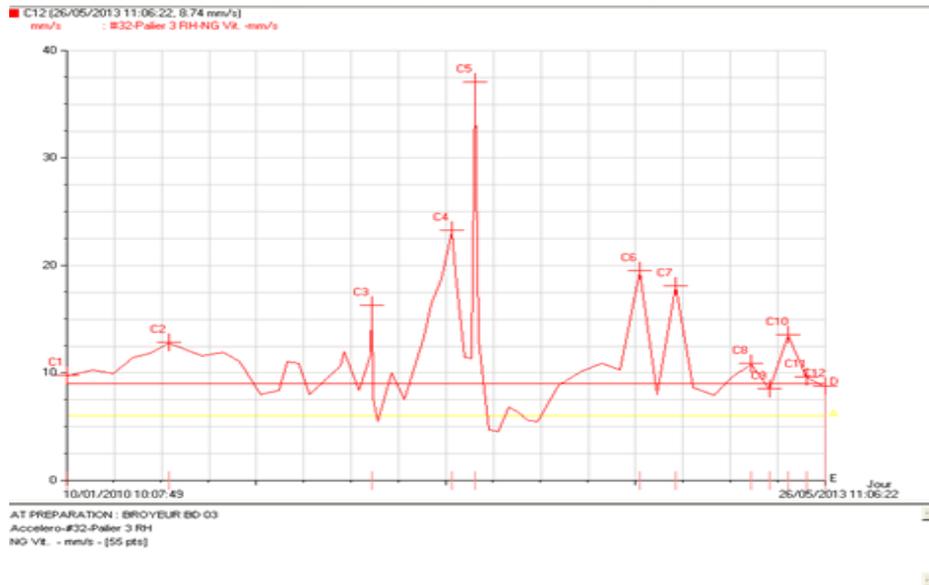


Figure 4-25 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens horizontal

Date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
10-01-2010	C1	9.74
26-06-2010	C2	12.84
22-05-2011	C3	16.26
29-09-2011	C4	23.23
05-11-2011	C5	37.03
20-01-2013	C6	19.51
26-02-2013	C7	18.09
20-03-2013	C8	10.84
27-03-2013	C9	8.5
04-04-2013	C10	13.5
28-04-2013	C11	9.59
26-05-2013	C12	8.74

Tableau 4-18 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 dans le sens horizontal



Photo 4-7 Enregistrement des mesures des vibrations du déchiqueteur

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

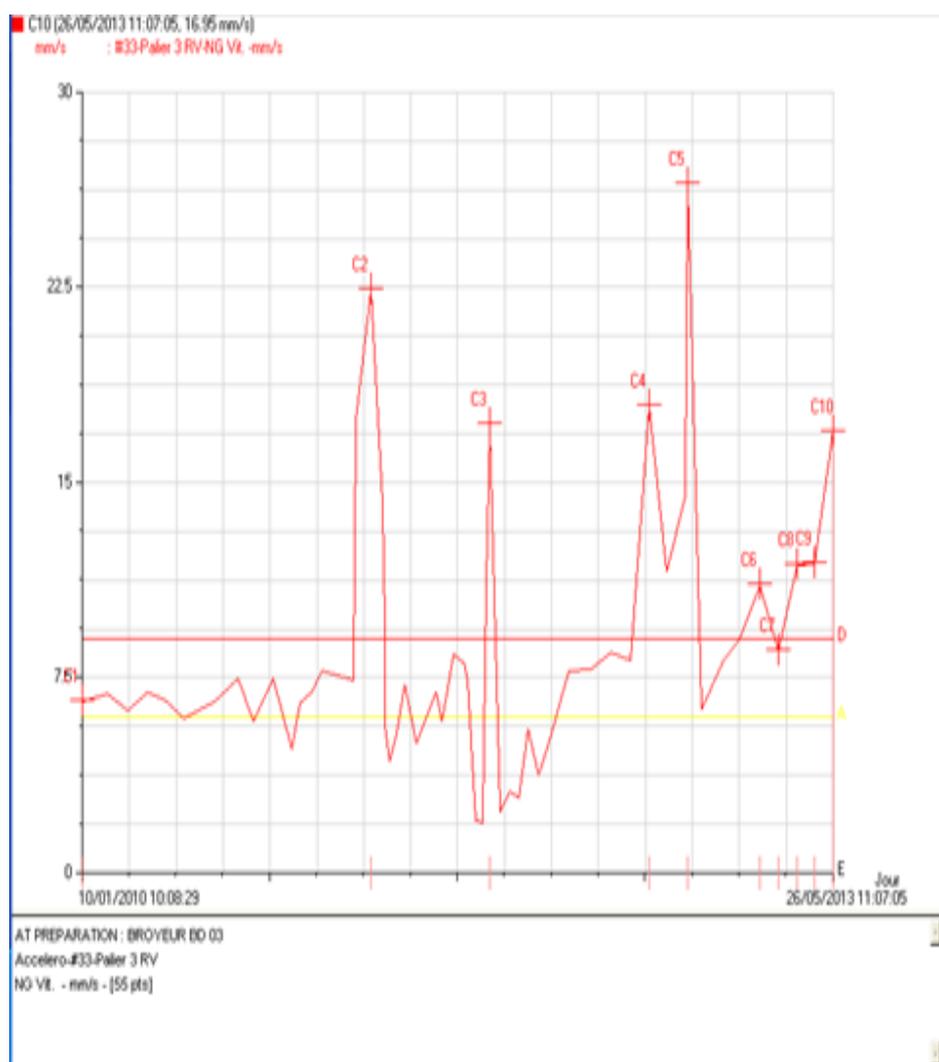


Figure 4-26 Courbe de tendance prise sur le palier N°03 dans le sens vertical

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
10-01-2010	C1	6.6
30-04-2011	C2	22.44
10-11-2011	C3	17.26
29-07-2012	C4	17.94
03-01-2013	C5	26.5
10-03-2013	C6	11.06
27-03-2013	C7	8.54
04-04-2013	C8	11.85
18-04-2013	C9	11.91
26-05-2013	C10	16.95

Tableau 4-19 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°03 dans le sens vertical

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

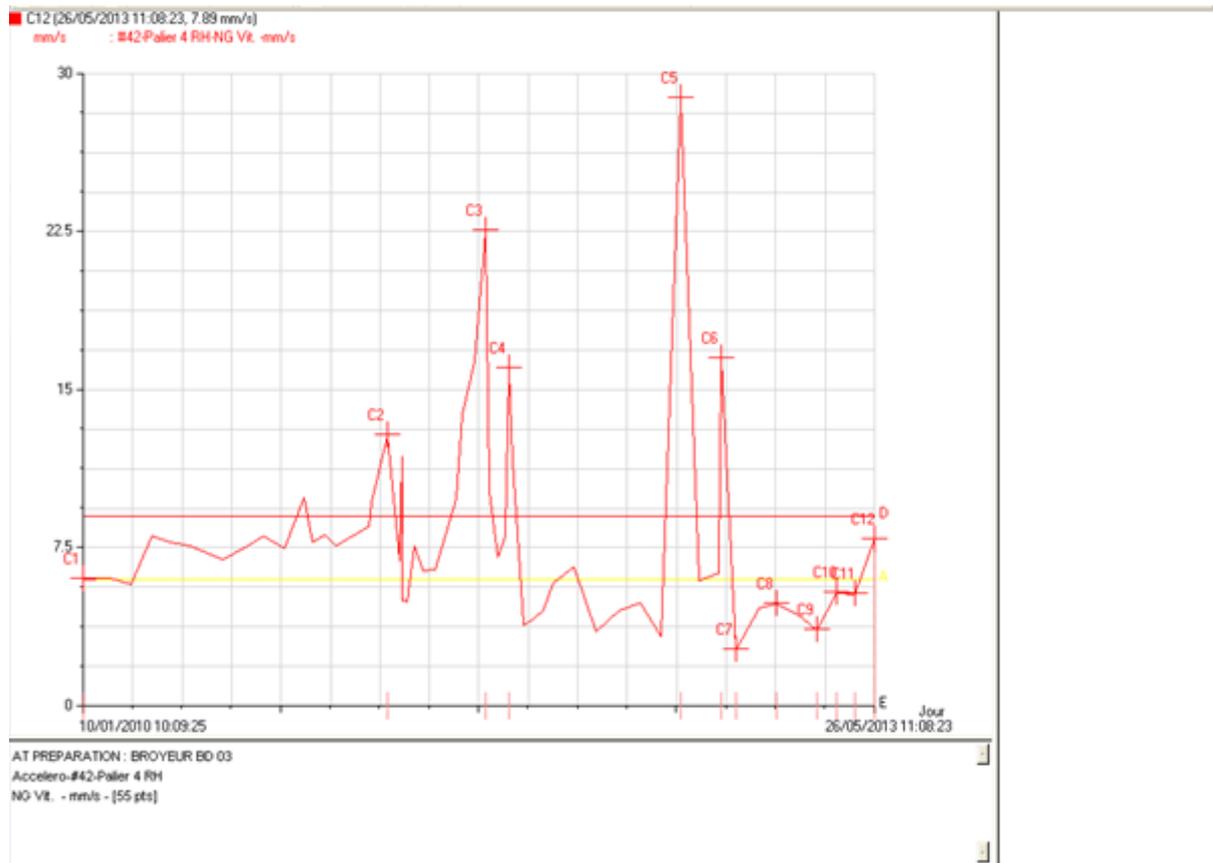


Figure 4-27 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens horizontal

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
10-01-2010	C1	6.04
30-04-2011	C2	12.84
29-09-2011	C3	22.54
05-11-2011	C4	16
29-07-2012	C5	28.84
03-01-2013	C6	16.49
20-01-20013	C7	2.66
26-02-2013	C8	4.87
27-03-2013	C9	3.59
04-04-2013	C10	5.38
28-04-2013	C11	5.3
26-05-2013	C12	7.89

Tableau 4-20 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°04 dans le sens horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

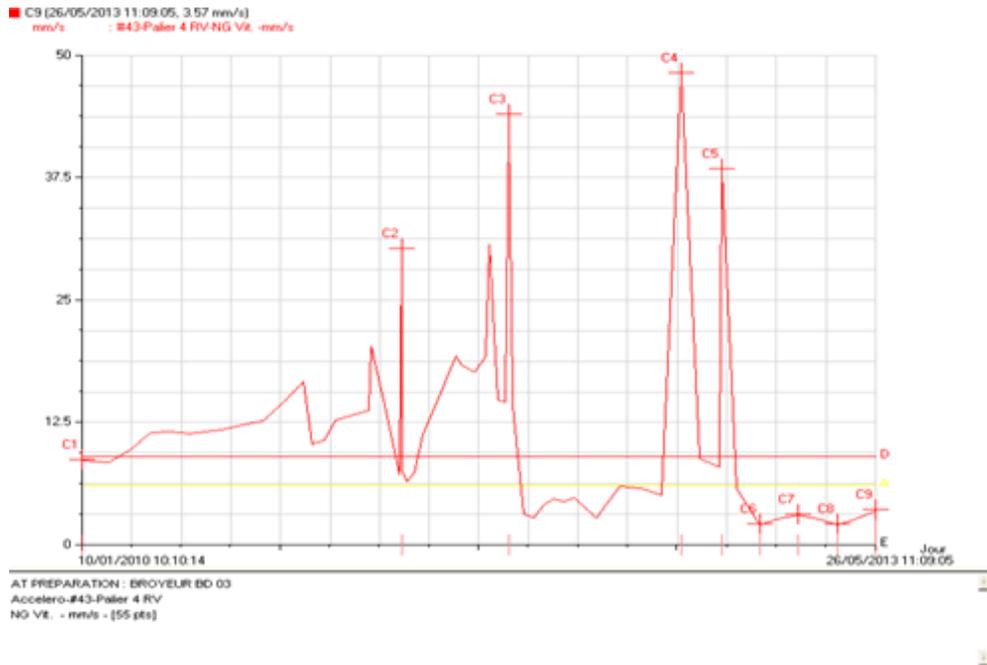


Figure 4-28 Courbe de tendance prise sur le palier N°04 dans le sens vertical

date	Points de mesure	Niveau vibratoire (mm/s)
10-01-2010	C1	6.7
22-05-2011	C2	30.2
05-11-2011	C3	44.01
29-07-2012	C4	48.18
03-01-2013	C5	36.37
27-02-2013	C6	2.06
27-03-2013	C7	3.11
18-04-2013	C8	2.06
26-05-2013	C9	3.57

Tableau 4-21 valeurs de niveaux vibratoires prises sur le palier N°04 dans le sens vertical

Jadis, la machine a connue plusieurs arrêts programmés pour procéder à l'équilibrage portant le rotor du déchetueur suite à l'enregistrement de plusieurs balourd comme l'indique le tableau 4-22, le plus important au point de vue niveau vibratoire, c'était le : 05 Novembre 2011 et le : 29 Juillet 2012, ou il a été détecté un niveau globale respectivement de 44,01 mm/s et 48,18 mm/s sur le palier N°04 dans la direction verticale, d'après la courbe de tendance (4-28)

Aussi, des problèmes de roulements ont surgit à maintes reprises sur l'installation, ou des changements de ces derniers ont été élaborés parfois programmés et parfois surpris, ceci est dû non seulement au défaut de déséquilibre, mais aussi au défaut de graissage de ces roulements.

Date d'intervention	Niveau de balourd avant l'équilibrage (mm/s)	Niveau de balourd après l'équilibrage (mm/s)
Le : 23 Mai 2011	29.44	06.13
Le : 05 Novembre 2011	43.80	04.52
Le : 27 Novembre 2011	16.80	01.85
Le : 10 Mars 2012	21.30	02.09
Le : 31 Juillet 2012	25.20	02.39
Le : 01 janvier 2013	37.32	03,166

Tableau 4-22 historiques des interventions

4-4-2-3 Diagnostic et analyse des résultats

Durant le suivi périodique par l'analyse vibratoire de cet équipement, le diagnostic sur toute la chaîne cinématique révèle la présence d'un défaut de balourd sur le rotor portant les couteaux de déchiqueteur, et parfois sera accompagné par d'autres anomalies à savoir : le défaut de roulement dans les deux paliers N°03 et 04, ainsi que le défaut d'usure sur la portée de roulement dans ces deux paliers. Nous allons examiner ces différents cas comme suit :

- **Défaut de déséquilibre :** Le déséquilibre est une force de centrifuge tournante qui se manifeste à la fréquence de rotation du rotor (turbine), il provoque des vibrations dans un plan radial, si nous prenons le cas ou le balourd a pris une ampleur et ce le : 05 Novembre 2011, ou l'interprétation spectrale des mesures vibratoire nous permet de déceler la présence d'un balourd sur le rotor du déchiqueteur, générant des vibrations d'un niveau de 36,64 mm/s selon le spectre de la Figure (4-29) pris sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal, et de 43,80 mm/s sur le palier N°04 dans le sens radial vertical, d'après le spectre de la Figure (4-32), comme l'indique la composante d'amplitude prépondérante liée à la fréquence de rotation du rotor qui est de 52 Hz. A cet effet, il a été recommandé l'équilibrage du rotor, qui s'est déroulé sur deux (02) plans afin de supprimer le couple de balourd vue la largeur importante que représente le rotor, comme on vira par la suite dans la partie correction. Malheureusement, cette machine à connue plusieurs déséquilibre qui ont engendré l'apparition d'autres défauts mécaniques, a savoir : défaut d'usure ou un jeu sur la portée de roulement, flexion de l'arbre portant le déchiqueteur, défaut d'alignement entre les paliers, ainsi qu'un défaut de roulement dans ces deux paliers. En l'occurrence, nous allons voir quelques anomalies accompagnant ce défaut de balourd.
- **Défaut d'usure :** Ce défaut est apparu à plusieurs reprises, on cite celui du : 14 Juillet 2011, ou il a été détecté un choc sur la ligne d'arbre portant le rotor du déchiqueteur, présenté par un peigne de raies dont les composantes sont d'ordre 2, 3, 4, ...etc., espacés à la fréquence fondamentale de 52 Hz, comme l'indique l'ensemble des spectres programmés à 500 Hz, pris sur les deux paliers N°03 et 04 dans la direction radiale verticale, représentés respectivement dans les figures (4-33) et (4-34). De ce fait, des mesures ont été entreprises pour programmer l'arrêt et le changement des paliers de l'installation.

- **Défaut de roulement** : Dans notre cas, le défaut de roulement se voit nettement lors de prise de mesures du niveau de vibrations globale exprimé en accélération, qui atteint et dépasse parfois le seuil de danger en arrivant jusqu'à 20 g ($g=9,81 \text{ m/s}^2$). En l'occurrence, ce défaut engendre un choc sur la ligne d'arbre portant le déchiquteur, comme dans le cas du : 24 Avril 2012 ou nous avons un peigne de raies dont les composantes sont d'ordre 2, 3,etc, espacés à la fréquence fondamentale de 272 Hz sur le spectre pris sur les deux paliers N°03 et 04 dans la direction radiale horizontale sur une bande de fréquence de 500 HZ (voir figure 4-35 et 4-36) qui représente un défaut de roulement de type écaillage des éléments roulant. Ces deux roulements ont été changés juste après recommandations des intervenants.

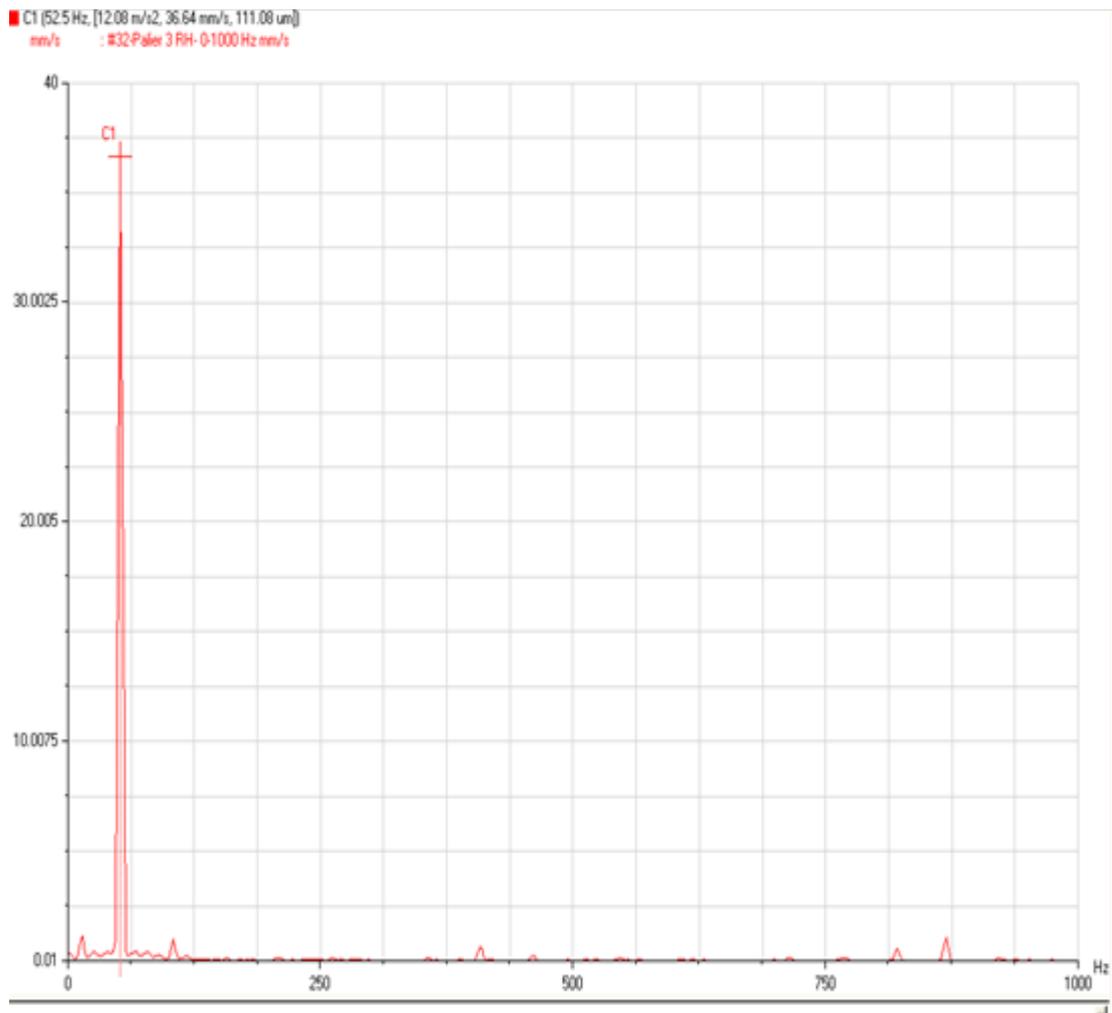


Figure 4-29: spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

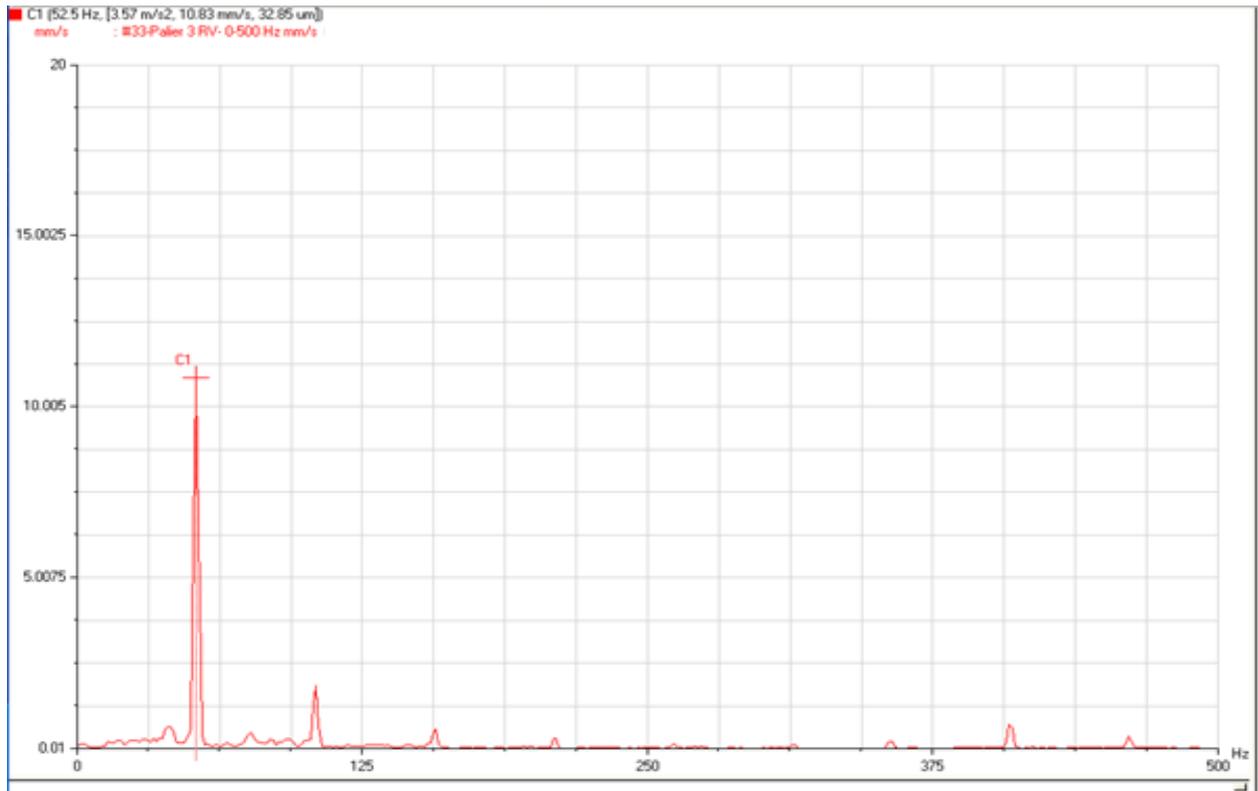


Figure 4-30 spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

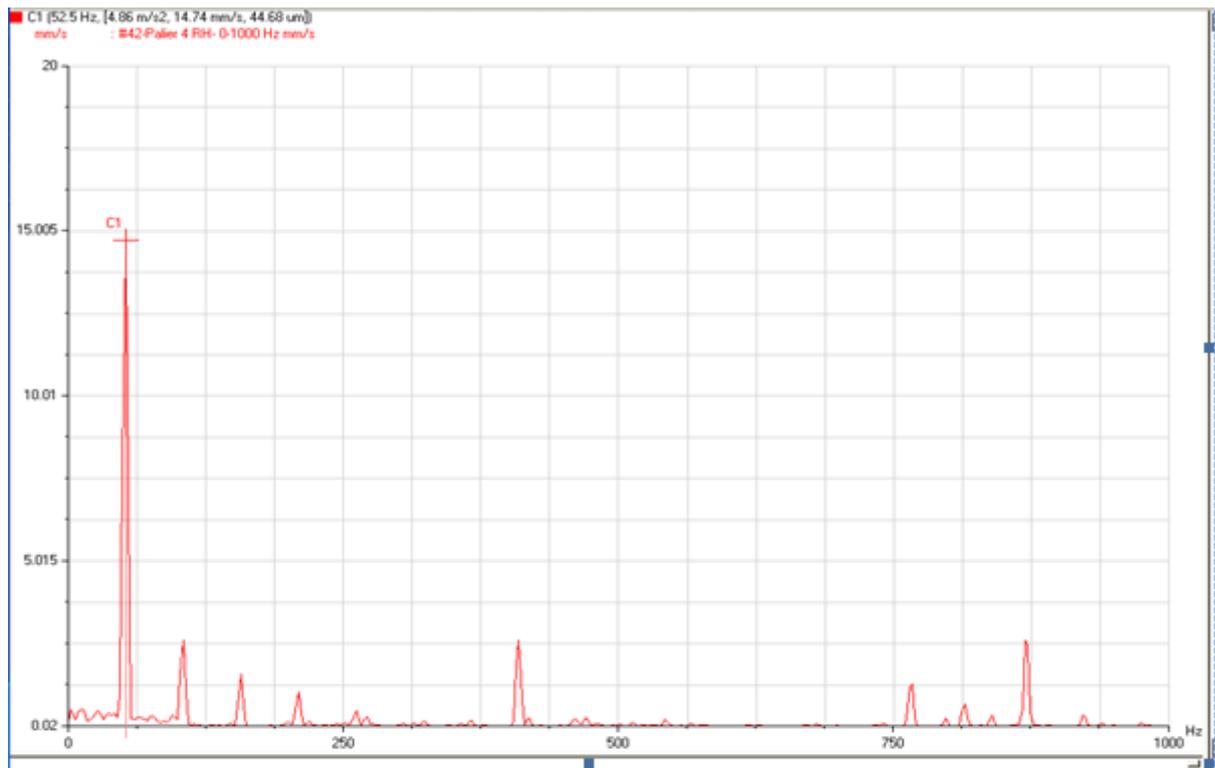


Figure 4-31: spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

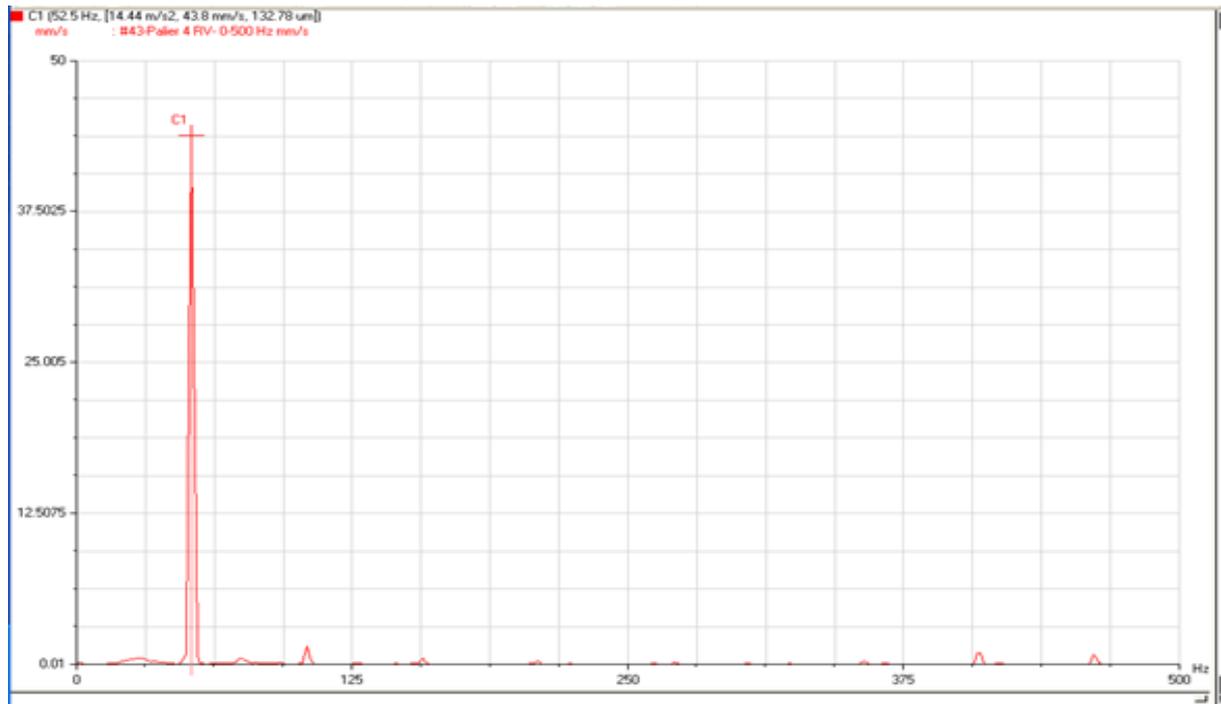


Figure 4-32: spectre pris le : 05 Novembre 2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

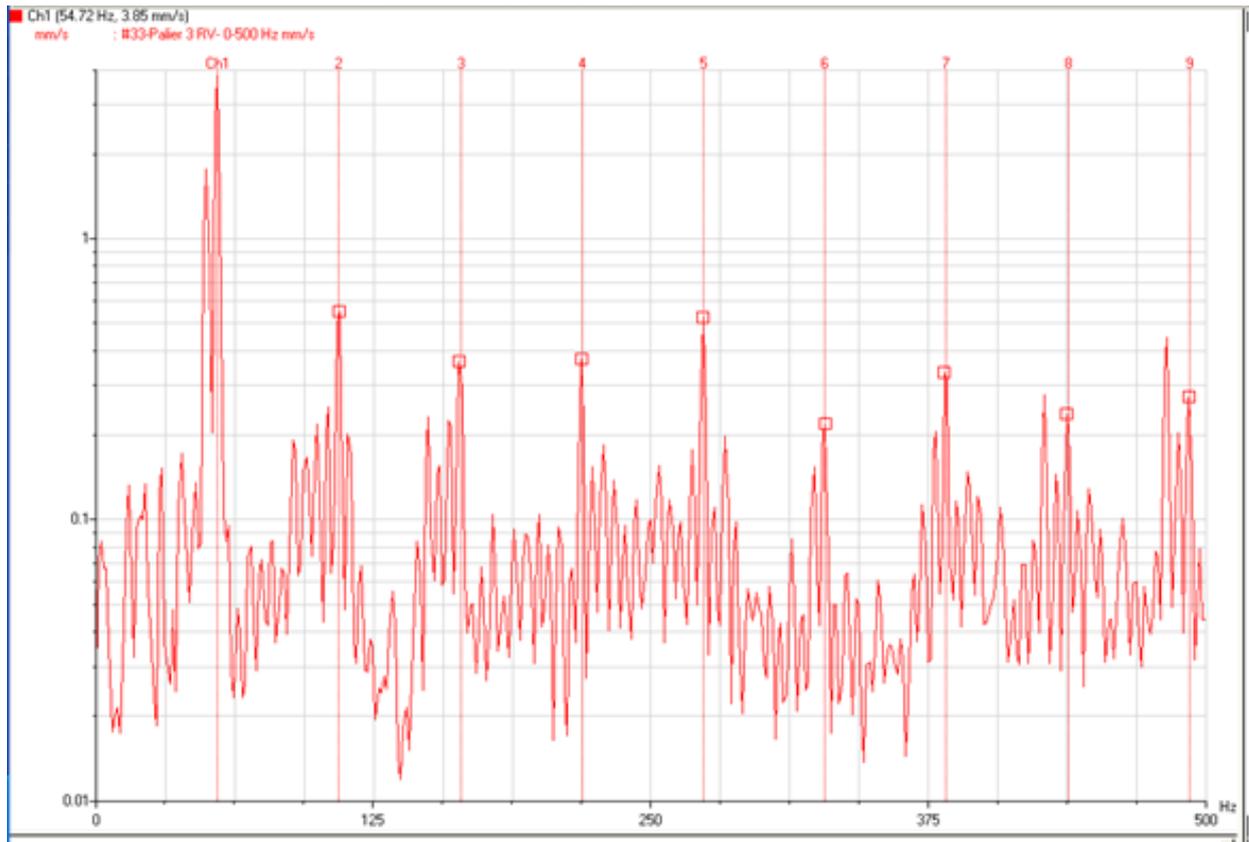


Figure 4-33 spectre pris le : 14 /07 /2011 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

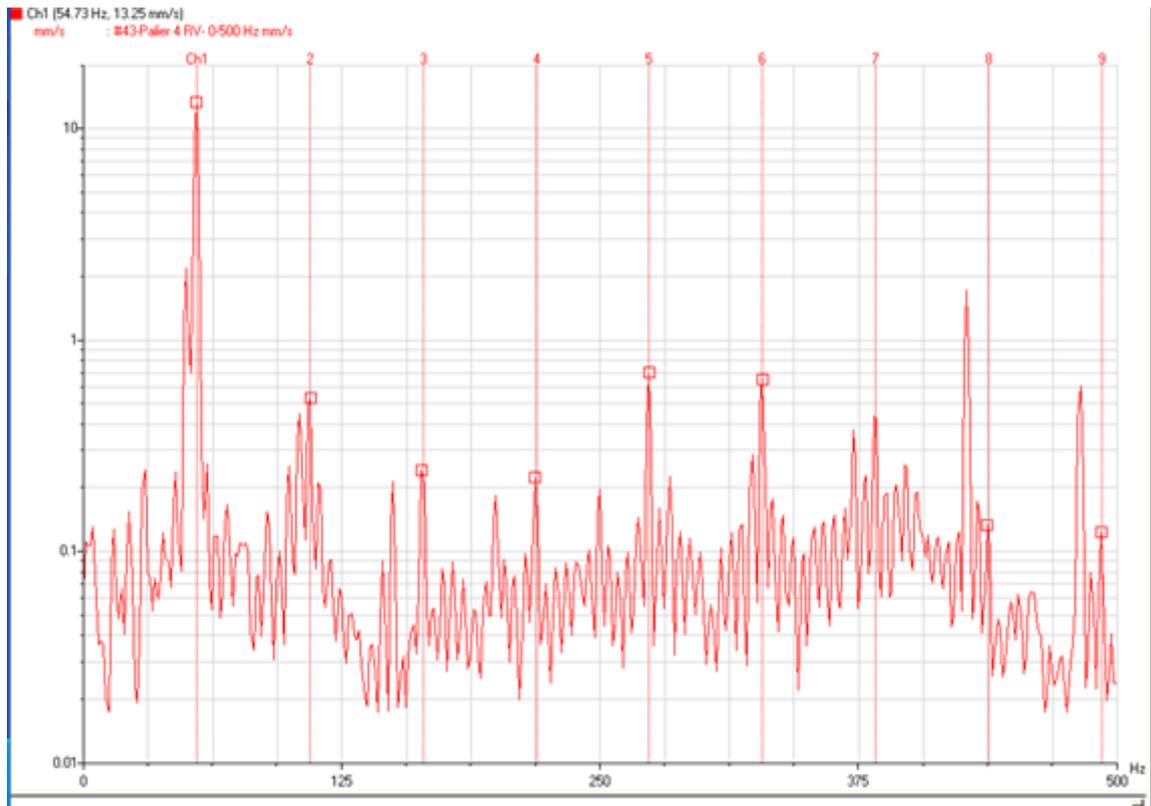


Figure 4-34 spectre pris le : 14 /07 /2011 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

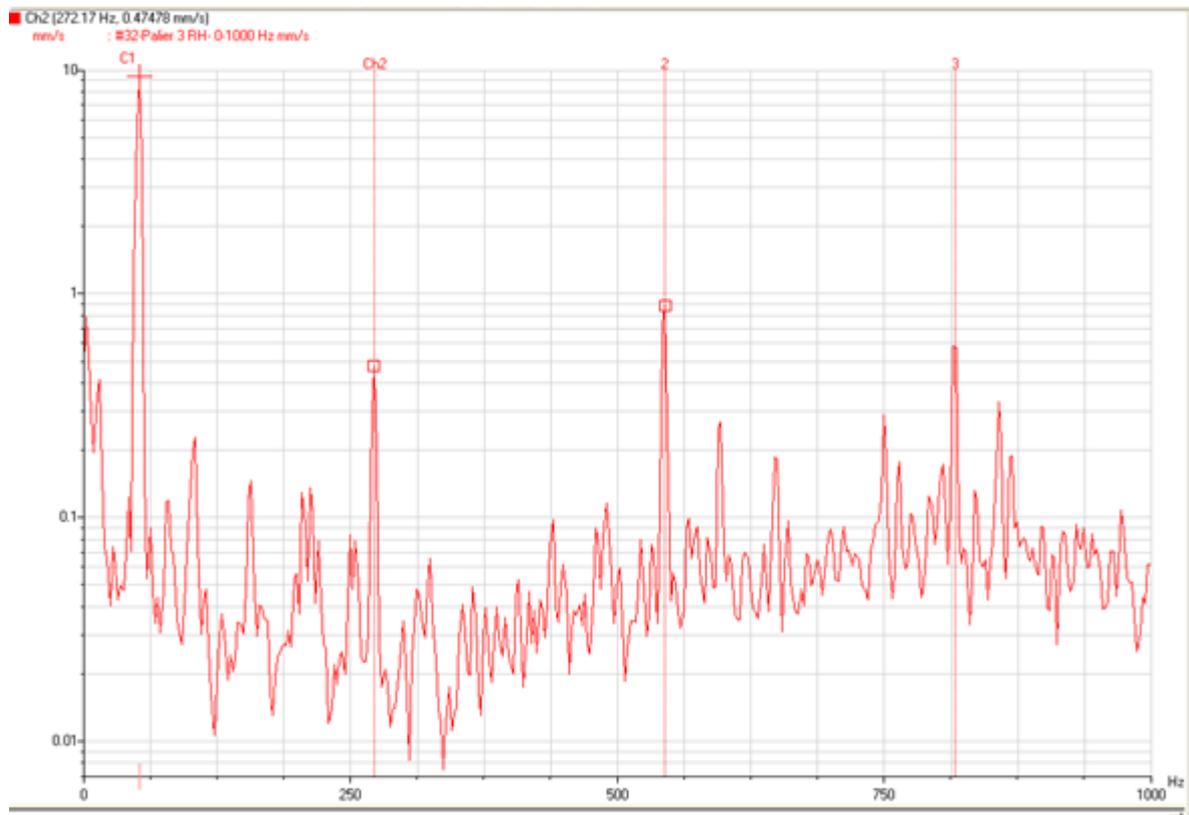


Figure 4-35 spectre pris le : 24 /04 /2012 sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

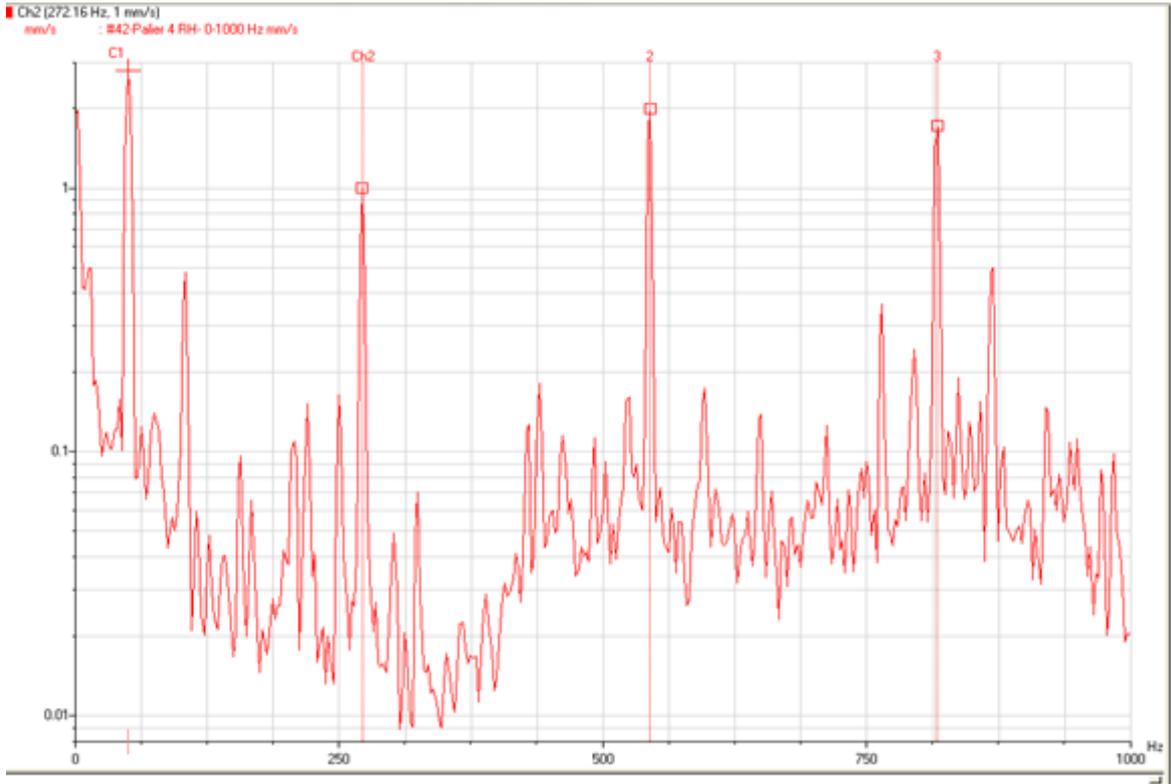


Figure 4-36 spectre pris le : 24 /04 /2012 sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal

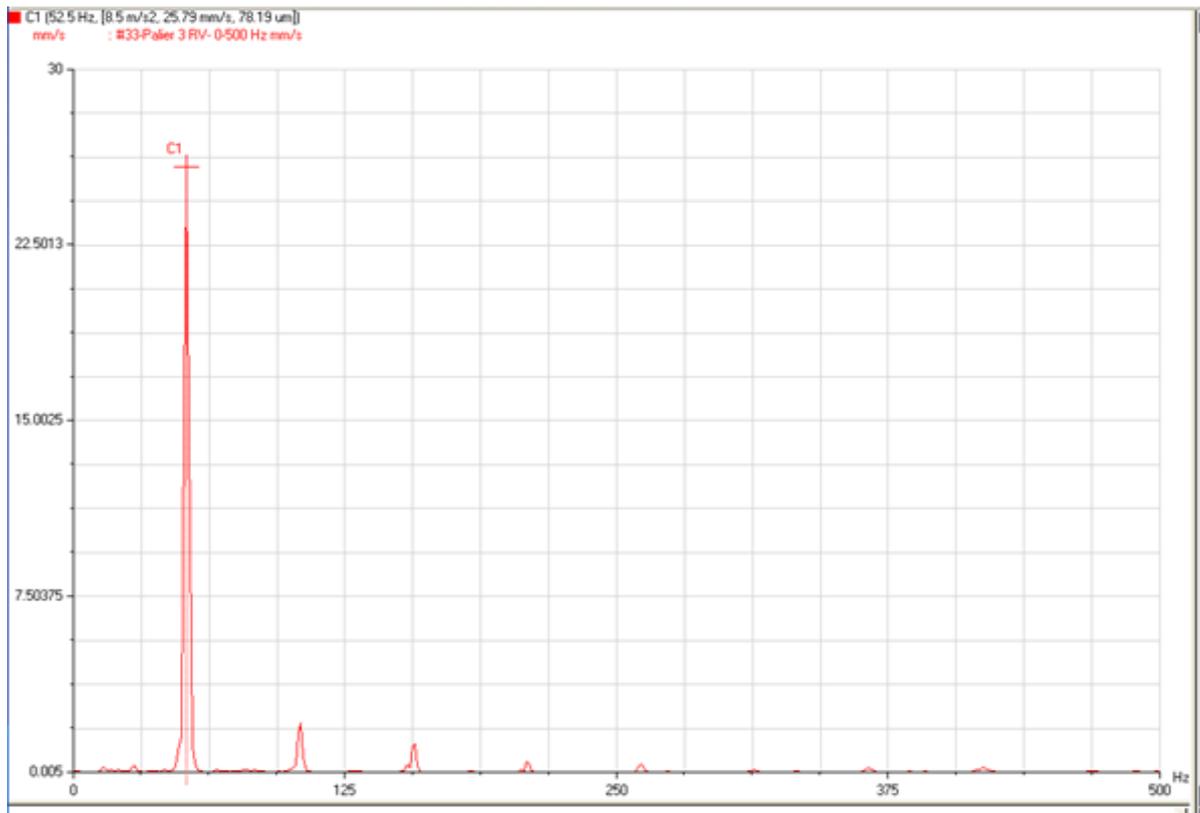


Figure 4-37 : spectre pris le : 03 /01 /2013 sur le palier N°03 dans le sens radial vertical

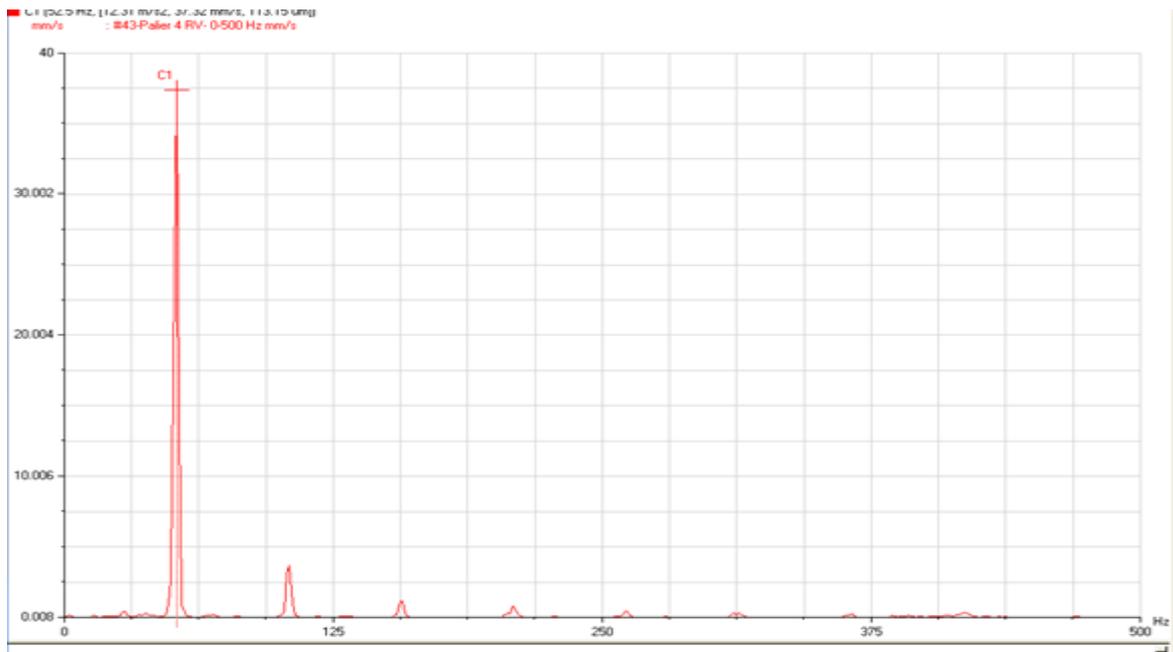


Figure 4-38 : spectre pris le : 03/01/2013 sur le palier N°04 dans le sens radial vertical

4-4-2-4 Correction du déséquilibre

Un déséquilibre va donc induire, dans un plan radial une vibration dont le spectre présente une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du rotor. Généralement cette particularité se voit plus nettement sur un spectre issu d'une mesure prise radialement

De nombreux défauts s'expriment par une composante prépondérante d'amplitude élevée liée à la fréquence de rotation et c'est l'analyse des phases qui permet de distinguer entre les défauts provenant d'un effort rotatif comme le balourd, et les défauts provenant d'un effort directionnel (non tournant) comme l'effort induit par une courroie trop tendue, usure des paliers, un desserrage de palier, une excentricité de poulie,etc.

En effet, pour deux points de mesures radiaux situés à 90° sur un même palier, le déphasage entre composantes de fréquence égale à la fréquence de rotation (composante d'ordre 1 de la rotation) est :

- Proche de 90°, dans le cas d'un défaut lié à un effort rotatif comme le balourd.
- Proche de 0° ou 180°, dans le cas d'un défaut lié à un effort directionnel.

Aussi, il faut distinguer entre balourd statique et dynamique. Dans le cas d'un balourd statique les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, l'effort centrifuge dû au déséquilibre. Il n'aura donc aucun déphasage entre les mesures prises aux mêmes points sur les deux paliers. Tan disque, dans le cas d'un balourd dynamique, les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façons alternées. Le déphasage (Voisin de 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs et donc révélateur d'un balourd dynamique .Le déséquilibre dynamique est sanctionné toujours par une correction sur deux plans d'équilibrage, et c'est notre cas du : 03 Janvier 2013, ou les mesures de niveaux vibratoires et phases lors de l'équilibrage sont illustrés dans les deux tableaux (4-23) et (4-24).La méthode d'équilibrage est composée de plusieurs lancements réalisés sur les deux paliers supportant le rotor, côté poulie réceptrice (N°03) représente le plan d'équilibrage N°01,

CHAPITRE 04

APPLICATIONS : CAS PRATIQUES

et palier côté libre (N°04) représente le plan d'équilibrage N°02. La première lancée est de procéder aux mesures du niveau vibratoire avec la phase sans masse d'essai, la seconde se réalise avec une masse d'essai calculé suivant la vitesse de rotation du rotor à équilibrer, de son rayon et de son poids, et la dernière lancée s'effectuera avec la masse de correction dans la position calculée, les mesures sont prélevées sur les deux paliers sus indiqué au même temps. Parfois cette masse de correction avec son positionnement ne donne pas la valeur du niveau de vibrations désirée, donc on sera forcé d'améliorer cette correction par une opération de raffinage. Le rotor est composé de 16 parties (angles ou phases).

La procédure est résumée dans ces deux tableaux ci-après :

PLAN N° 01 : MESURES EFFECTUEES SUR LE PALIER N°03 le : 03 janvier 2013

LANCEE	MASSE (gr)	Mesures verticales	
		NIVEAUX (mm/s)	PHASE
N°01	-	26,812	07,760
N°02	80 gr Position : 0	34,490	08,910
N°03	Correction : 155,45 gr Position : 0,41	04,741	06,415
RAFINAGE	103,52 gr Position : 01,15	-	-

Tableau 4-23 opération d'équilibrage sur le palier N°03

PLAN N° 02 : MESURES EFFECTUEES SUR LE PALIER N°04 le : 03 janvier 2013

LANCEE	MASSE (gr)	Mesures verticales	
		NIVEAUX (mm/s)	PHASE
N°01	-	37,880	02,960
N°02	80 gr Position 0	16,549	04,352
N°04	Correction 218,82 gr Position 12,35	03,166	-
RAFFINAGE	70,426 gr Position 11,64	-	-

Tableau 4-24 opération d'équilibrage sur le palier N°04

4-4-2-5 CONCLUSION

Les machines du genre traité nécessitent une surveillance vibratoire. On augmente ainsi leurs disponibilités et on peut planifier des interventions pour d'éventuelles réparations.

Par ailleurs, une surveillance vibratoire permet de suivre l'évolution du défaut et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechange en cas de besoin. L'analyse des vibrations, nous a permis de faire le diagnostic des défaillances mécaniques et de proposer des solutions pour les corriger. On notera que nos conseils ne sont pas toujours suivis, ce qui peut avoir des conséquences catastrophiques pour les machines et les différentes installations, provoquant des arrêts intempestifs des usines de production. L'analyse de vibrations nous a aidé, non seulement à détecter avec précision ces problèmes, mais aussi de contrôler le montage pendant l'installation de certaines machines neuves. Encore une fois, et grâce à cette nouvelle technique de maintenance par l'analyse de vibrations, nous avons à l'aide de notre intervention corrective représentée par l'équilibrage du rotor de déchiqueteur, à titre d'exemple assuré à cet outil de production sa disponibilité.

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION DES RESULTATS

5-1.L'outil informatique

• **Logiciel de calcul**

Pour le calcul des caractéristiques des structures étudiées, on a opté pour le logiciel MATLAB.

Les caractéristiques à déterminer sont : l'excentricité, la pulsation,... (voir programme en annexe)

Ces caractéristiques déterminées par MATLAB seront confrontées à celles de l'expérimentation c'est à dire des prises de mesures et les différents spectres obtenus.

• **Logiciel de conception**

La forme du « ventilateur atomiseur » et du « déchiqueteur papier » qui en résulterait ne pourrait être établie d'une façon optimale que grâce à un outil puissant de conception, qui est le SOLIDWORKS, en effet dans le cadre de ce travail, nous nous limiterons à la conception générale du ventilateur et du déchiqueteur en établissant d'une part l'esquisse générale des deux en donnant leur forme, les dimensions, leur configuration...

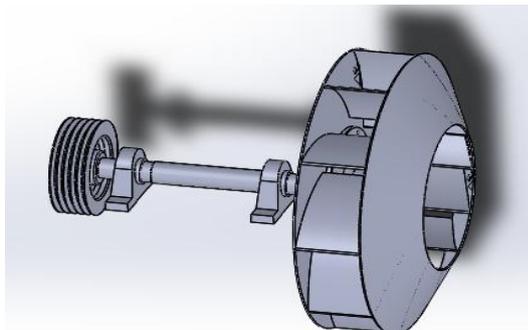


Figure 5-1 conception du ventilateur atomiseur par solidworks

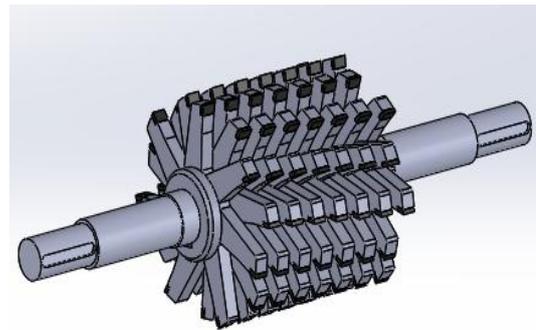


Figure 5-2 conception du déchiqueteur papier cellulose par solidworks

5-2.Système équivalent au ventilateur atomiseur 02

Avant exécution du programme on a comme données :

Ventilateur atomiseur :

Rayon turbine (m)	Rayon poulie (m)	Largeur poulie (m)	Rayon arbre (m)	Longueur arbre (m)	x (masses parasites) (m)	y (masse parasite) (m)	z (masses parasites) (m)	Pulsation du système ω (rd/s)	r_m (m)
0.45	0.12	0.13	0.325	0.65	0.0278	0.005	0.02	186.946	0.44

Tableau 5-1 données pour le ventilateur atomiseur

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION DES RESULTATS

5-2-1.calcul de l'excentricité « e »

D'après la formule (3-A) on a : $e = r * \frac{m}{M} \rightarrow e = 1.0558 * 10^{-4} \text{ (m)}$ (5.1)

5-2-2.calcul de la matrice totale d'inertie

D'après la formule (3-73) on a : $T = T_{01} + T_{02} + T_{03} + T_{04}$

$$T = \begin{bmatrix} 45.8337 & 0 & 0 \\ 0 & 6.5566 & 0 \\ 0 & 0 & 45.8339 \end{bmatrix} \text{ alors le } I_y = 6.5566 \text{ (kg m}^2\text{)} \text{ (5.2)}$$

5-2-3.calcul de la pulsation propre du système

D'après la formule (3-6) on a : $\omega_0 = \sqrt{\frac{(M+m).e.g}{I}} \rightarrow \omega_0 = 0.1320 \text{ (rd/s)}$ (5.3)

5-2-4. Calcul de l'amortissement critique

D'après la formule (3-33) on a : $C_c = 2 \omega_0 M_{tot} \rightarrow C_c = 29.1467 \text{ (N/m)}$ (5.4)

5-2-5.Calcul du décrétement logarithmique

$$\Lambda = \ln \left(\frac{\Phi(t)}{\Phi(t+T_A)} \right)$$

T(s)	t	t+T _A	t+2T _A	t+3T _A	t+4T _A	t+5T _A	t+6T _A	t+7T _A
h(mm)	350	325	295	260	220	175	125	70
Φ°	77.16	73.87	69.85	65.02	59.26	52.33	43.76	32.39
Φ (rd)	1.346	1.289	1.219	1.134	1.034	0.913	0.763	0.565
Λ	0.043	0.055	0.072	0.092	0.124	0.179	0.3	-

Tableau 5-2 données pour calculer le décrétement logarithmique

$$\Lambda = \frac{\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 + \Lambda_4 + \Lambda_5 + \Lambda_6 + \Lambda_7}{7} \rightarrow \Lambda = 0.123 \text{ (5.5)}$$

5-2-6.calcul de l'amortissement

D'après la relation (3-41') on a $C = \frac{\Lambda * C_c}{2\pi} \rightarrow C = 0.5706 \text{ (N/m)}$ (5.6)

5-2-7.Calcul du taux d'amortissement

D'après (3-53) on a : $\gamma = \frac{C}{C_c} \rightarrow \gamma = 0.0196$ (5.7)

5-2-8.Calcul de la pulsation amortie

D'après (3-55) on a $\delta = \omega_0 \sqrt{1 - \gamma^2} \rightarrow \delta = 0.132 \text{ (rd/s)}$ (5.8)

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION DES RESULTATS

5-2-9. Calcul de la rigidité

D'après la relation (3-10) on a $k = \omega_0^2 * M_{total} \rightarrow k = 1.9230 \text{ (N/m)}$ (5.9)

5-2-10. Calcul de la pulsation réduite

D'après la relation (3-60) on a $\xi = \frac{\omega}{\omega_0} \rightarrow \xi = 1.40 * 10^3$ (5.10)

5-2-11. Calcul de la force

D'après la relation (3-43) on a $F_0 = m * \omega^2 * r \rightarrow F_0 = 415.7450 \text{ (N)}$ (5.11)

5-2-12 Calcul de l'amplitude dynamique du déplacement vibratoire

D'après la relation (3-64) on a : $A = \frac{F_0}{K \sqrt{(1-\xi^2)^2 + 4\gamma^2 \xi^2}} \rightarrow A = 1.101 * 10^{-4} \text{ (m)}$

$A_{eff} = A \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow A_{eff} = 7.784 * 10^{-5} \text{ (m)}$ (5.12)

5-2-13 calculs de l'amplitude de la vitesse vibratoire

$V = A_{eff} * \omega \rightarrow V = 0.01439 \text{ (m/s)} \rightarrow V_{eff} = 14.39 \text{ (mm/s)}$ (5.13)

5-2-14 Validation du résultat

D'après le mode de calcul du MOVILOG 02, les résultats sont mesurés en RMS.

Valeurs déterminées	Déplacement vibratoire (m)	Vitesse vibratoire (mm/s)
Théorie	7.784 10⁻⁵	14.39
Expérimentation	7.928 10⁻⁵	14.94

Tableau 5-3 résultats théoriques et expérimentaux (ventilateur)

➤ **confrontation du déplacement vibratoire**

- **calcul de l'erreur absolue**

$$\Delta_a = A_0 - A_{eff}$$

Avec A_0 : valeur mesurée (réelle)

A_{eff} : valeur efficace de l'amplitude de déplacement déterminée théoriquement

$$\Delta_a = A_0 - A_{eff} \rightarrow \Delta_a = 7.928 \cdot 10^{-5} - 7.784 \cdot 10^{-5}$$

$$\Delta_a = 0.144 \cdot 10^{-5} \text{ (m)} \quad (5.14)$$

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION DES RESULTATS

- **calcul de l'erreur relative (précision)**

$$\varepsilon = \frac{\Delta a}{A_{eff}} \rightarrow \varepsilon = \frac{0.144 \cdot 10^{-5}}{7.784 \cdot 10^{-5}}$$

$$\varepsilon = 0.0184 \rightarrow \varepsilon = \mathbf{1.84 \%} \quad (5.15)$$

➤ **confrontation de la vitesse vibratoire**

- **calcul de l'erreur absolue**

$$\Delta_a = V_0 - V_{eff}$$

Avec V_0 : valeur mesurée (réelle)

V_{eff} : valeur efficace de l'amplitude de vitesse déterminée théoriquement

$$\Delta_a = V_0 - V_{eff} \rightarrow \Delta_a = 14.94 - 14.39$$

$$\Delta_a = 0.55 \text{ (mm/s)} \quad (5.16)$$

- **calcul de l'erreur relative (précision)**

$$\varepsilon = \frac{\Delta a}{V_{eff}} \rightarrow \varepsilon = \frac{0.55}{14.39}$$

$$\varepsilon = 0.0382 \rightarrow \varepsilon = \mathbf{3.82 \%} \quad (5.17)$$

5-3 Système équivalent au déchiqueteur de papier cellulosé

Avant exécution du programme on a comme données :

1^{er} cas d'équilibrage :

Rayon arbre (m)	Longueur arbre (m)	Nombre de lame	Rayon disque (m)	Longueur disque (m)	x (masses parasites) (m)	y (masse parasite) (m)	z (masses parasites) (m)	Pulsation du système ω (rd/s)	r_m (m)
0.04	0.8	100	0.096	0.5	0.085	0.085	0.003	326.56	0.093

Tableau 5-4 données pour le 1^{er} cas d'équilibrage du déchiqueteur

2^{eme} cas d'équilibrage

Rayon arbre (m)	Longueur arbre (m)	Nombre de lame	Rayon disque (m)	Longueur disque (m)	x (masses parasites) (m)	y (masse parasite) (m)	z (masses parasites) (m)	Pulsation du système ω (rd/s)	r_m (m)
0.04	0.8	100	0.096	0.5	0.1	0.1	0.003	326.56	0.093

Tableau 5-5 données pour le 2^{eme} cas d'équilibrage du déchiqueteur

➤ **pour le 1 er équilibrage (m=0.15904 kg)**

5-3-1 calcul de l'excentricité « e »

D'après la formule (3-A) on a : $e = r * \frac{m}{M} \rightarrow e = 1.1713 * 10^{-4} \text{ (m)}$ (5.18)

5-3-2 calcul de la matrice totale d'inertie

D'après la formule (3-73) on a : $T = T_{01} + T_{02} + T_{03} + T_{04}$

$T = \begin{bmatrix} 3.9142 & 0 & 0 \\ 0 & 0.4889 & 0 \\ 0 & 0 & 3.9142 \end{bmatrix}$ alors le $I_y = 0.4889 \text{ (kg m}^2\text{)}$ (5.19)

5-3-3 calcul de la pulsation propre du système

D'après la formule (3-10) on a : $\omega_0 = \sqrt{\frac{(M+m).e.g}{I}} \rightarrow \omega_0 = 0.5532 \text{ (rd/s)}$ (5.20)

5-3-4 Calcul de l'amortissement critique

D'après la formule (3-33) on a : $C_c = 2 \omega_0 M_{tot} \rightarrow C_c = 144.2291 \text{ (N/m)}$ (5.21)

5-3-5 Calcul du décrétement logarithmique

$\Lambda = \ln \left(\frac{\Phi(t)}{\Phi(t+T_a)} \right)$

Le même décrétement du cas précédant

$\Lambda = 0.123$ (5.22)

5-3-6 calculs de l'amortissement

D'après la relation (3-41') on a $C = \frac{\Lambda * C_c}{2\pi} \rightarrow C = 2.8234 \text{ (N/m)}$ (5.23)

5-3-7 Calcul du taux d'amortissement

D'après on (3-53) a : $\gamma = \frac{C}{C_c} \rightarrow \gamma = 0.0196$ (5.24)

5-3-8 Calcul de la pulsation amortie

D'après (3-55) on a $\delta = \omega_0 \sqrt{1 - \gamma^2} \rightarrow \delta = 0.5531 \text{ (rd/s)}$ (5.25)

5-3-9 Calcul de la rigidité

D'après la relation (3-10) on a $k = \omega_0^2 * M_{total} \rightarrow k = 39.8950 \text{ (N/m)}$ (5.26)

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION DES RESULTATS

5-3-10 Calcul de la pulsation réduite

D'après la relation (3-60) on a $\xi = \frac{\omega}{\omega_0} \rightarrow \xi = 590.2932$ (5.27)

5-3- 11 Calcul de la force

D'après la relation (3-43) on a $F_0 = m * \omega^2 * r \rightarrow F_0 = 1.5773 \cdot 10^3$ (N) (5.28)

5-3-12 Calcul de l'amplitude dynamique du déplacement vibratoire

D'après la relation (3-64) on a : $A = \frac{F_0}{K\sqrt{(1-\xi^2)^2 + 4\gamma^2\xi^2}}$

$A_{eff} = A \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow A_{eff} = 8.022 \cdot 10^{-5}$ (m) (5.29)

5-3-13 calcul de l'amplitude de la vitesse vibratoire

$V = A_{eff} * \omega \rightarrow V = 0.0262$ (m/s) $\rightarrow V_{eff} = 26.20$ (mm/s) (5.30)

5-3-14 Validation du résultat

D'après le mode de calcul du MOVILOG 02, les résultats sont mesurés en RMS.

Valeurs déterminées	Déplacement vibratoire (m)	Vitesse vibratoire (mm/s)
Théorie	8.022 10⁻⁵	26.20
Expérimentation	7.819 10⁻⁵	26.818

Tableau 5-6 résultats théoriques et expérimentaux (déchiporteur 1^{er} cas)

➤ **confrontation du déplacement vibratoire**

- **calcul de l'erreur absolue**

$\Delta_a = A_0 - A_{eff}$

Avec A_0 : valeur mesurée (réelle)

A_{eff} : valeur efficace de l'amplitude de déplacement déterminée théoriquement

$\Delta_a = A_0 - A_{eff} \rightarrow \Delta_a = 8.022 \cdot 10^{-5} - 7.819 \cdot 10^{-5}$

$\Delta_a = 2.03 \cdot 10^{-6}$ (m) (5.31)

- **calcul de l'erreur relative (précision)**

$\epsilon = \frac{\Delta_a}{A_{eff}} \rightarrow \epsilon = \frac{2.03 \cdot 10^{-6}}{8.022 \cdot 10^{-5}}$

$\epsilon = \rightarrow \epsilon = 2.53 \%$ (5.32)

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION
DES RESULTATS

➤ **confrontation de la vitesse vibratoire**

- **calcul de l'erreur absolue**

$$\Delta_a = V_0 - V_{\text{eff}}$$

Avec V_0 : valeur mesurée (réelle)

V_{eff} : valeur efficace de l'amplitude de vitesse déterminée théoriquement

$$\Delta_a = V_0 - V_{\text{eff}} \rightarrow \Delta_a = 26.818 - 26.20$$

$$\Delta_a = 0.618 \quad (\text{mm/s}) \quad (6.1)$$

- **calcul de l'erreur relative (précision)**

$$\varepsilon = \frac{\Delta_a}{V_{\text{eff}}} \rightarrow \varepsilon = \frac{0.618}{26.20}$$

$$\varepsilon = \rightarrow \varepsilon = 2.35 \% \quad (5.33)$$

➤ **pour le 2eme équilibrage (m=0.21982 kg)**

- **calcul de l'excentricité « e »**

D'après la formule (3-A) on a : $e = r * \frac{m}{M} \rightarrow e = 1.6189 * 10^{-4} \text{ (m)}$ (5.34)

- **calcul de la matrice totale d'inertie**

D'après la formule (3-73) on a : $T = T_{01} + T_{02} + T_{03} + T_{04}$

$$T = \begin{bmatrix} 3.9142 & 0 & 0 \\ 0 & 0.4889 & 0 \\ 0 & 0 & 3.9142 \end{bmatrix} \quad \text{alors le } I_y = 0.4889 \text{ (kg m}^2\text{)} \quad (5.35)$$

- **calcul de la pulsation propre du système**

D'après la formule (3-6) on a : $\omega_0 = \sqrt{\frac{(M+m).e.g}{I}} \rightarrow \omega_0 = 0.6504 \text{ (rd/s)}$ (5.36)

- **Calcul de l'amortissement critique**

D'après la formule (3-33) on a : $C_c = 2 \omega_0 M_{\text{tot}} \rightarrow C_c = 169.5638 \text{ (N/m)}$ (5.37)

- **Calcul du décrement logarithmique**

$$\Lambda = \ln \left(\frac{\Phi(t)}{\Phi(t+T_a)} \right)$$

Le même décrement du cas précédant : $\Lambda = 0.123$ (5.38)

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION
DES RESULTATS

• **calculs de l'amortissement**

D'après la relation (3-41') on a $C = \frac{\Lambda * C_c}{2\pi} \rightarrow C = 3.3194 \text{ (N/m)}$ (5.39)

• **Calcul du taux d'amortissement**

D'après (3-53) on a : $\gamma = \frac{C}{C_c} \rightarrow \gamma = 0.0196$ (5.40)

• **Calcul de la pulsation amortie**

D'après (3-55) on a $\delta = \omega_0 \sqrt{1 - \gamma^2} \rightarrow \delta = 0.6503 \text{ (rd/s)}$ (5.41)

• **Calcul de la rigidité**

D'après la relation (3-10) on a $k = \omega_0^2 * M_{total} \rightarrow k = 55.1415 \text{ (N/m)}$ (5.42)

• **Calcul de la pulsation réduite**

D'après la relation (3-60) on a $\xi = \frac{\omega}{\omega_0} \rightarrow \xi = 502.0969$ (5.43)

• **Calcul de la force F_0**

D'après la relation (3-43) on a $F_0 = m * \omega^2 * r \rightarrow F_0 = 2.180 \cdot 10^3 \text{ (N)}$ (5.44)

• **Calcul de l'amplitude dynamique du déplacement vibratoire**

D'après la relation (3-64) on a : $A = \frac{F_0}{K \sqrt{(1 - \xi^2)^2 + 4\gamma^2 \xi^2}}$

$A_{eff} = A \frac{\sqrt{2}}{2} \rightarrow A_{eff} = 1.1088 \cdot 10^{-4} \text{ (m)}$ (5.45)

• **calcul de l'amplitude de la vitesse vibratoire**

$V = A_{eff} * \omega \rightarrow V_{eff} = 0.0362 \text{ (m/s)} \rightarrow V_{eff} = 36.20 \text{ (mm/s)}$ (5.46)

• **Validation du résultat**

D'après le mode de calcul du MOVILOG 02, les résultats sont mesurés en RMS.

Valeurs déterminées	Déplacement vibratoire (m)	Vitesse vibratoire (mm/s)
Théorie	1.1088 10^{-4}	36.20
Expérimentation	1.1315 10^{-4}	37.880

Tableau 5-7 résultats théoriques et expérimentaux (déchiqueteur 2eme cas)

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION
DES RESULTATS

➤ **confrontation du déplacement vibratoire**

- **calcul de l'erreur absolue**

$$\Delta_a = A_0 - A_{\text{eff}}$$

Avec A_0 : valeur mesurée (réelle)

A_{eff} : valeur efficace de l'amplitude de déplacement déterminée théoriquement

$$\Delta_a = A_0 - A_{\text{eff}} \rightarrow \Delta_a = 1.1315 \cdot 10^{-4} - 1.1088 \cdot 10^{-4}$$

$$\Delta_a = 2.27 \cdot 10^{-6} \text{ (m)} \quad (5.47)$$

- **calcul de l'erreur relative (précision)**

$$\varepsilon = \frac{\Delta_a}{A_{\text{eff}}} \rightarrow \varepsilon = \frac{2.27 \cdot 10^{-6}}{1.1088 \cdot 10^{-4}}$$

$$\varepsilon = \rightarrow \varepsilon = 2.04 \text{ \%} \quad (5.48)$$

➤ **confrontation de la vitesse vibratoire**

- **calcul de l'erreur absolue**

$$\Delta_a = V_0 - V_{\text{eff}}$$

Avec V_0 : valeur mesurée (réelle)

V_{eff} : valeur efficace de l'amplitude de vitesse déterminée théoriquement

$$\Delta_a = V_0 - V_{\text{eff}} \rightarrow \Delta_a = 37.880 - 36.20$$

$$\Delta_a = 1.68 \text{ (mm/s)} \quad (5.49)$$

- **calcul de l'erreur relative (précision)**

$$\varepsilon = \frac{\Delta_a}{V_{\text{eff}}} \rightarrow \varepsilon = \frac{1.68}{36.20}$$

$$\varepsilon = \rightarrow \varepsilon = 4.64 \text{ \%} \quad (5.50)$$

CALCUL DES CARACTERISTIQUES MECANIQUES DES DEUX SYSTEMES ET CONFRONTATION DES RESULTATS

5-4 CONCLUSION

Le diagnostic vibratoire sur les deux installations proposées, révèle la présence des anomalies suivantes :

- Un défaut de déséquilibre lié à l'effort rotatif qui est le balourd.
- Un défaut de déséquilibre lié à l'effort directionnel qui est le jeu ou l'usure.
- Un problème d'usure sur la portée de roulement dans les deux paliers de l'arbre portant la turbine, engendré par le défaut de balourd.
- Et une défaillance de roulement dans les deux paliers sus indiqués.

Malgré les défauts mécaniques sus cités et présentés sur chaque machine, les résultats des niveaux de vibrations réels en termes de vitesse trouvés sont proches par rapport à ceux déterminés mathématiquement, qui présente une précision de 03,82 % pour le ventilateur Atomiseur, et de 02,35 % sur l'un des paliers du Déchiqueteur. Néanmoins, l'erreur sur la précision relative sur l'autre palier du déchiqueteur est un peut décalée qui est de 04,64 %, ceci est dû soit au degré d'usure avancé sur la portée de roulement dans ce palier relatif au déséquilibre lié à l'effort directionnel ou au mode de la fonction d'intégration du signal capté par l'accéléromètre qui permet de transformer ces accélérations mesurées en vitesses ou en déplacements, car avec l'intégration numérique on pourra facilement avoir un décalage entre les valeurs mesurés pratiquement et calculées théoriquement.

En l'occurrence, la confrontation des valeurs prises expérimentalement en terme de vitesse suivant le mode de calcul RMS (Root mean square) ou en valeur efficace de l'appareil de mesures vibratoires Movilog 2, avec celles calculées théoriquement donne une bonne concordance entre ces valeurs, que se soit sur le ventilateur Atomiseur ou sur le Déchiqueteur;

Conclusion générale

L'analyse vibratoire est riche d'enseignements, elle révèle de manière précoce la présence de toutes sortes de défauts susceptibles d'entraîner à plus ou moins long terme des arrêts de production coûteux : défauts de roulement, balourd, jeu engrenage...

Un diagnostic vibratoire plus approfondi permet, en outre, de comprendre l'origine de ces anomalies et d'en apporter les solutions adéquates.

L'objectif principal recherché à travers ce modeste travail est la validation des résultats pratiques qui consistent en la prise des mesures de vibration de deux machines tournantes choisies à cet effet, en l'occurrence le ventilateur atomiseur et le déchiqueteur de papier cellulose par une étude théorique après modélisation des deux systèmes.

Par ailleurs, ce travail nous a permis, d'une part une initiation dans le domaine des machines tournantes avec toutes ses complexités, et d'autre part la détection des défauts des organes des machines tournantes et des solutions pour y remédier.

Enfin et considérant que le domaine d'analyse vibratoire est d'actualité dans l'industrie fonctionnant avec des machines tournantes, ce modeste travail nous a permis de nous y initier d'avantage et de maîtriser un tant soit peu mes méthodes de prises de mesures sur site sachant que cette technique fait appel à des instruments modernes et fiables. Les résultats obtenus à la fin de ce travail attestent catégoriquement que l'approche théorique et l'application pratiquées se rejoignent à une précision très acceptable.

C'est à juste titre que l'analyse vibratoire est très répandue dans l'industrie au point d'être vulgarisée dans la maintenance des machines tournantes.

ANNEXE

Programmes MATLAB :

1- Programme pour le 1^{er} cas pratique (ventilateur atomiseur) :

```
clc
clear
syms m h x y z r ex real
t=[(m*(r*r)/4)+(m*(h*h)/12) 0 0;0 m*(r^2)/2 0;0 0
(m*(r^2)/4)+(m*(h^2)/12)];
tt=zeros(3);
a11=m*((y^2)+(z^2));
a22=m*((x^2)+(z^2));
a33=m*((y^2)+(x^2));
a12=-m*x*y;
a13=-m*x*z;
a23=-m*z*y;
a=[a11 a12 a13;a12 a22 a23;a13 a23 a33];
r3=input('rayon turbine')
m4=7300*((r3*pi*r3*0.004)+(11*0.00042)+(0.4553*0.003))
mtot=0;
for i=1:3
    if (i==1)
        r1=input('rayon disque 1')
        h1=input('hauteur disque 1')
        m1=7200*pi*h1*(r1^2)-10
        y1=h1/2;
        x1=0;z1=0;
    end
    if(i==2)
        r1=input('rayon arbre')
        h1=input('hauteur arbre')
        m1=7300*pi*h1*(r1^2)
        l11=(y1^2)+h1;
        y1=(2*y1)+(h1/2);x1=0;z1=ex;
    end
    if(i==3)
        r1=r3;
        h1=m4/(7300*r3*r3*pi)
        x1=0;z1=0;y1=l11+(h1/2);m1=m4;
    end
    mtot=mtot+m1;
    tt=tt+subs(t,{m,r,h},{m1,r1,h1})+subs(a,{m,x,y,z},{m1,x1,y1,z1});
end
am=input('x parasite')
bm=input('y parasite')
cm=input('z parasite')
m1=7300*am*bm*cm
mtot=mtot+m1
%calcul de l'excentricite e
excentricite=(r3-(cm/2))*m1/mtot
tt=subs(tt,ex,excentricite);
%calcul de la matrice d'inertie totale
disp('matrice totale d"inertie')
```

```

tt=tt+[(m1/12)*(bm^2)*(cm^2) 0 0;0 (m1/12)*(am^2)*(cm^2) 0;0 0
(m1/12)*(am^2)*(bm^2)]+subs(a, {m, x, y, z}, {m1, r1-
(am/2), l1+l1+(bm/2), r1-(cm/2)})
%calcul de la pulsation propre du systeme
disp('pulsation propre du systeme')
w0=((mtot)*9.8*excentricite/tt(2,2))^0.5
%calcul de l'amortissement critique
disp('amortissement critique')
amor=2*w0*(mtot+m1)
% donner la valeur du decrement logarithmique calculé dans le chapitre
5
disp('decrement logarithmique')
dec=0.123
disp('amortissement')
%calcul de l'amortissement
amor=(dec*amorc)/(2*pi)
%calcul du rapport gamma du coefficient d'amortissement C et
%l'amortissement critique Cc
disp('rapport C/Cc')
gamma=amor/amorc
% calcul de la pulsation amortie du systeme d'apres 39 45
disp('pulsation amortie')
delta=w0*(1-gamma^2)^0.5
w=input('pulsation du systeme')
%calcul de la pulsation reduite ksi
disp('pulsation reduite')
ksi=w/w0
%calcul de la regidite K
disp('regidite')
k=w0^2*(mtot)
% calcul de F0
rm=input('rm rayon')
disp('force F0')
F0=m1*w^2*rm
% calcul de l'amplitude dynamique de deplacement vibretoire
disp('amplitude dynamique de deplacement vibratoire')
A=F0/(sqrt((k-(mtot)*w^2)^2+(amor*w)^2))
%calcul de l'amplitude dynamique de deplacement vibratoire efficace
Aeff=A*0.707
%calcul de l'amplitude de la vitesse vibratoire
disp('amplitude de vitesse vibratoire')
AV=Aeff*w
%calcul de la valeur efficace de l'amplitude de la vitesse vibratoire
en mm
disp('amplitude efficace en mm/s')
Aeff=AV*1000

```

2- Programme pour le 2eme cas pratique (déchetueur papier cellulose) :

- **1^{er} cas d'équilibrage**

```

clc
clear
%calcul de la masse du cylindre
r1=input('rayon de l"arbre')
l1=input('longeur de l"arbre')
disp('masse de l"arbre')
m1=7300*pi*r1*r1*l1
n=input('nombre de lame')
disp('masse du disque')
m2=1.01*n

```

```

disp('masse totale')
mtot=m1+m2
syms m h x y z r ex real
t=[(m*(r*r)/4)+(m*(h*h)/12) 0 0;0 m*(r^2)/2 0;0 0
(m*(r^2)/4)+(m*(h^2)/12)];
a11=m*((y^2)+(z^2));
a22=m*((x^2)+(z^2));
a33=m*((y^2)+(x^2));
a12=-m*x*y;
a13=-m*x*z;
a23=-m*z*y;
a=[a11 a12 a13;a12 a22 a23;a13 a23 a33];
ITOT=zeros(3);
for i=1:2
    if (i==1)
        r2=input('rayon disque')
        h1=input('hauteur disque')
        m11=m2;
        y1=0;
        x1=0;z1=0;
    end
    if(i==2)
        r2=r1;
        h1=h1
        m11=m1;
        y1=0;x1=0;z1=0.096*0.15904/mtot;excentricite=z1
    end
    INERTIE=subs(t,{m,r,h},{m11,r2,h1})+subs(a,{m,x,y,z},{m11,x1,y1,z1})
    ITOT=ITOT+INERTIE;
end
ITOT
w0=((mtot)*9.8*excentricite/ITOT(2,2))^0.5
disp('amortissement critique')
amorc=2*w0*(mtot)
disp('decrement logarithmique')
dec=0.123
%calcul de l'amortissement
disp('amortissement')
amor=(dec*amorc)/(2*pi)
%calcul du rapport gamma du coefficient d'amortissement C et
%l'amortissement critique Cc
disp('rapport C/Cc')
gamma=amor/amorc
% calcul de la pulsation amortie du systeme d'apres 39 45
disp('pulsation amortie')
delta=w0*(1-gamma^2)^0.5
w=input('pulsation du systeme')
%calcul de la pulsation reduite ksi
disp('pulsation reduite')
ksi=w/w0
%calcul de la regidite K
disp('regidite')
k=w0^2*(mtot)
% calcul de F0
rm=input('rm rayon')
disp('force F0')
F0=0.15904*w^2*rm
% calcul de l'amplitude dynamique de deplacement vibretoire
disp('amplitude dynamique de deplacement vibratoire')
A=F0/(sqrt((k-(mtot)*w^2)^2+(amor*w)^2))
%calcul de l'amplitude de deplacement vibratoire efficace

```

```

disp('amplitude de deplacement vibratoire efficace')
Aeff=A*0.707
%calcul de l'amplitude de vitesse vibratoire efficace
disp('amplitude de vitesse vibratoire efficace')
Veff=Aeff*w

```

- **1^{er} cas d'équilibrage**

```

clc
clear
%calcul de la masse du cylindre
r1=input('rayon de l"arbre')
l1=input('longeur de l"arbre')
disp('masse de l"arbre')
m1=7300*pi*r1*r1*l1
n=input('nombre de lame')
disp('masse du disque')
m2=1.01*n
disp('masse totale')
mtot=m1+m2
syms m h x y z r ex real
t=[(m*(r*r)/4)+(m*(h*h)/12) 0 0;0 m*(r^2)/2 0;0 0
(m*(r^2)/4)+(m*(h^2)/12)];
a11=m*((y^2)+(z^2));
a22=m*((x^2)+(z^2));
a33=m*((y^2)+(x^2));
a12=-m*x*y;
a13=-m*x*z;
a23=-m*z*y;
a=[a11 a12 a13;a12 a22 a23;a13 a23 a33];
ITOT=zeros(3);
for i=1:2
    if (i==1)
        r2=input('rayon disque')
        h1=input('hauteur disque')
        m11=m2;
        y1=0;
        x1=0;z1=0;
    end
    if(i==2)
        r2=r1;
        h1=l1
        m11=m1;
        y1=0;x1=0;z1=0.096*0.21982/mtot;excentricite=z1
    end
    INERTIE=subs(t,{m,r,h},{m11,r2,h1})+subs(a,{m,x,y,z},{m11,x1,y1,z1})
    ITOT=ITOT+INERTIE;
end
ITOT
w0=((mtot)*9.8*excentricite/ITOT(2,2))^0.5
disp('amortissement critique')
amorc=2*w0*(mtot)
disp('decrement logarithmique')
dec=0.123
%calcul de l'amortissement
disp('amortissement')
amor=(dec*amorc)/(2*pi)
%calcul du rapport gamma du coefficient d'amortissement C et
%l'amortissement critique Cc
disp('rapport C/Cc')
gamma=amor/amorc

```

```

% calcul de la pulsation amortie du systeme d'apres 39 45
disp('pulsation amortie')
delta=w0*(1-gamma^2)^0.5
w=input('pulsation du systeme')
%calcul de la pulsation reduite ksi
disp('pulsation reduite')
ksi=w/w0
%calcul de la regidite K
disp('regidite')
k=w0^2*(mtot)
% calcul de F0
rm=input('rm rayon')
disp('force F0')
F0=0.21982*w^2*rm
% calcul de l'amplitude dynamique de deplacement vibretoire
disp('amplitude dynamique de deplacement vibratoire')
A=F0/(sqrt((k-(mtot)*w^2)^2+(amor*w)^2))
%calcul de l'amplitude de deplacement vibratoire efficace
disp('amplitude de deplacement vibratoire efficace')
Aeff=A*0.707
%calcul de l'amplitude de vitesse vibratoire efficace
disp('amplitude de vitesse vibratoire efficace')
Veff=Aeff*w

```

Bibliographie

- [1]:**S.Edwards**, A.W. Lees, M.I. Friswell ; Fault diagnosis of rotating machinery. Shock and Vibration Digest, Vol. 30, No. 1, pp. 4-13, 1998.
- [2] **STEWART**, R.M., 1976, "Vibration analysis as an aid to the detection and diagnosis of faults in rotating machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229.
- [3] **SMITH**, D.M., 1980, "Recognition of the causes of rotor vibration in turbo machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers -Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-4.
- [4] **TAYLOR**, J.I., 1995, "Back to the basics of rotating machinery vibration analysis," Sound and Vibration, Vol. 29(2), pp. 12-16.
- [5] **DOWNHAM**, E., 1976, "Vibration in rotating machinery: malfunction diagnosis - Art & Science," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Vibrations in Rotating Machinery, pp. 1-6.
- [6] **THOMAS**, D.L., 1984, "Vibration monitoring strategy for large turbogenerators," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 91-99.
- [7] **Mac FADDEN**, P. D. and Smith, J. D., 1985, "A signal processing technique for detecting local defects in a gear from the signal averaging of vibration," Proc. Instn. Mech. Engrs, 199(c4), ImechE-1985.
- [8] **Göttlich**, E.H., 1988, "A method for overall condition monitoring by controlling the efficiency and vibration level of rotating machinery," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 445-447.
- [9] **CEMPEL**, C., 1991, "Condition evolution of machinery and its assesment from passive diagnostic experiment," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 5(4), pp. 317-326
- [10] **Su**, Y.T., and Lin, S.J., 1992, "On initial fault-detection of a tapered roller bearing - frequency-domain analysis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 155(1), pp. 75-84.
- [11] **Mac FADDEN**, P.D., and Smith, J.D., 1984, "Model for the vibration produced by a single defect in a rolling element bearing," Journal of Sound and Vibration, Vol. 96, pp. 69-92.
- [12]**LEE**, C.W., Joh, Y.D., and Kim, Y.D., 1990, "Automatic modal balancing of flexible rotors during operation-computer-controlled balancing head," Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C - Mechanical Engineering Science, Vol. 204(1), pp. 19-28.

[13] **SEKHAR, A.S.**, and Prabhu, B.S., 1995, "Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery" *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 185(4), pp. 655-671.

[14] **HALLIWELL, N.A.**, 1996, "The laser torsional vibrometer - A Step Forward in Rotating Machinery Diagnostics," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 190(3), pp. 399-418.

[15] **SMALLEY, A.J.**, Baldwin, R.M., Mauney, D.A., and Millwater, H.R., 1996, "Towards risk based criteria for rotor vibration," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery*, pp. 517-527.

[16] **Shiroishi.J**; Y. Li, S. Liang; S. Danyluk; T. Kurfess 1999 "Vibration analysis for bearing outer race condition diagnostics", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences* vol.21 no.3 Rio de Janeiro Sept. 1999.

[17] **MILOUDI, A** et Bezouene, B ; Communication : utilisation de l'analyse cepstrale dans le diagnostic des roulements. Actes des 4èmes congrès Maghrébines d'étude de Génie Mécanique, JMEGM'99, Tome 2 ; pp 129-134 28-30 novembre 1999, Constantine, Algérie.

[18] **Z.K. Penga**, F.L. Chua, et Peter W. Tseb 2003: Detection of the rubbing-caused impacts for rotor-stator fault diagnosis using reassigned scalogram" *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) pp 391-409.

[19] **Chérif Khélifi**. et **Mohammed Ouali** Modélisation dynamique d'un aérogénérateur par un modèle à trois masses, *Revue des Energies Renouvelables SMEE'10 Bou Ismail Tipaza* (2010) 219 – 236 www.cder.edu.dz, www.cder.dz/download/smee_2010_23.pdf -

[20] **KHELIFI, Ch, FERROUJJI, Fateh, MOHAMMED Ouali**, *et al.* Modélisation et Analyse Dynamique d'un Rotor Éolien à Axe Horizontal de Faible Puissance. *Revue des Sciences et de la Technologie –RST-* Volume 4 N°1 /janvier 2013
<http://revues.univ-batna.dz/rst2/images/vol4n1/Ch.pdf>

[21] **M.OUALI, R.MAGRAOUI**, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Défaillances mécaniques et solutions proposées, 10th Mechanical Congress Oujda Maroc, 19 au 22 avril 2011
http://oujda-portail.net/ma/wp-content/uploads/2010/03/congres2011_annonce_preliminaire.pdf

[22] **R.MAGRAOUI M.OUALI**, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Contrôle vibratoire des machines tournantes, 10th Mechanical Congress Oujda Maroc, 19 au 22 avril 2011
http://oujda-portail.net/ma/wp-content/uploads/2010/03/congres2011_annonce_preliminaire.pdf

[23] : **Pr. OUALI Mohamed**, cours machines tournantes dispensé à l'université de Blida année 2010/2011

[24] : **ROLAND Bigret, JACQUES LOUIS FERON** .diagnostic-maintenance disponibilité des machines tournantes, Masson, Paris ,1994.

[25] : **DAVID Augeix** analyse vibratoire des machines tournantes technique d'ingénieur BM5 145 INSA 2012

[26] : la maintenance pratique des équipements industriels édition WEKA

[27] : **JEAN Heng**, pratique de la maintenance préventive, 2e édition, DUNOD, paris, 2002/2005 tirage corrigé 2008

[28] : **Mr. LANDOLSI Foued**, support de cours technique de surveillance, institut supérieur des études technologiques de NABEUL, département de génie mécanique.

[29] : **DOUGDAG Mourad**. L'introduction de défauts mécaniques dans l'étude des machines tournantes, thèse magistère 2001

[30] : **ROUACH Djoudi**, contribution au contrôle des machines tournantes cas d' une machine industrielle, thèse master 2012

Chapitre 4

Applications : cas pratiques

Chapitre 3

Modélisation et étude théorique

Chapitre 2

***Typologie de la maintenance,
analyse vibratoire et principaux
défauts***

Chapitre 1

Généralités sur les machines tournantes

Chapitre 5

**Calcule des caractéristiques
mécaniques des deux systèmes
et confrontation des résultats**