



HAL
open science

Maintenance prédictive et préventive basée sur l'analyse vibratoire des rotors

Abdelhak El Hannani

► **To cite this version:**

Abdelhak El Hannani. Maintenance prédictive et préventive basée sur l'analyse vibratoire des rotors. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-03446112

HAL Id: hal-03446112

<https://hal.science/hal-03446112>

Submitted on 24 Nov 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

MAINTENANCE PREDICTIVE ET PREVENTIVE BASEE SUR L'ANALYSE VIBRATOIRE DES ROTORS

*EL HANNANI Abdelhak, REFASSI Kaddour, EL MAICHE Abbes, BOUAMAMA Mohamed
Laboratoire de Mécanique des Solides et des Structures
Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université de Sidi Bel Abbes.*

RÉSUMÉ

Les pannes imprévues sont quelques fois très coûteuses. La perte de production pendant les réparations engendre un manque à gagner qui peut affecter les bénéfices de l'entreprise. Il devient évident que de telles pannes ne doivent pas être tolérées. L'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique. Cependant, l'expérience a montré que le paramètre le plus fiable qui donne le plus précocement et de la meilleure façon l'état de détérioration d'une machine tournante est la vibration. Toutes les machines vibrent et, au furet à mesure que l'état de la machine se détériore (balourd, défaut de roulement ou de palier etc....) le niveau de vibration augmente. En mesurant et en surveillant le niveau de vibration produit par une machine, on obtient un indicateur idéal sur son état. Si l'augmentation de vibration de la machine permet de détecter un défaut, l'analyse des caractéristiques de vibration de la machine permet d'en identifier la cause. On peut ensuite en déduire avec précision le délai avant qu'il ne devienne critique. Notre travail est consacré à l'étude du comportement vibratoire des machines tournantes, avec une application de la maintenance prédictive et préventive.

Mot clés : Rotors ; Analyse vibratoire ; Balourd ; défaut de roulement ; indicateur.

I. INTRODUCTION

Les progrès réalisés dans la conception et la fabrication des machines tournantes ont donné jour à des machines de plus en plus performantes. Leur puissance massique étant en constante augmentation, elles doivent traverser plusieurs vitesses critiques en montée en vitesse et en ralentissement. Les inévitables défauts d'usinage et de montage provoquent alors des problèmes vibratoires importants. Les industriels constructeurs et exploitants cherchent à les éliminer pour augmenter la durée de vie des machines, pour optimiser leur rendement et pour assurer leur régularité de fonctionnement. Un des problèmes vibratoires les plus importants est dû aux balourds qui provoquent des vibrations généralement synchrones. Un balourd correspond à un déséquilibre du rotor du fait de la non-coïncidence de l'axe principal d'inertie et du centre d'inertie avec l'axe de rotation. Outre l'optimisation des formes et des matériaux dès la conception, différentes techniques ont été développées pour maîtriser le comportement vibratoire des machines tournantes. L'un des moyens récemment développés est le contrôle actif : à partir de mesures réalisées en temps réel et d'un contrôleur, un système actif apporte de l'énergie à la structure par l'intermédiaire d'actionneurs pour réduire ses vibrations en fonction d'objectifs préalablement définis.

II. Balourd d'un rotor (cas général) :

Pour un rotor rigide de dimension axiale plus importante, p. ex. un rotor cylindrique, des paramètres n'existant pas pour un rotor en forme de disque interviennent, car des balourds peuvent survenir partout le long du rotor. Nous allons nous appuyer sur les résultats que nous avons obtenus pour un rotor en forme de disque.

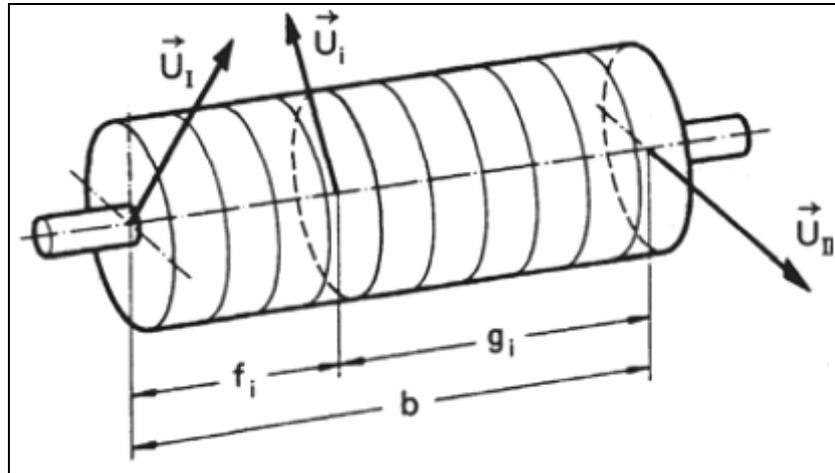


Fig. (II.1) : Les balourds \vec{U}_i du rotor cylindrique découpé en rotors en forme de disque sont transférés dans les plans d'extrémité. Les balourds complémentaires dans ces plans de correction I et

$$\text{II sont } \vec{U}_I \text{ et } \vec{U}_{II}.$$

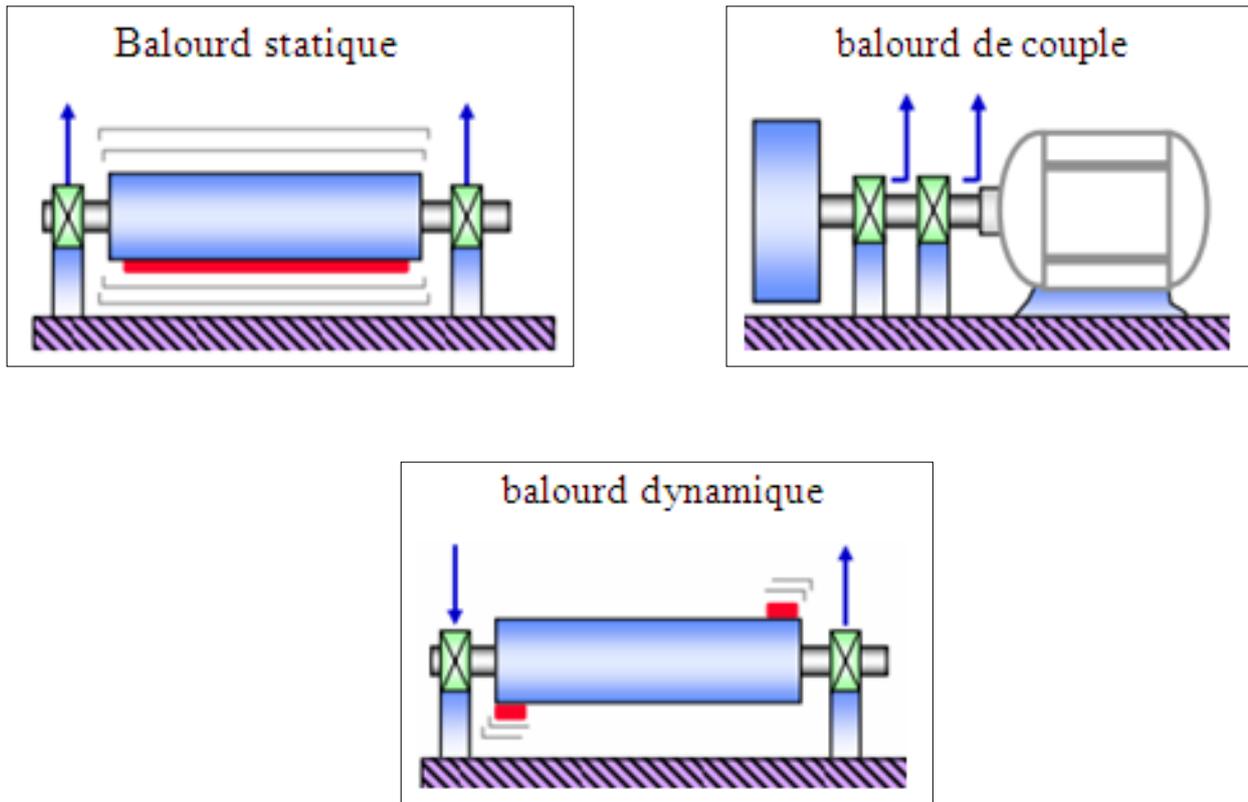
On se représente le rotor cylindrique découpé en de nombreuses tranches fines, toutes montées perpendiculairement à l'axe. Pour chaque tranche, on peut déterminer un balourd qui représente le déséquilibre de cette tranche. Le déséquilibre du rotor cylindrique est donc donné par de nombreux balourds individuels dans différents plans radiaux. Selon les lois de la statique, les forces centrifuges individuelles provoquées par les balourds peuvent être transférées sur deux plans I et II que l'on peut choisir librement (p. ex. les plans d'extrémité) et être de nouveau transformées sur ceux-ci en balourds. Ils seront nommés balourds complémentaires.

$$\vec{F}_I = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i g_i \Omega^2}{b} = \vec{U}_I \Omega^2 ; \vec{U}_I = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i g_i}{b} \tag{II.1}$$

$$\vec{F}_{II} = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i f_i \Omega^2}{b} = \vec{U}_{II} \Omega^2 ; \vec{U}_{II} = \frac{\sum_{i=1}^n \vec{U}_i f_i}{b} \tag{II.2}$$

En général, la norme et l'angle des deux vecteurs balourds dépendent de la position des plans de correction. Il est important de noter que les deux vecteurs balourds sont modifiés, même si seulement un plan de correction est modifié.

III Différentes types de balourd [1]: Il existe trois types de balourd :



IV. Application

IV.1 But de travail :

Le but de cette tâche est d'étudier les comportements vibratoires des groupes moteurs ventilateurs, diagnostiquer leurs états mécaniques et la mise en marche des appareils de diagnostic.

IV.2 Matériels utilisés :

IV.2.1 Capteur de vibrations :

L'accéléromètre **A0760GP** est utilisé pour la mesure de l'accélération vibratoire. Il est raccordé au collecteur analyseur **CSI 2130**.

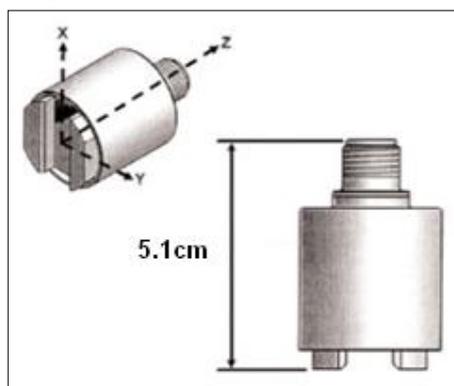


Fig. (IV.1) : Accéléromètre.

- Caractéristiques techniques :
 - Marque : CSI
 - Type: A0760GP
 - Principe: Piézo-électrique avec amplificateur de charge intégré
 - Mode de fixation: Aimant ou Point de touche
 - Facteur de transmission: 100 mV/g ou 10.2 mV/m/s²
 - Plage de fréquence : 1..10 000 Hz (± 0.5 dB) - 1..15 000 Hz (± 3 dB)
 - Fréquence propre: 35 kHz
 - Plage de température: -50 ... +120 °C

IV.2.2 Analyseur CSI 2130 :

Le CSI 2130 est un appareil d'acquisition pratique destiné à faire: des mesures globales de vibrations, de paramètres de procédé, de signaux temporels et des spectres, ces mesures peuvent être enregistrées sur la carte PC.

Marque: CSI

Type: CSI 2130

Modes de fonctionnement:

- * Mode Analyseur de spectre.
- * Fonction enregistreur (Temps).
- * Mode collecteur de données.



Fig. (IV.2) : Analyseur CSI 2130.

IV.2.3 Logiciel de diagnostic et d'analyse CSI 2130 :

Le logiciel de CSI 2130 est un système qui propose toute la palette de la maintenance conditionnelle des machines, depuis la simple acquisition de mesures globales en un point, jusqu'à la gestion de plusieurs lignes de production.

Le logiciel de CSI 2130, qui bénéficie de la convivialité de l'environnement WINDOWS, permet à l'utilisateur d'être pleinement opérationnel après une courte période de formation.

Le logiciel de CSI 2130 permet d'exploiter les données de mesure de la carte PCMCIA, pour apprécier l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et réaliser la maintenance conditionnelle.

- **Modules d'analyse:**
 - * Global
 - * Spectres
 - * Fonction temps (non disponible)
 - * Filtre suiveur (non disponible)
 - * Pré spectre
- **Modules de base:**
 - * Hors ligne
 - * Editeur de rapport

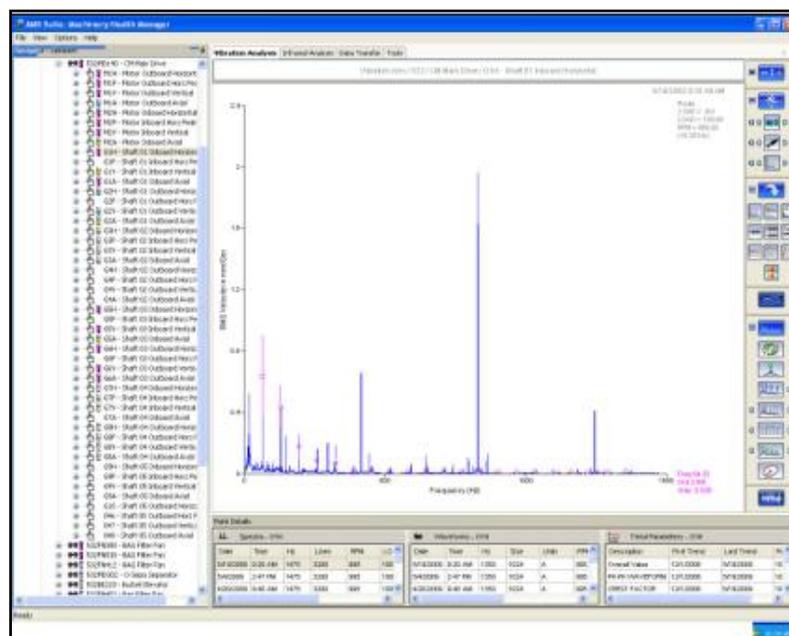


Fig. (IV.3) : Mode d'analyse.

IV.2.4 Tableau de classement des machines :

D'une manière générale les normes repartissent selon des groupes ou classe, cette classification est basée sur des nombreux paramètres dont les principaux sont :

- Le type de machine.
 - Classique (moteur électrique, pompe).
 - Spéciale (mouvement alternatif).
- La taille : définie par la puissance.
- La vitesse de rotation.

Le paramètre vibratoire utilise pour la classification des machines est un niveau globale en minis RMS entre 10 et 1000 Hz.

On prend un exemple de limites vibratoires proposées par la norme AFNOR E90-300[2] :

CLASSEMENT PAR TAILLE DE MACHINE					
Petite (inferieur à 15kw)		Moyenne (entre 15kw-75 kw)		Grande (supérieur a 75 kw)	
Vitesse mm/s RMS	L'état	Vitesse mm/s RMS	L'état	Vitesse mm/s RMS	L'état
0,28	A	0,28	A	0,28	A
0,45		0,45		0,45	
0,71		0,71		0,71	
1,12	B	1,12	B	1,12	A
1,80		1,80		1,80	
2,80	C	2,80	B	2,80	B
4,50		4,50		4,50	
7,10		7,10		7,10	
11,20	D	11,20	C	11,20	C
18,00		18,00		18,00	
28,00	D	28,00	D	28,00	D
45,00		45,00		45,00	

Fig. (IV.4) : Tableau de classement des machines.

A: BON

B: ACCEPTABLE

C : ENCORE ACCEPTABLE

D : NON ACCEPTABLE

IV.3 Classement par taille de machine a étudié :

Les caractéristiques du moteur de notre équipement sont :

Type : AMA 500L A BAH

Puissance : 1465 kw

Vitesse : 990 tr/min

D'après le tableau de classement des machines, la puissance de moteur est supérieure à 75kw donc l'équipement est de type grande machine.

IV.4 Points de mesure :

Les mesures sont effectuées sur chaque point dans les trois directions orthogonales classiques (axiale, horizontale et verticale).

M1	après le moteur
R1	Avant le réducteur
R2	après le réducteur
P1	Avant le palier
H	horizontale
V	verticale
A	axiale

IV.5 Position de point de mesure :

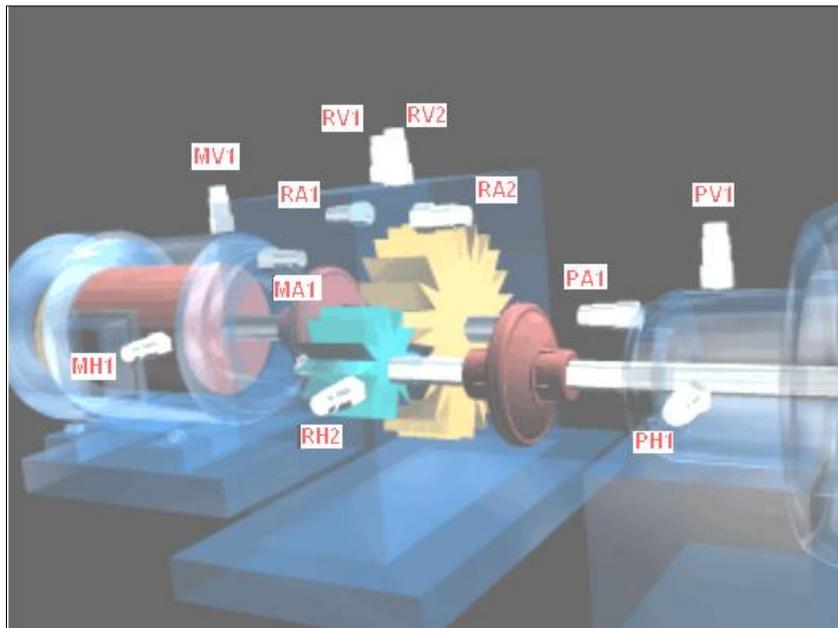


Fig. (IV.5) : Position de point de mesure.

IV.6 Étude expérimentale :

Dans notre étude on intéresse seulement à l'analyse des défauts des équipements suivants :
 Moteur de ventilateur Group 990 RPM (ID FAN).

IV.7 Application de la maintenance prédictive :

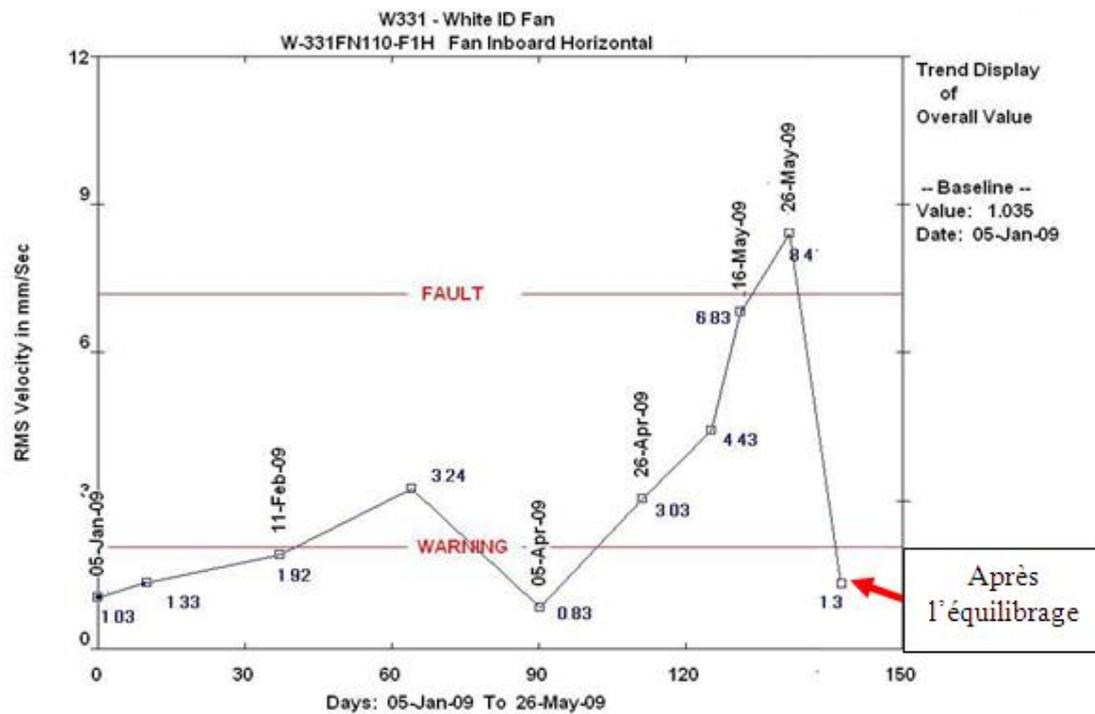


Fig. (IV.6) : Tendence de vibration.

Avec la réalisation de la maintenance prédictive on a obtenue un graphe qui exprime la surveillance de vibration dans un intervalle du temps de 05 janvier 2009 jusqu'à 26 mai 2009, les résultats sont les suivantes :

Date	Valeur de vibration(RMS)
05/01/2009	1,03
11/02/2009	1,92
05/04/2009	0,83
26/04/2009	3,03
16/05/2009	6,83
26/05/2009	8,40

IV. 8 Analyse des signaux :

Pour diagnostiquer le défaut qui a causé le dépassement de l'alarme supérieure, on procède à l'analyse spectrale (temporelle et fréquentiel).

L'observation du spectre offre une possibilité d'analyser par la recherche des fréquences caractéristiques des défauts.

IV.8.1 Analyse des mesures:

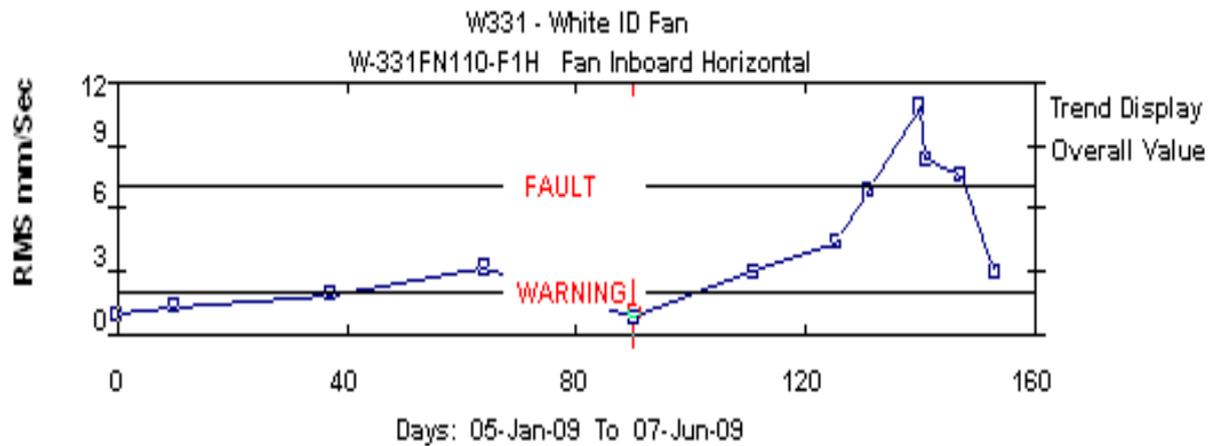


Fig. (IV.7) : Tendence de vibration.

Le graphe ci-dessus représente la dernière réparation de balourd, qui était dans le 05 avril 2009. On observe que après l'équilibrage du balourd, les vibrations sont diminuées jusqu'à 0,831(RMS).

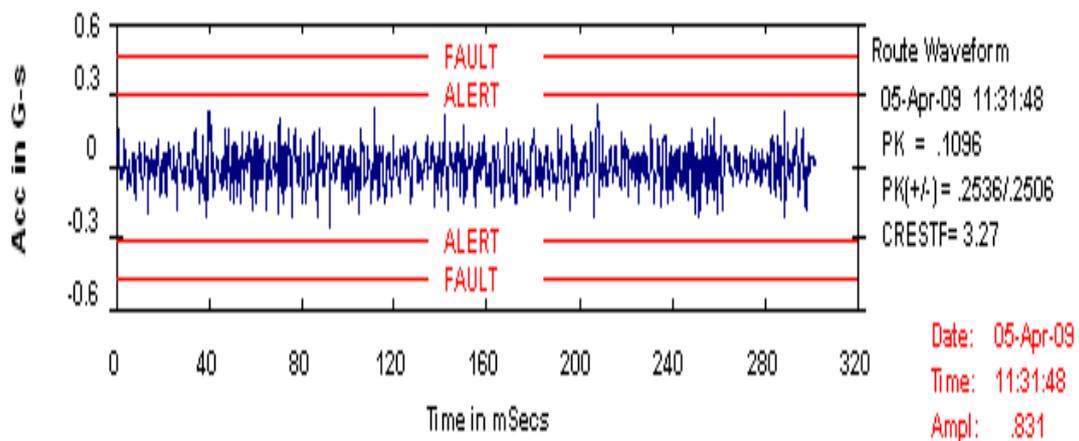


Fig. (IV.8) : Spectre temporelle.

Le spectre est un signal représentant l'amplitude crête à crête en fonction du temps, $Acc = f(t)$. Il permet d'identifier l'état de la machine.

On remarque que le spectre ne dépasse pas la zone de l'alerte, donc la machine à l'état de bon fonctionnement.

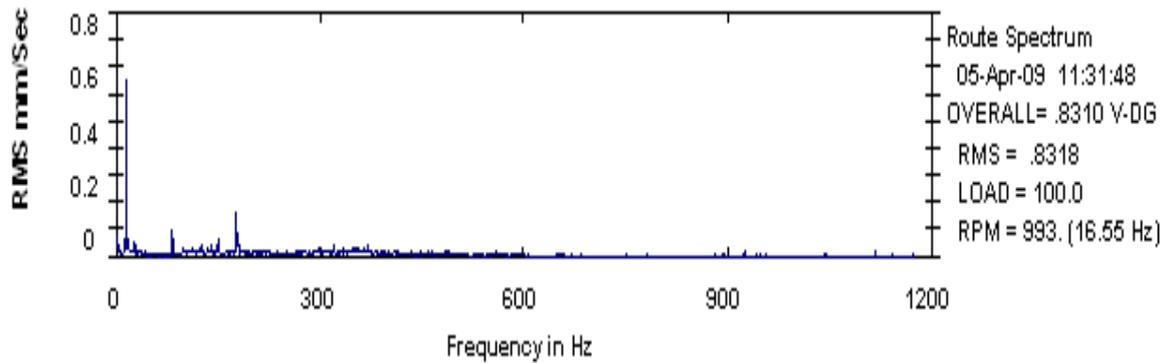


Fig. (IV.9) : Spectre fréquentielle.

Le spectre représente l'amplitude RMS en fonction de la fréquence $RMS = f(F)$, qui identifier les défauts dans la machine.

La lecture du spectre montre que n'a aucune défaillance à la machine.

IV.8.2 Analyse des mesures:

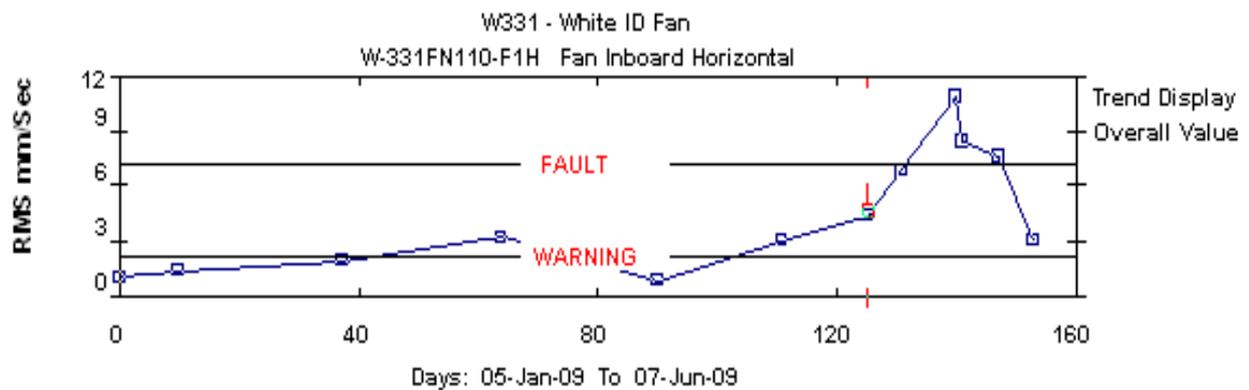


Fig. (IV.10) : Tendence de vibration.

D'après un intervalle du temps entre le 05 avril 09 jusqu'à le 10 Mai 2009, on a pris des mesures pour surveillé l'état de la machine.

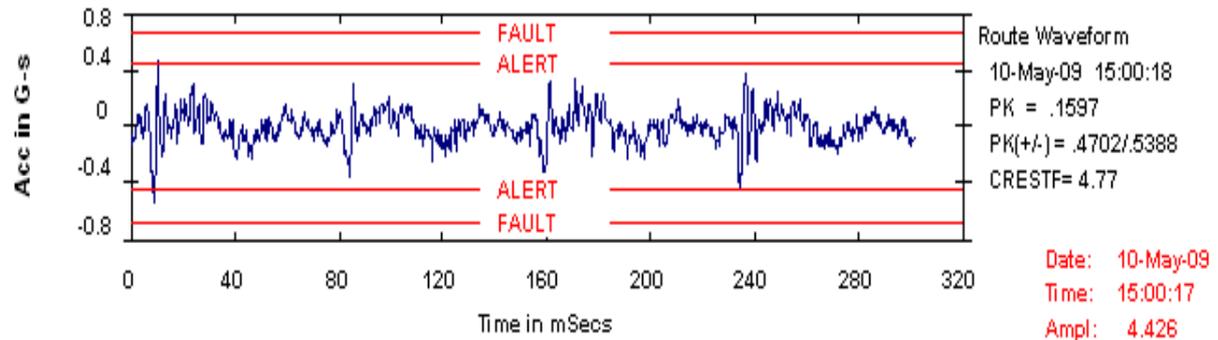


Fig. (IV.11) : Spectre temporelle.

Le spectre représente l'amplitude crête à crête en fonction du temps $Acc = f(t)$.

On remarque une petite croissance dans la tendance de vibration mais ne dépasse pas la zone d'alerte et elle devient à 4,41 (RMS).

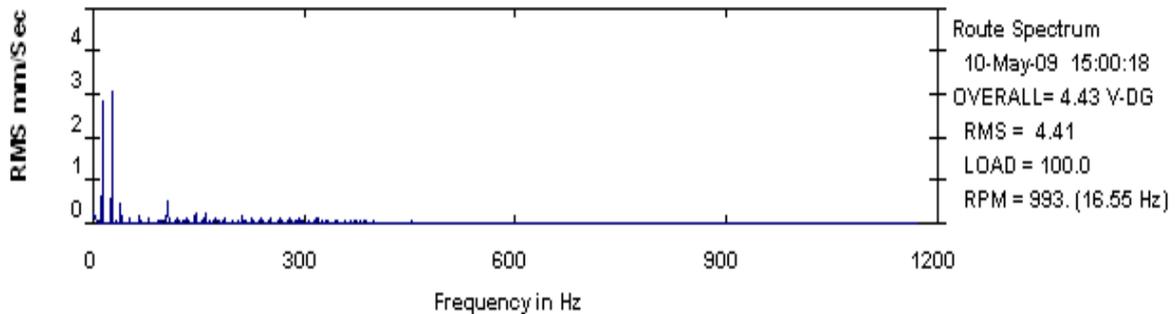


Fig. (IV.12) : Spectre fréquentielle.

Le spectre représente l'amplitude RMS en fonction de la fréquence $RMS = f(F)$,

D'après le spectre on remarque que l'augmentation de vibration n'influe pas dans l'état de la machine, donc il n'y a aucune anomalie à détecter.

IV.8.3 Analyse des mesures:

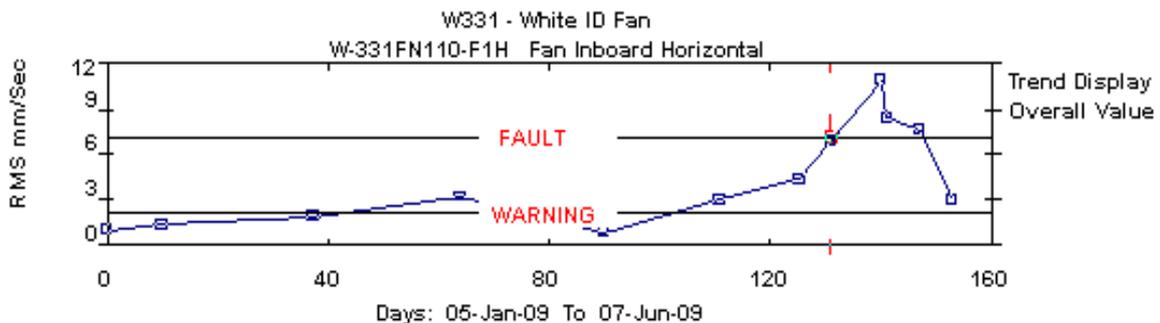
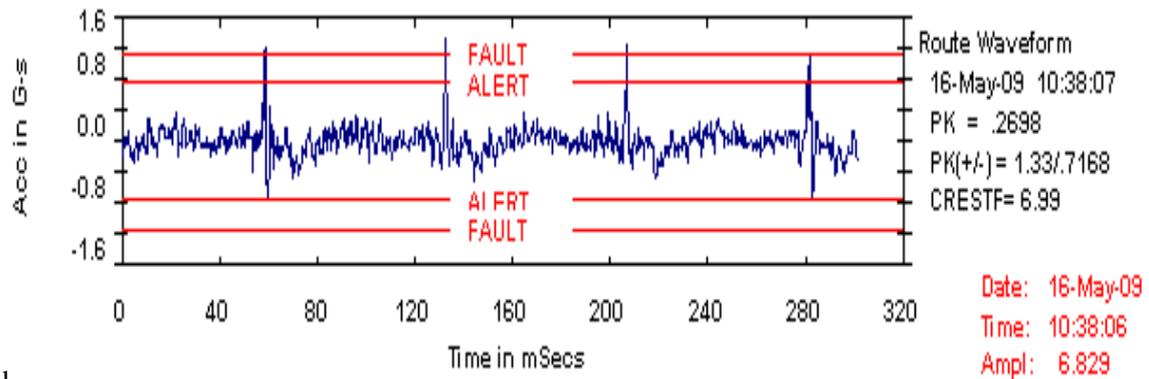


Fig. (IV.13) : Tendance de vibration.

La mesure suivante qui était faite le 16 Mai 2009 donne un développement avéré de tendance de vibration



qu'il devient à 6,82 RMS.

Fig. (IV.14) : Spectre temporelle.

L'augmentation de la valeur de vibration a dépassé la zone verte vers la zone d'alerte. Le spectre représente une détection du défaut.

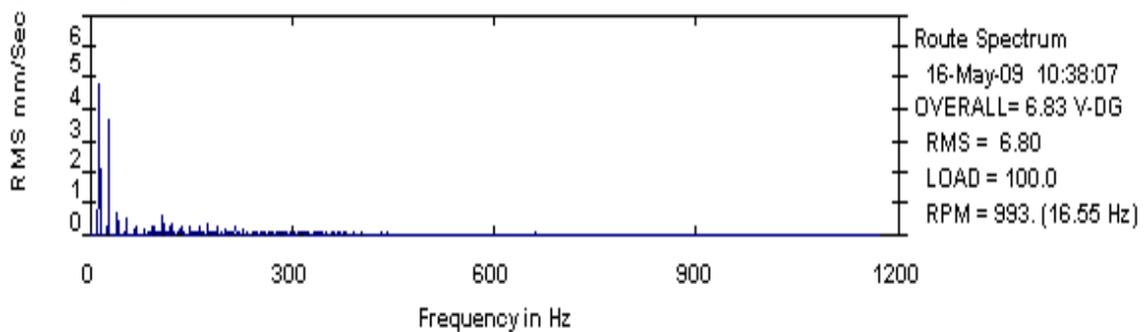


Fig. (IV.15) : Spectre fréquentielle.

Le spectre ci-dessus identifier un défaut de balour car il y'a deux pic 1X et 2X sur la gauche du spectre, il est faible par rapport au poids de ventilateur,mais il se développer au cour de fonctionnement du machine.

IV.8.4Analyse des mesures:

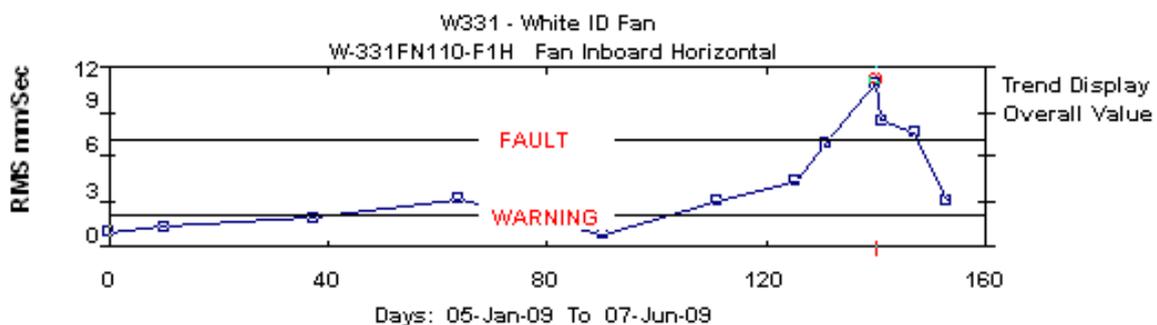


Fig. (IV.16) : Tendence de vibration.

La mesure suivante qui était faite le 26 Mai 2009, elle montre une augmentation très importante dans la tendance de vibration.

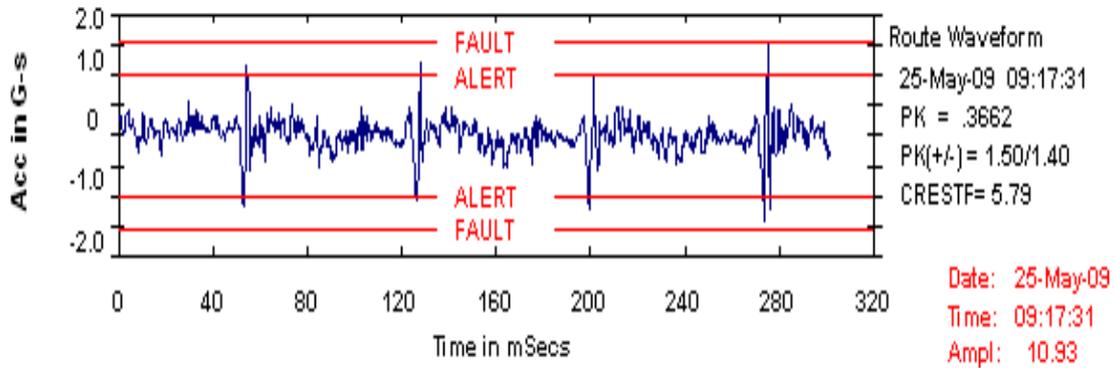


Fig. (IV.17) : Spectre temporelle.

Le spectre temporel représente le développement de balourd au cours de fonctionnement de la machine, qu'il devienne 11,65(RMS), cette variation influence sur l'état de la machine.

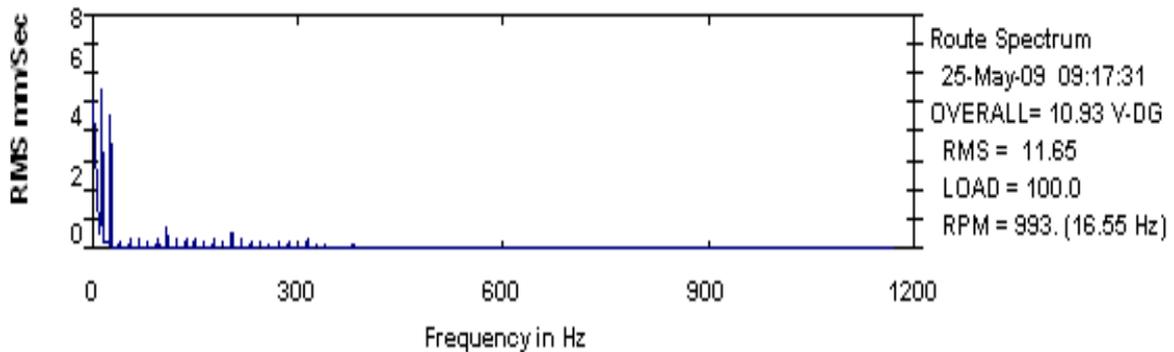


Fig. (IV.18) : Spectre fréquentielle.

Cette augmentation définie dans le spectre par trois pics 1X, 2X, 3X avec des bandes latérales. Alors on peut dire que la machine est dans un état dangereux.

D'après les résultats négatifs de cette analyse spectrale, il faut prendre en considération la décision d'arrêt de la machine, pour faire une réparation de balourd.

IV.9 Dossier de l'équilibrage:

Secteur: W331 - W-Exhaust Et Chambre De Sac

Équipement: Ventilateur D'Identification – De W-331fn 110

Numéro de travail: 331FN 110

Données Prises: 03 - Juin -09 00 38 53

Technicien: 4

Nombre D'Axe: 1

Statut: ACCEPTABLE

Unités: mm/sec RMS

Vitesse 1: 750 t/mn

Nombre des lames : 11 lames

Amplitude permise de RMS: 4,5 mm/s

Amplitude de l'interruption RMS: 11,2 mm/s

IV.10 Etapes d'équilibrage de ventilateur :

On a prit la discision de l'arrêt de l'équipement quand l'amplitude de vibration atteint 11,65 RMS pour avoir la correction de balourd selon les étapes suivants :

Etape (1) :

- Vérification de ventilateur et la restriction des lames corrodées (voir Fig. (V.19)).
- Changement des lames usées et remplir les fissures dans les lames qui ne sont pas complètement corrodées (voir Fig. (V.20)).
- Après qu'on à fini les opérations décrit ci-dessus et les essentiel de prendre des nouveaux mesures de vibrations. On a constaté que ces valeurs sont diminuées vers 7 RMS (voir Fig. (V.22)).

D'après les résultats des mesures la valeur de vibration (7 RMS) reste insuffisante pour équilibrer convenablement le ventilateur.

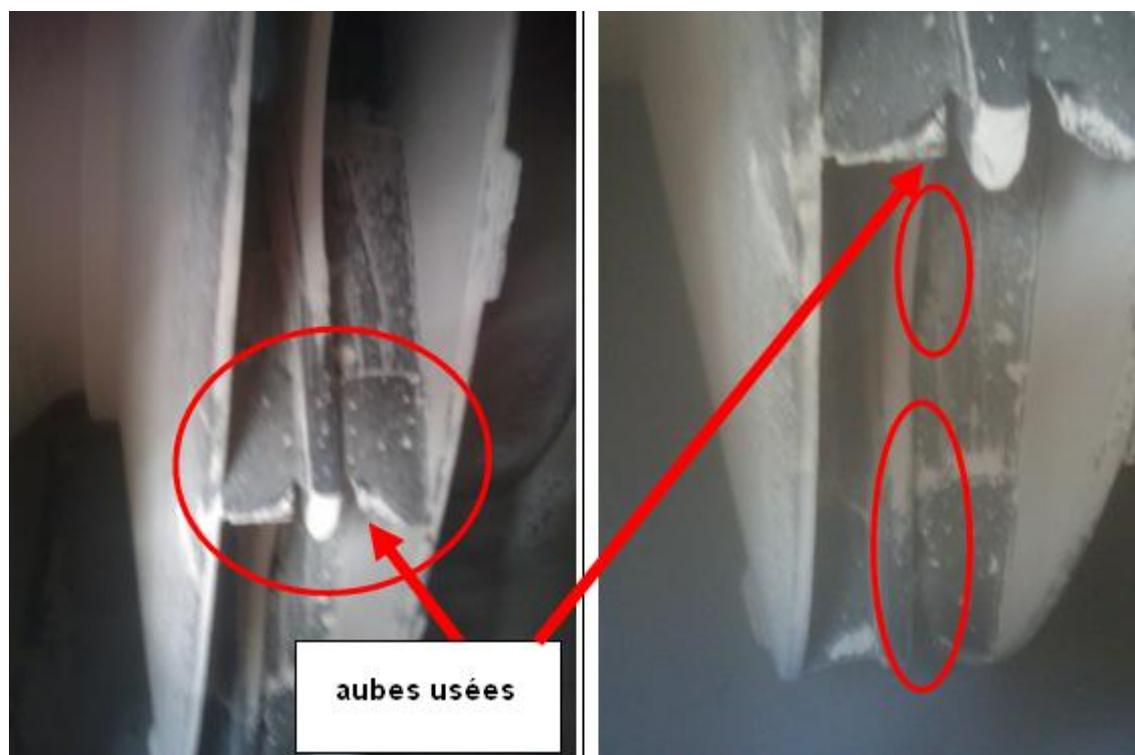


Fig. (IV.19) : Image de ventilateur avant la réparation.



Fig. (IV.20) : Réparation de ventilateur.

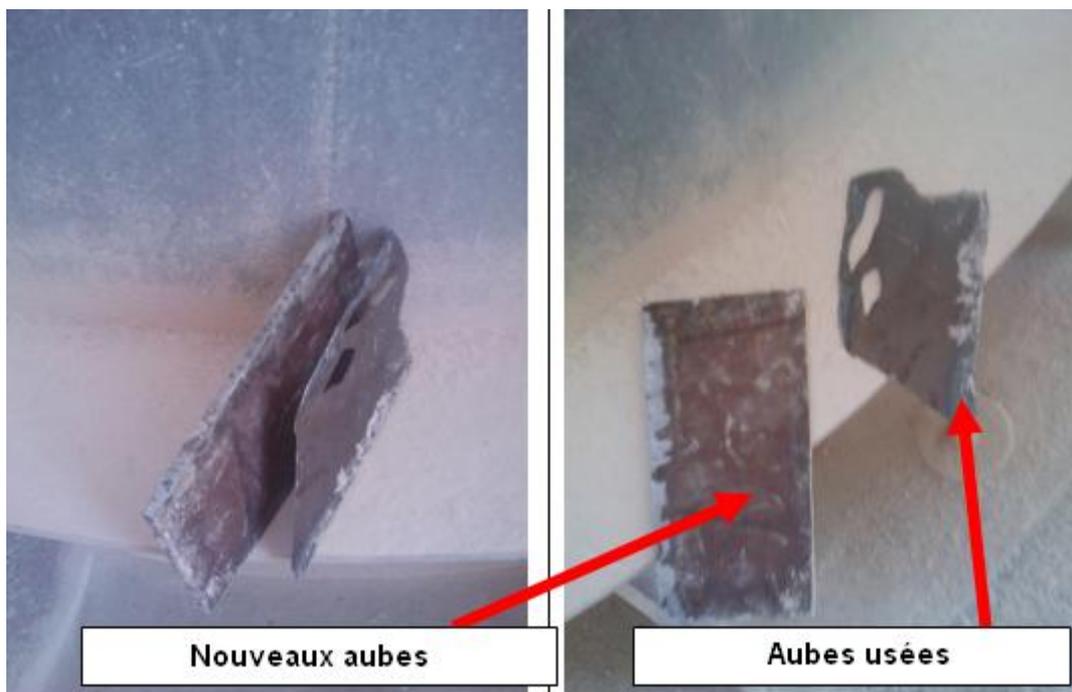


Fig. (IV.21) : Nouveaux aubes soudés

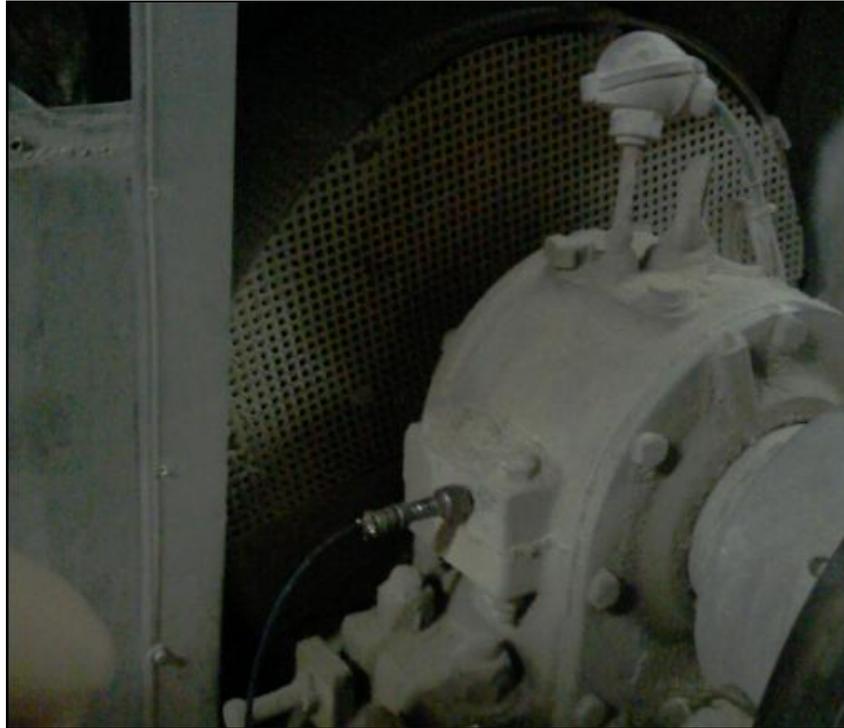


Fig. (IV.22) : façon de Présentation d'une mesure

Etape (2) :

Dans cette étape, il est nécessaire d'utiliser un matériel approprié :

Capteur photoélectrique pour identifier la phase raccordé avec un analyseur de mesure du vibration et la masse de correction.

On a procédé l'opération de correction de balourd selon la façon suivant :

- Nous avons marqué deux points de références, la première sur le ventilateur (Fig. (V.23)) et l'autre sur l'arbre (Fig. (V.24)) à même ligne pour identifier la phase par un capteur photoélectrique ou elles à pour objectif de fixée la masse.

La nouvelle valeur de vibration mesurée et de 5,1 RMS, cette valeur reste toujours insuffisante pour équilibrer le ventilateur.

- On fixe une autre masse sur une autre phase dans la position donnée par l'analyseur, la valeur de vibration et de 2,7 RMS et ainsi de suite ; la valeur de vibration diminuer jusqu'à 1,3 RMS.

Qui est une valeur suffisante ; le ventilateur est en équilibre.



Fig. (IV.23) : Identification de la référence sur le ventilateur.



Fig. (IV.24) : Identification de la référence sur l'arbre.

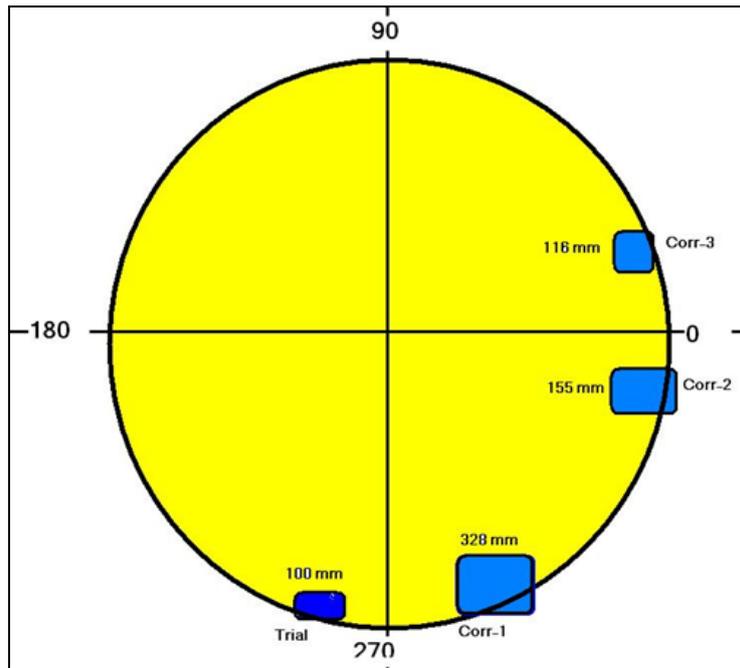


Fig. (IV.25) : Valeurs des masses de correction et leurs directions

Plan	Pt Mes	Initial Mag	Essai	Corr-1	Corr-2	Corr-3	% Réduction
1	IFH	7.0 mm/sec					
			5.1 mm/sec				
				2.7 mm/sec			
					1.9 mm/sec		
						1.3 mm/sec	81.4%

Tableau : Réduction de balourd

IV.11 Durées du travail :

Le schéma ci-dessous montre la durée de la maintenance d'équipement.

Première étape prend un temps d'environ quatre heures et la deuxième étape prend un temps d'environ trois heures et demi.

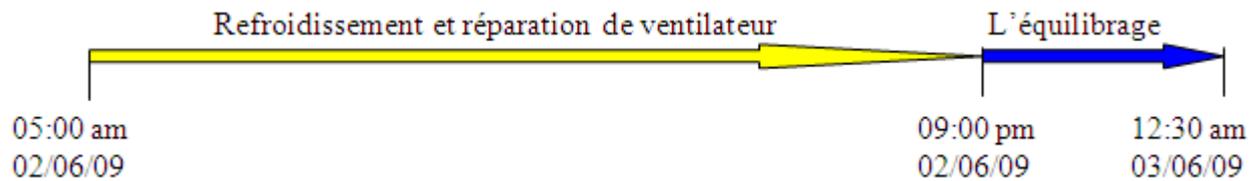


Fig. (IV.25) : Représentation de la durée de travail.

Conclusion

Pour que la maintenance prédictive soit efficace, il faut des mesures précises et fiables de l'état des machines.

L'analyse vibratoire est un moyen utilisé pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement.

Si l'augmentation de vibration de la machine permet de détecter un défaut, l'analyse des caractéristiques de vibration de la machine permet d'identifier la cause. On peut ensuite déduire avec précision du délai avant qu'il ne devienne critique.

Référence :

[1] : HATTOU CHNEIDER «Technique d'équilibrage», 2002.

[2] : Formation de BRUEL & KJAER VIBRO «Capteurs des vibrations», novembre 2002.