

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougarra Boumerdes

Faculté des Sciences de l'Ingénieur



Département Maintenance Industrielle



Mémoire de Master

FILIERE : Génie mécanique

OPTION : Mécatronique

Thème

*Analyse Vibratoire et Simulation Numérique du
Groupe Turboalternateur de la Centrale
Thermique de «Ras Djinat»*

Promoteur :

Dr: MECHAKRA hamza

Présenté par :

SALHI Riadh

Co-promoteur :

Mr: BOUHAROUNE mohamed

MMTR 15

Juin 2017

REMERCIEMENT

Je tien en premier lieu et avant tout à remercier, le bon **DIEU** le tout puissant, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce travail dans les bonnes conditions.

Avant d'entreprendre la rédaction de mon mémoire, je souhaite vivement remercier et exprimer ma gratitude à:

Mon promoteur **Dr MECHAKRA** à qui j'exprime ma profonde reconnaissance pour le temps précieux qui ma consacré, son suivi, ses nombreuses interventions qui ont permis l'aboutissement de ce travail.

Je tien également à remercier M^r MOUHAMED BOULAROUN et M^r MARZOUGUI ABDELNOOR à qui je suis très reconnaissant pour leurs remarques, leurs conseils et leurs disponibilités à m'écouter à tous moment.

Ainsi un spécial remerciement à M^r le doyen

Je tien également à exprimé ma gratitude envers tous les enseignants qui ont contribué à notre formation et à l'élaboration de ce présent travail.

Dédicace

Je dédié ce modeste travail à :

A ma chère mère

Mon cher père

Mes frères et sœurs

Toute la famille

Tous Mes Proches

A mes amis

A mon binôme hayet

A mon âme

Dont je leur souhaite tous le bonheur et la réussite

A tous ceux qui m'aiment et m'ont encouragé.

SALHI Riadh

Résumé

Résumé :

Abstract

SOMMAIRE

Introduction Générale	
Chapitre I : présentation de la centrale	
I. Présentation de la centrale de Cap-Djenat	1
1. Historique de la centrale	1
2. Role de la Centrale thermique	3
3. Principe de fonctionnement de la centrale thermique	3
A- Circuit liquide	3
B- Circuit vapeur	3
4. Les principaux organes de la centrale	3
A- Description du GTA	4
B- Description de la turbine à vapeur	4
1. Introduction	4
2. Turbine à vapeur de la centrale	4
3. Alternateur	8
A- Description de l'Alternateur	8
B- Principe de fonctionnement	9
1. Fonctionnement de la turbine à vapeur	9
2. Présentation du cycle thermodynamique	10
Chapitre II: Théorie des vibrations	
1. Vibration	11
2. Origine et caractère d'une vibration mécanique	11
3. Avantages et inconvénients des vibrations	12
4. Les différentes formes de vibrations	12
4.1. Vibration périodique simple	12
4.2. Vibration périodique complexe	13
4.3. Vibration aléatoire	13
4.4. Vibration transitoire	14
5. Les grandeurs de mesure d'une vibration mécanique	14
6. Composition des vibrations	15
6.1. Vibration fréquence harmonique de même fréquence et de même direction	15
6.2. Vibration fréquence harmonique de même direction mais de fréquences différentes	16
6.3. Vibration harmonique à directions perpendiculaires	16
A. Vibration ayant même fréquences	16
B. Vibration ayant de fréquences voisines	16
C. Vibration ayant de fréquences différentes	16
7. Abaque des vibrations	16
8. Etudes des caractéristiques vibratoires	17
A. Amplitude	17
1. Valeur maximale X_c	17

2. Valeur crête à crête	17
3. Valeur moyenne	17
4. Valeur efficace	17
B. Fréquence	18
C. Phase	18
9. Comportement dynamique des structures	18
A. Système à un degré de liberté	18
B. Système à deux degrés de libertés	18
C. Système à N degrés de libertés	18
10. Applications des vibrations	19
<u>Chapitre III: Techniques d'analyses vibratoires et diagnostics appliquées au GTA</u>	
1. Introduction	21
2. Diagnostic de l'état mécanique du GTA.....	21
2.1. Diagnostic en amont: traitement de signal	21
2.2. Par racine de moindre carrées.....	22
2.3. Le kurtosis	22
3. Technique d'analyse	22
A. Par la transformés de Fourier	23
1. Généralité sur le signal	23
1.1. Définition	23
1.2. Classification des signaux.....	23
1.3. signal periodique	24
1.4. Mathématique de bas.....	25
B. Série de Fourier	25
1. Théorème de Fourier en image complexe	26
2. Spectre de Fourier.....	26
3. Intégrale de Fourier	26
4. Transformée de Fourier	27
5. Transformée de Fourier Discrète TFD.....	27
6. Transformée de Fourier rapide FFT.....	27
7. cepstre	28
C. L'échantillonnage.....	28
1. Fenêtrage.....	28
1.A. fenêtre rectangulaire	29
1.B. Fenêtre de Tukey (Hanning)	29
2. Discrétisation	30
3. Numérisation	30
4. Théorème de Shannon	30
5. Impulsion de Dirac	31

5.1.Impulsion rectangulaire.....	31
5.2.Impulsion de Dirac	32
6. Analyse par détection d'enveloppe	32
6.1. Description de la méthode	32
7. conclusion.....	32
Chapitre IV: Notion et identification des défauts du GTA	
1. Problèmes spécifiques aux paliers lisses	33
1.1. Généralités	33
1.2. Usure du palier, jeu trop important	34
1.3. Tourbillon d'huile (Oil- Whirl)	35
1.4. Frottement de l'huile (Oil-Whip)	36
1.5. Défaut d'alignement des paliers	37
2. Défaut du frottement du rotor	40
3. Défauts spécifique aux turbines	41
3.1 Défauts lié à la fréquence de passage des aubes	41
3.2. Défaut lié aux phénomène de turbulence	42
5.Etude de cas.....	45
A. Capteurs utilisé dans ce cas	45
B. Modes de mesurage	45
5.1. Balourd	46
5.2. Balourd statique	46
5.3. Balourd couple	47
5.4. Balourd dynamique	47
I .introduction	48
II. normes des vibrations	49
6. les opérations et les résultats.....	51
6.1 .Interprétation 1.....	60
6.2. Interprétation2.....	68
3.3.Interprétation 3	75
III. conclusion	76
Chapitre V : model numérique du rotor hp	70
V.Introduction	70
V.1 Description du modèle.....	70
V.2.Condition initial.....	71
V.3 .Etude fréquentielle	71
V.3.1.Eléments finis	72
V.3.2.Résultats de la simulation.....	72
V.3.3.Présentation graphique	75
Conclusion	76

LISTE DES FIGURES

Chapitre I :

Fig (I.1) : le corps HP	5
Fig (I.2) : le corps MP	6
Fig (I.3) : le corps BP	7
Fig (I.4) : Le cycle thermodynamique	10

Chapitre II :

Fig (II.1): Représentation vectorielle d'une vibration	11
Fig (II.2) : Vibration périodique simple	12
Fig (II.3) : Vibration complexe.....	13
Fig (II.4) : Vibration aléatoire	14
Fig (II.5) : Vibration transitoire	14
Fig (II.6): Les grandeurs d'une vibration	15

Chapitre III :

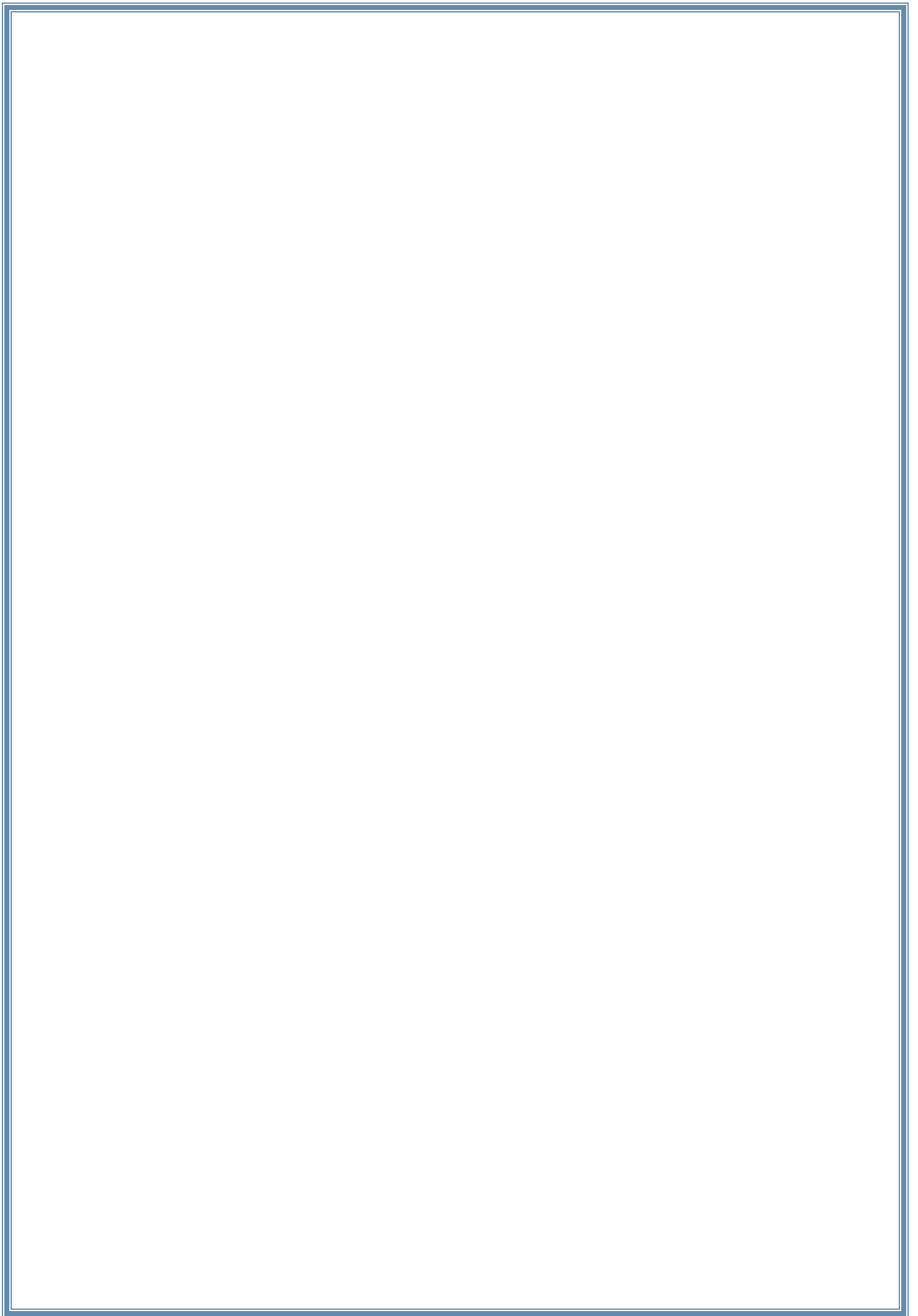
Fig(III.1): Classification des signaux	24
Fig(III.2): Grandeurs caractéristiques d'un signal apériodique	25
Fig(III.3): Spectre de Fourier	27
Fig(III.4): Echantillonnage temporel	29
Fig (III.5): Echantillonnage compact et discret	30
Fig(III.6): Impulsion rectangulaire	31
Fig(III.7): Impulsion de Dirac	31

Chapitre IV :

Fig (IV.4) : Image vibratoire d'une usure de palier.....	36
Fig (IV.5) : Image vibratoire d'un tourbillon d'huile	37
Fig (IV.6) : Fouettement d'huile.	38
Fig (IV.7) : Défaut d'alignement	39
Fig (IV.8) : Image vibratoire d'un défaut d'alignement.....	40
Fig (IV. 9) : Déformation de l'orbite en fonction de la force appliquée.....	40
Fig (IV.10) : Image vibratoire d'un défaut de frottement	41
Fig (IV.11) : Phénomène de frottement échauffement (rotor/partie fixe).	42
Fig (IV.12) : Image vibratoire du phénomène de turbulence	43
Fig (IV.13) : Défaut et image vibratoire du phénomène de cavitation.....	44
Fig (IV.14) : Spectre de vibration d'un palier	45
Fig (IV.15) : Image vibratoire d'un défaut de balourd	47

Chapitre v :

Fig(V.1.) : Model de rotor.....	70
Fig(V.2.) : Conditions initial	70
Fig(V.3.) :structure de rotor.....	71
Fig(V.4) :Le premier mode de déformation	71
Fig(V.5) :Le deuxième mode de déformation.....	72
Fig(V.6) :Le troisième mode de déformation.....	72
Fig(V.7) :Le quatrième mode de déformation.....	73
Fig(V.8) :Le cinquième mode de déformation.....	74
Fig(V.9.) :Le sixième mode de déformation	75
Fig(V.10.) :fréquence en fonction du mode.	75



Liste des symboles

EQ1	m : masse du solide	CHAP 2
	g : Accélération du centre de gravité	
	I: inertie du solide par rapport à (Δ) passant par G	
	Ω :vitesse de rotation par rapport à (Δ)	
EQ2	X_m : amplitude maximale de vibration	
	ω : Pulsation du mouvement qui vaut $\omega = 2 \pi f$ [rad/s]	
	Θ : La phase de la vibration.	
EQ8	$ X(t) $ Valeur absolue de $X(t)$.	
EQ9	X_m :Valeur maximale.On la note putoisRMS(Root Mean Square).	
EQ10	CPM : Cycles Per Minutes;	
	RPM: Rotation Par Minutes.	
EQ13	[M]: Matrice de masse;	
	[C]: Matrice d'amortissement visqueux dû aux paliers ;	
	[K]: Matrice de raideur ;	
	{ F(t)}: Vecteur des forces extérieures;	
EQ14	RMS: Root Mean Square.	CHAP3
	x: est le signal original du temps échantillonné;	
	N: est le nombre d'échantillon;	
	i :est l'index simple.	
EQ15	m: nombre entier (harmonique)	
EQ17	M: nombre d'éléments discrets.	
	T: Δt : longueur de l'échantillon .	
	q : un entier ; $0 \leq q \leq M - 1$.	
	Δf : finesse d'analyse.	

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie est définie comme étant une grandeur qui représente la capacité d'un système à produire du travail. Les formes sous lesquelles se manifestent cette grandeur est : l'énergie cinétique, calorifique, électrique,... etc.

Vu l'augmentation de la consommation de l'énergie électrique et pour assurer un développement économique, nous avons besoin de plus de cette énergie. Les centrales de production d'énergie dans le monde devraient donc doubler aux cours de prochaines années.

A cet effet, les entreprises de service maintenance concentrent leurs efforts sur la conception des équipements et développement des techniques de surveillance et de contrôle, des installations. Pour assurer notre croissance future, il faut mettre au point des solutions couvrant l'exploitation, la maintenance, la mise à niveau des performances, sans oublier la réduction des coûts et la conformité environnementale.

L'industrie en Algérie nécessite une énergie électrique croissante cela demande la réalisation de plusieurs centrales à savoir: nucléaire, hydraulique et thermique (gaz, ou vapeur).

La production de l'énergie électrique au niveau nationale est en totalité d'origine thermique utilisant comme combustible principal le gaz naturel et le gasoil combustible de secours.

Les centrales thermiques sont des sources importantes d'énergie électrique, qui fonctionnent avec des machines tournantes, de plus en plus performantes et complexes par exemple le groupe turboalternateur.

La maîtrise du comportement dynamique d'un rotor rigide, lorsque celui-ci opère près de ces fréquences de résonances, devient un problème majeur auquel les constructeurs sont confrontés.

Les phénomènes vibratoires jouent un rôle déterminant dans presque toutes les branches de la physique : mécanique, électrique, optique, ...etc. malgré leurs grandeurs diverses, ils peuvent être étudiés au moyen de même outil mathématique et ils sont régis dans le domaine linéaire.

Au cours des dernières décennies; le développement rapide des ordinateurs ainsi que les méthodes expérimentales ont permis des progrès importants de la mécanique vibratoire.

Maintenant, il est possible d'étudier des systèmes complexes soumis à des oscillations quelconques déterministes ou aléatoires.

INTRODUCTION GENERALE

Le suivi vibratoire nécessite la connaissance de traitement du signal, une discipline complémentaire de l'électronique, l'électricité et l'informatique qui lui donnent ses moyens.

Problématique

Les machines tournantes sont intégrées aux systèmes qui manipulent des énergies sur des supports variés.

La gestion des énergies doit satisfaire les besoins d'un processus organisé pour atteindre des objectifs bien définis: des transformations, des transports, des fabrications... Dans l'économie des systèmes et des processus, les machines tournantes interviennent de façon essentielle.

Les caractéristiques et les performances des ensembles automatiques qui règlent les valeurs des certains grandeurs sont fixées par des critères liés à la qualité exigée. Les quantités produites dans un intervalle de temps défini sont entre autres, essentiellement liées à la fiabilité des machines tournantes, c'est-à-dire au temps moyen (stratégique) pendant lequel les fonctions qui leurs sont assignées sont réalisées selon un programme et des performances préétablie. La fiabilité peut dépendre de nombreux termes. Les vibrations sont très souvent au fondement de cette fiabilité. Ainsi sont pleinement justifiés les systèmes associés aux machines tournantes, qui surveillent les vibrations.

La surveillance vibratoire doit s'inscrire dans une politique de la maintenance des machines tournantes. Elle doit lui fournir les éléments à partir desquels les arrêts peuvent être décidés pour les contrôles, éventuellement des aménagements.

Les éléments lui résultent de la surveillance sont essentiellement des amplitudes et des fréquences.

Le problème majeur posé peut se définir par les questions suivantes:

- Quels sont les signaux qui caractérisent au mieux les régimes vibratoires ?
- Quels sont les éléments qui doivent être dégagés des signaux ?
- Quels sont les systèmes de traitement qui doivent être utilisés ?
- Quelles sont les formes sous lesquelles doivent être traduits les éléments qui caractérisent les signaux ?
- Pour éviter les détériorations, voire des destructions, quelles sont les valeurs limite qui doivent être associées aux éléments dégagés des signaux ?

La réponse à ces questions exige en premier lieu une connaissance de la méthodologie des machines tournantes.

Cette connaissance doit être acquise par l'observation directe et par le questionnement des ensembles qui résultent des caractérisations mathématiques des machines tournantes. Ce que d'aucuns désignent par modélisations.

C'est en générale l'ordinateur qui fournit les réponses au questionnement introduit dans les progiciels eux-mêmes réalisateurs des algorithmes.

Observation par des systèmes de mesurage et de traitement, caractérisations, questionnements, par une mathématique et par des ordinateurs qui gèrent des progiciels, doivent être intimement associés par une cybernétique de l'instant et du passé pour d'heureuses perspectives.

La surveillance fournit des termes par une certaine optimisation de la conduite des machines tournantes, c'est-à-dire pour le respect des programmes d'exploitation dans une économie de risque.

Problématique

Les développements qui suivent contribuent à une connaissance des comportements normaux des machines tournantes et de ce fait participent aux caractérisations qui pourront être faites, des comportements anormaux.

Les vibrations du GTA peuvent être d'origine mécanique au électrique :

Mécanique : Elles ont pour origine :

- Une répartition irrégulière des masses tournantes due à l'anisotropie de la matière de conception et lors de fonctionnements ;
- L'instabilité des fluides de lubrification des paliers.

Electrique : Elles sont généralement dues au déséquilibre du champ magnétique dans ce cas il doit y avoir contact entre rotor et stator.

Dans le but de minimiser des défauts de GTA et avoir une durée de vie très longue avec un fonctionnement à un rendement optimum, nous avons intérêt de surveiller, contrôler et diagnostiquer les niveaux de vibration.

La surveillance est la première tâche de la maintenance prédictive par analyse vibratoire qui nous permet de surveiller les paramètres vibratoire à partir du niveau globale (tendance).

Le contrôle des niveaux vibratoires se fait dans le cadre de prédire les défauts.

Le diagnostic des défauts qui sont dus à l'effort vibratoire se fait par des méthodes d'analyses vibratoires.

Vue à l'importance économique du GTA, nous nous sommes fixés comme objectifs:

- De faire une analyse des paramètres vibratoires du GTA ;
- D'apporter une contribution à la meilleure analyse de ces paramètres.

CHAPITRE I

Présentation da la Centrale

I. Présentation de la centrale de ras djinat

1. Historique de la centrale

La Centrale thermique de Cap-Djinet est située au bord de mer, à l'este d'Alger, près de la ville de Boumardes. Elle est implantée sur une surface de 35 hectares. Le choix du site revient à:

- La possibilité d'extension;
- La proximité des consommateurs importants, situés notamment dans la zone industrielle Rouïba-Reghaia;
- Condition du sous sol favorable, ne nécessitant pas de fondation profonde

La mise en services des groupes s'est effectuée comme suite:

- Groupe 1, couplage sur réseau le 17/06/1986;
- Groupe 2, couplage sur réseau le 17/09/1986;
- Groupe 3, couplage sur réseau le 29/11/1986;
- Groupe 4, couplage sur réseau le 21/02/1987;

La centrale thermique de Cap Djinet se compose de 04 tranches de type thermique à vapeur d'une puissance nominale unitaire 176 MW à la borne de l'alternateur (BA).

la puissance totale installée est de 704 MW (BA), la puissance fournie au réseau est de 672 MW borne usine (BU) a la consommation totale des auxiliaires des 04 tranches et des auxiliaires communs est d'environ 32MW , et de trois groupe chaudières à pour rôle de transformer l'eau en vapeur sous haute pression pour alimenter le groupe turboalternateur (GTA) d'une capacité de vaporisation maximale de 523T/h sous une pression de service de 160bars à une température de vapeur de 540°C ,le débit nominale combustible par groupe est de 40 000 Nm³/h en marche avec gaz au fuel.

- La chambre de combustion formé par les tubes écrans (faisceaux vaporisateurs).
- ballon (réservoir) et (01) économiseur;
- (03) surchauffeurs et (02) resurchauffeurs;
- (03) désurchauffeurs par injection d'eau pour la régulation de la vapeur;
- (04) colonnes de descentes;
- (08) bruleurs de combustion mixte gaz/fuel;

- (02) ventilateurs de recyclage, ont pour rôle de recycler, en fonction de la charge, une partie des fumées issue de la combustion afin de régler la température à la sortie du resurchauffeur.
- (02) pré chauffeurs d'aire à vapeur, servent a l'augmentation de la température de l'aire de combustion avant le réchauffeur rotatif;
- Réchauffeur rotatif d'aire de combustion, servent à réchauffer l'aire de combustion par récupération de chaleurs des fumées;
- Les générateurs de vapeur sont de type pressuriser à circulation naturelle (circulation naturelle de l'eau et de la vapeur, l'eau qui arrive par gravité vers les tubes écrans, sera vaporisée sous l'effet de la combustion, et la vapeur produite, sera acheminer vert la partie supérieure du ballon chaudière par différence de densité avec l'eau).

Commende et contrôles

La centrale se caractérise par un degré élevé d'automatisme de centralisation des commandes.

On dénombre une quarantaine de chaine de régulation par groupe de production qui permettent un pilotage automatique du groupe.

Système de surveillance, d'alarme et d'analyse

Pour permettre une bonne conduite du groupe de production des paramètres d'exploitation (température, pression, niveau d'eau, vibration,), des différentes équipements de groupe, sont indiqués, enregistrer en permanence en salle de commande et signaler en cas de dépassement de seuil.

pour une analyse en cas d'incident un consigneur d'état est installé.

Il permet d'enregistrer les alarmes dans un ordre chronologique.

Salle de commande centralisée

Chaque paire de tranche est contrôlée et régler depuis une salle de commande. La salle de commande comprend pour chaque tranche:

- ❖ Deux pupitres de conduites;
- ❖ deux tableaux verticaux où sont rassemblés les organes de commande et les appareils d'enregistrement de la plus grande partie des paramètres;

- ❖ Un tableau synoptique schématisant les auxiliaires électriques.

2. Rôle de la centrale thermique

Le rôle d'une centrale thermique est de transformer l'énergie chimique continue dans un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et mécanique.

Cette transformation s'opère dans divers appareils en utilisant des propriétés physiques de l'eau sous ses diverses formes liquides et vapeur.

3. Principe de fonctionnement de la centrale thermique

Dans la centrale thermique l'eau peut être dans un état liquide comme il peut être dans un état vapeur, et ceci dépend de circuit traverser.

A. Circuit liquide

L'eau extraite du puits de condenseur passe par les trois réchauffeurs basses pressions (BP1), (BP2), (BP3) puis la bêche alimentaire. L'eau est pompée par les pompes alimentaires vers l'économiseur qui se trouve en fin de parcours de gaz de combustion et comme son rôle principale est le réchauffement de l'eau d'alimentation et puis il se conduit aux écrans vaporisateurs par les quartes de descentes. Après un temps d'échauffement, un mélange eau vapeur monte vers le ballon chaudière où se produit une séparation entre l'eau et la vapeur.

B. Circuit vapeur

La vapeur séparée dans le ballon chaudière est menée par les tubes ascendants. Elle parcourt le premier désurchauffeur avant d'aviver au dernier surchauffeur.

La vapeur surchauffée quitte la chaudière et elle est détendue dans le corps (HP) de la turbine. Après la détente elle est récupérée pour être désurchauffée qui servent à la stabilité de la température de sortie.

4. Les principaux organes de la centrale

-  Générateur de vapeur (chaudière);
-  Turbine à vapeur;
-  Condenseur;
-  Bêche alimentaire;
-  Pompe d'extraction;
-  Pompe d'alimentation;

-  Réchauffeur haute pression;
-  Réchauffeur basse pression;
-  Alternateur.

A. Description du GTA

Description de la turbine à vapeur

1. Introduction

La turbine à vapeur, comme toutes les turbomachines, sont des appareils à écoulement continu, qui prêtent, dans des conditions économiques, à la production de l'énergie électrique à partir de la vapeur.

Ces machines jouent un rôle important dans la production de l'énergie électrique à cause des avantages qu'elles présentent comparativement à l'autre mode de production d'énergie de même type.

2. Turbine à vapeur du central [17]

La turbine à vapeur de la centrale de Cap Djanet est une machine à une seule ligne d'arbre de type à condensation et à simple resurchauffe. Elle comporte six soutirages qui alimentent les surchauffeurs BP (Basse Pression), HP (haute Pression) et la bâche alimentaire et elle est composée de trois corps HP, MP (Moyenne Pression) et BP qui sont séparés. Les rotors de la turbine et de l'alternateur sont accouplés rigidement.

Ses caractéristiques sont

- Numéro de la machine: N°117327; -Longueur: 13.725m; -Largeur: 13m;
- Pression: 138.2 bars;
- Température vapeur: 535°C.
- Vitesse de rotation: 3000tr/mn;
- Fréquence: 50Hz;
- Pression de la vapeur d'échappement: 0.05 bars;
- Poids: 500 tonnes;

Aubages

Hormis l'étage de réglage, toute la turbine est du type à réaction. Les aubes mobiles des corps HP sont fraisées dans la masse avec un pied en forme de marteau et tenon. Les derniers étages de corps BP sont dotés d'aubes à profil gauche venues de matrice dont le pied en forme de sapin ou de marteau double est émanché dans les rainures correspondantes de l'arbre.

Les aubes directrices des corps HP et MP soumises à de fortes sollicitations sont fraisées dans la masse avec un pied en forme de marteau et un tenon comme les aubes mobiles.

Les autres aubes directrices ont un pied en forme de crochet et un tenon river. Les trois derniers étages du corps BP sont constitués par des couronnes d'aubes directrices en tôle .

Corps haut pression (HP)

Le corps HP de la turbine est une construction en tonneau. Ce dernier est équipé d'un étage de régularisation par groupe de tuyères. Quatre ensembles combine vannes d'arrêt/soupapes régulatrices sont associées à autant de groupe de tuyères qui sont disposés de coté du corps.

La vapeur conduite à la turbine par l'intermédiaire des tuyères parvient aux soupapes régulatrices après avoir traversé les vannes d'arrêt. A partir de ces soupapes la vapeur s'écoule dans l'enveloppe.

Des clapets anti-retour sont montés sur les tuyères de resurchauffe entre le corps HP et le resurchauffeur pour empêcher le reflux chaud du resurchauffeur vers le corps MP.



Figure 1.I: Le corps HP

Ses caractéristiques sont

- Corps: simple flux ;
- Débit vapeur: 232 t/h ;
- Pression vapeur: 138 bar;
- Température vapeur: 535°C ;
- Etage de réglage à action : 1 ;
- Etage de réaction: 23 .

Corps moyenne pression (MP)

Le corps MP est à double flux. L'enveloppe externe possède un plan de joint horizontal, elle porte l'enveloppe interne montée de façon à ne pas entraver les dilatations thermiques.

Les aubes directrices sont logées dans l'enveloppe interne et la vapeur resurchauffée pénètre au milieu de l'enveloppe interne par le bas et le haut. La présence de l'enveloppe interne limite les caractéristiques élevées de la vapeur à la zone d'admission de cette enveloppe, alors le joint horizontal de l'enveloppe n'est exposé qu'aux faibles pressions et à la température réduite de la vapeur à la sortie de l'enveloppe interne.

Ses caractéristiques sont

- Corps: double flux ;
- Nombre d'étages à réactions: 2×19 ;
- Pression à l'admission: 35.9 bar ;
- Température de la vapeur: 535°C ;
- Débit de vapeur: 467.7t/h.



Figure 2.1: Le corps MP

Corps basse pression (BP)

Le corps BP est à double flux, il est composé de trois enveloppes. Ces enveloppes sont des constructions soudées rigides à plan de joint horizontales.

L'enveloppe interne qui porte les premiers étages de directrices est suspendue dans l'enveloppe intermédiaire de façon à pouvoir se dilater librement.

L'enveloppe intermédiaire indépendante de l'enveloppe externe repose sur des longerons latéraux.



Figure 3.I: Le corps BP

Ses caractéristiques sont

- Corps: double flux ;
- Nombre d'étages: 2*8 étages ;
- Pression à l'admission: 5.5 bar ;
- Température de la vapeur: 282°C ;
- Débit de vapeur: 406 t/h ;
- Hauteur d'ailette: 676.3 mm.

B.2 Alternateur

1. Description de l'alternateur

Il transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique.

Il est refroidi par l'hydrogène en circuit fermé qui présente des avantages par rapport à l'air.

Parmi ces avantages : la faible densité et une grande conductibilité thermique ce qui permet de déduire les pertes de chaleur lors de la ventilation, ainsi que la chaleur dégagée par l'alternateur est récupérée par l'eau d'alimentation.

L'alternateur se compose essentiellement de deux organes, l'inducteur alimenté par du courant continu basse tension, et l'induit où se développe la force électromotrice alternative [18].

L'inducteur

C'est la partie mobile de la machine, d'où le nom rotor est souvent donné. Son corps est tiré d'une seule pièce forgée en acier à haute perméabilité magnétique. Environ 2/3 de sa circonférence est occupée par l'enroulement de l'excitation.

Les bobines concentrées de l'enroulement sont ainsi disposées de façon obtenir une distribution du champ magnétique à l'entrefer presque sinusoïdale. L'isolation contre masse des conducteurs est réalisée par du papier aramide.

L'induit

Appelé couramment le stator, est formé de tôles isolées et empilées les unes sur les autres, de sorte à constituer un cylindre, dans lequel tourne l'inducteur. Sur la surface interne de ce cylindre sont disposés les conducteurs où prend naissance la force électromotrice (f.e.m) générée.

La carcasse, le noyau magnétique et l'enroulement représentent les principaux éléments de l'induit

- **Carcasse**

Dimensionnée, avec des passages gaz de réfrigération, pour résister à la pression qu'ils exercent d'une part et d'autre part pour maintenir le poids des parties internes.

- **Noyau magnétique**

Conçu à base de tôle en acier doux collées et isolées entre elles, afin de minimiser les courants de Foucault et les pertes par hystérésis.

- **Enroulement**

Il est de type triphasé imbriqué, constitué de conducteurs élémentaires en cuivre, dont l'isolation principale est en papier de mica. A chaque encoche creusée dans le noyau sont logées deux barres dans le but d'attendre un écoulement comportant plus de conducteurs par pôles et par phase.

Caractéristiques techniques de l'alternateur

- Température nominale: 15.5KV ;
- La longueur: 7.340m ;
- $\cos \phi = 0.8$;
- Excitation: à diodes tournantes ;
- Poids du stator complet: 198 tonnes ;

B. Principe de fonctionnement

1. Fonctionnement de la turbine à vapeur

L'énergie peut se manifester sous diverses formes: mécanique, thermique, chimique, électrique.

L'énergie calorifique est caractérisée par l'enthalpie, qui englobe à la fois l'énergie de pression et de chaleur emmagasinées dans le fluide, et si en créant une différence de pression et de température ; on obtient une différence d'enthalpie.

Le rôle de la turbine à vapeur est de convertir cette chute d'enthalpie à un travail mécanique à moindre perte. En pratique, on dispose de la turbine à vapeur entre deux sources de chaleurs, source froide et source chaude.

A l'intérieure de la turbine à vapeur, la vapeur se détend d'abord dans les turbines; sa vitesse est ainsi considérablement augmentée, elle aborde ensuite les rangées d'ailettes motrices.

Le profil de ces ailettes est courbé, et les forces agissant sur les deux faces opposées de chaque ailette (intrados, extrados) sont inégales.

La force qui agit sur l'intrados est supérieure à celle qui agit sur l'extrados et cette différence provoque la rotation du rotor de la turbine

2. Présentation de cycle thermodynamique

Dans une centrale thermique, la même quantité d'eau se trouve successivement vaporisée, condensée après travail dans les turbines, puis retourne à la chaudière pour y être à nouveau vaporisée, elle décrit donc un cycle fermé.

Le cycle est défini lorsqu'on connaît les caractéristiques de l'eau et de la vapeur en tous ses points : pression, température, densité,...

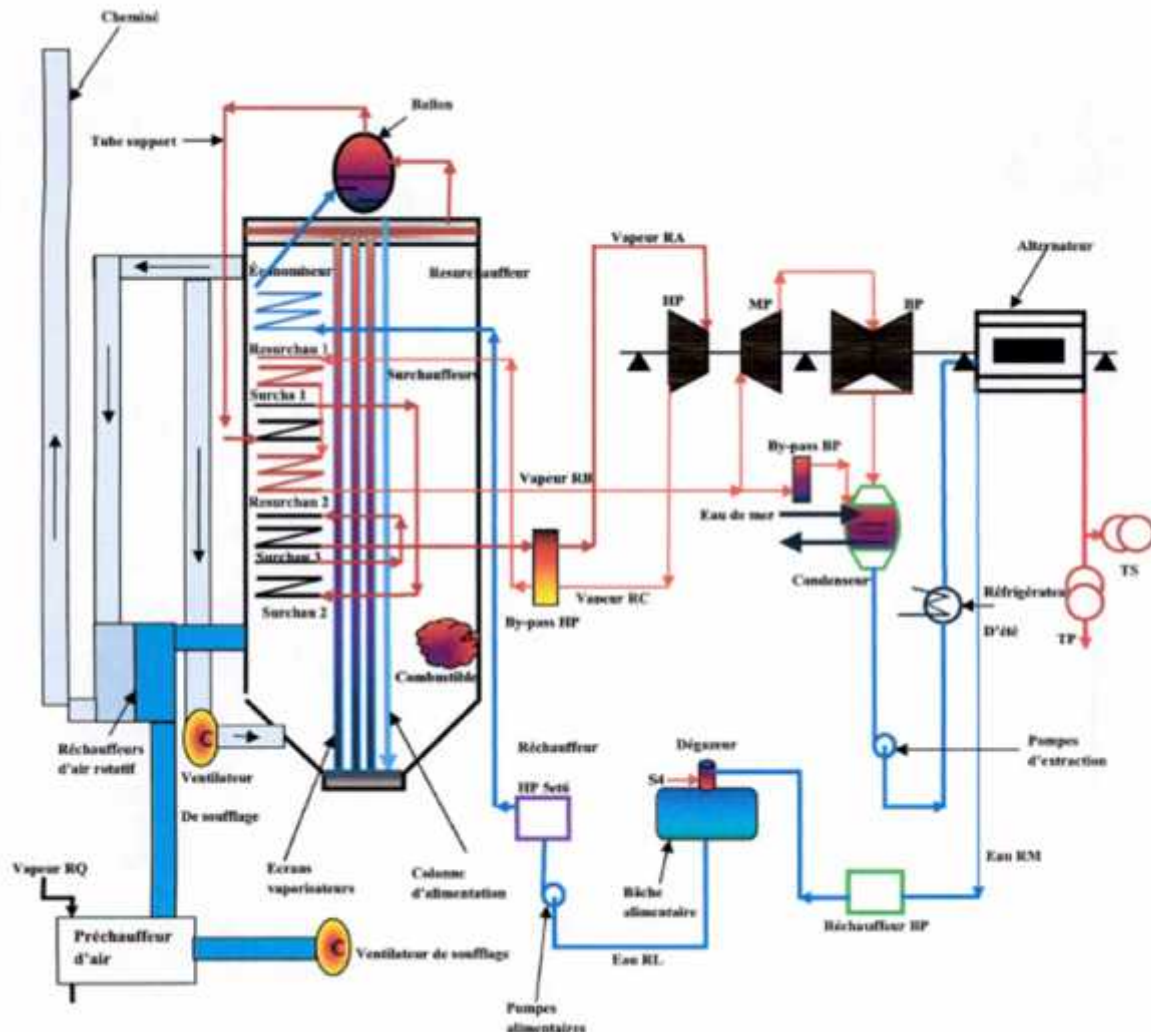


Figure 4.I: Le cycle thermodynamique

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté la centrale thermique de production d'électricité de Ras djinat et ces organes principaux afin de connaître son principe de fonctionnement et les composants du groupe turbo alternateur.

CHAPITRE II

Théorie des vibrations

1. Vibration [6]

On appelle une vibration, la variation cylindrique d'une grandeur physique autour de sa valeur moyenne. Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va et vient, autour d'une position d'équilibre (de repos).

Les vibrations sont la manifestation la plus évidente de l'apparition de contraintes sur une machine tournante. C'est la réponse de la structure à l'excitation des forces internes et externes. "vibrations = force * mobilités"

Une vibration peut être considérée comme le mouvement d'un point ou d'un corps par rapport à sa position de référence, souvent prise comme position du point au repos.

L'organisation internationale de NORMALISATION (ISO) a édité en Août 1990 une révision de la norme ISO 2041 (vibrations et chocs). La vibration y est définie comme suit : «variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique; lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou d'éréférence

2. Origine et caractère d'une vibration mécanique [2]

Soit un système mécanique M constitué d'éléments en mouvements relatifs les uns par rapport aux autres. Les mouvements des éléments sont précisés en utilisant une base chronométrique et sont définis par rapport à un référentiel supposé non accéléré

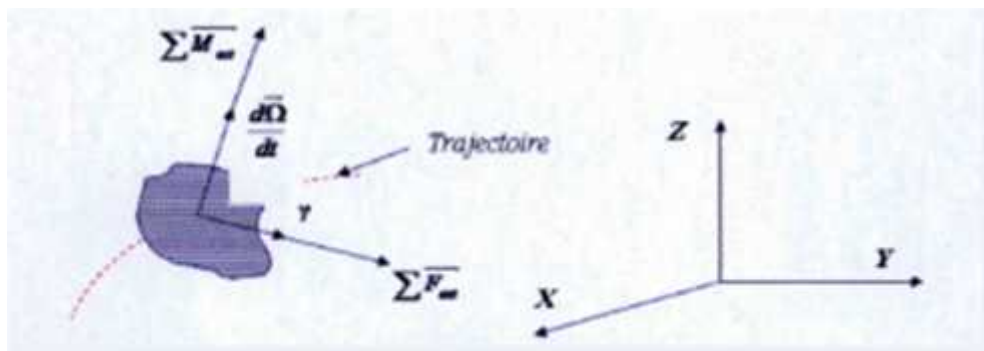


Figure 1.II: Représentation vectorielle d'une vibration

Jean Le Rond D'Alembert publie en 1743 un traité de dynamique. Il dégage le principe suivant:

« Les forces d'inerties sont égales et opposées aux forces qui produisent l'accélération ». Cette égalité conduite à:

$$m\vec{Y} = \sum \vec{F}_e \quad \text{et} \quad I \frac{d\vec{\Omega}}{dt} = \sum \vec{M}_e \quad \text{Eq01}$$

Les forces ou actions extérieures imposées au système mécanique M proviennent d'autres ensembles, en contact direct avec Mn, ou non (force électromagnétique) . Ces forces sont à l'origine des vibrations.

Remarque: la rotation du rotor d'une machine tournante engendre des accélérations qui sont appliquées aux masses et provoquent des forces d'inertie. Donc la rotation peut être une cause de vibration

3. Avantages et Inconvénients des vibrations

- **Inconvénients**

- Provoquent la fatigue des matériaux qui peut conduire à leur destruction prématurée;
- Les vibrations d'un élément de machine par rapport à un autre peuvent provoquer leur contact;
- Les vibrations excitent par voie mécanique et par voie aérienne les corps vivants, ceux des hommes, leurs systèmes nerveux.

- **Avantages**

- Apprécier l'état mécanique d'un système (surveillance et diagnostic);
- Transmission des flux d'information

4. Les différentes formes de vibrations [6]

Il existe plusieurs sortes de vibrations :

4.1.vibration périodique simple

C'est un mouvement oscillatoire qui se répète de la même façon à des intervalles de temps régulier que l'on appelle *période*.

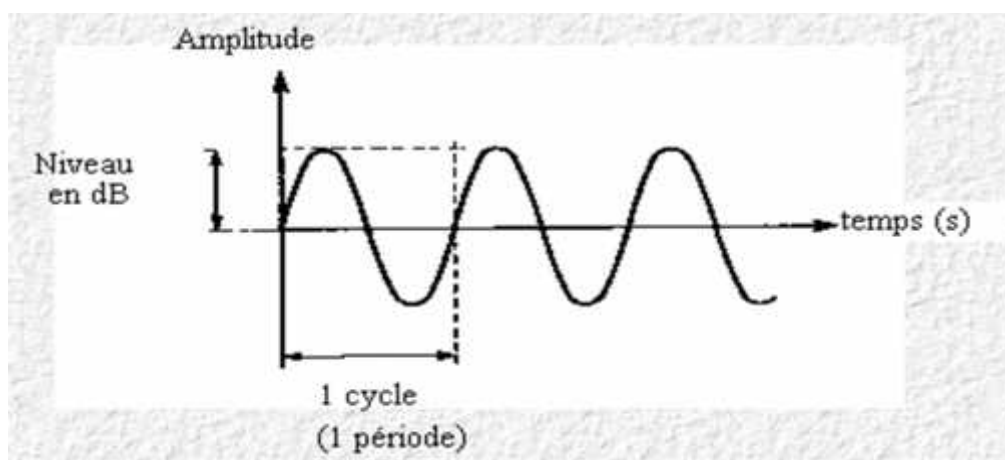


Figure 2.II: Vibration périodique simple

On le qualifie de phénomène déterministe. Ce mouvement peut être décrit par l'équation mathématique suivante :

$$X(t) = X_m \sin(\omega t + \theta) \quad \text{Eq02}$$

On peut aussi écrire :

$$X(t) = X(t + T)$$

Avec T : la période de vibration (seconde).

L'inverse de la période est appelé fréquence f d'une vibration et qui s'exprime en hertz [Hz]

X_m , θ sont des constantes, elles sont déterminées par les conditions initiales.

4.2. Vibration périodique complexe

C'est la superposition de deux ou plusieurs vibrations périodiques simples. On peut écrire :

$$X(t) = X_1(t) + X_2(t) + \dots + X_n(t) \quad \text{Eq03}$$

Avec $X_n(t) = X_n \sin(\omega t + \theta)$

La vibration est périodique. C'est la combinaison de deux ondes sinusoïdales $X_1(t)$ et $X_2(t)$ de fréquences f et $2f$.

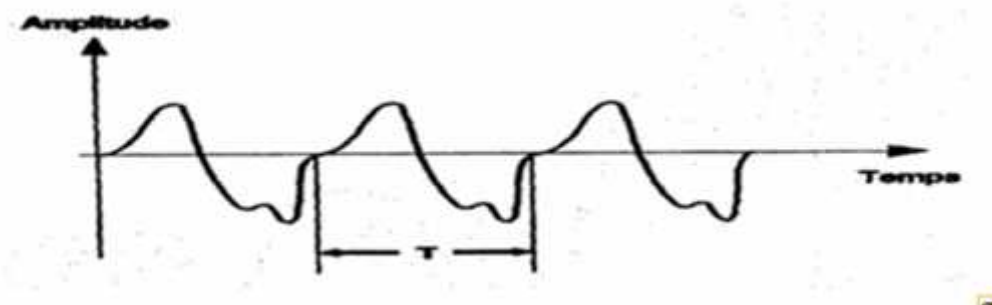


Figure 3.II: Vibration complexe

4.3. vibration aléatoire

C'est une vibration continue pour laquelle il est impossible de déterminer une période de répétition. On la qualifie de phénomène non déterministe. Cette vibration ne peut être représentée par une fonction mathématique exacte, d'où l'utilisation des lois de probabilité pour la caractériser. Son spectre de fréquence est continu.

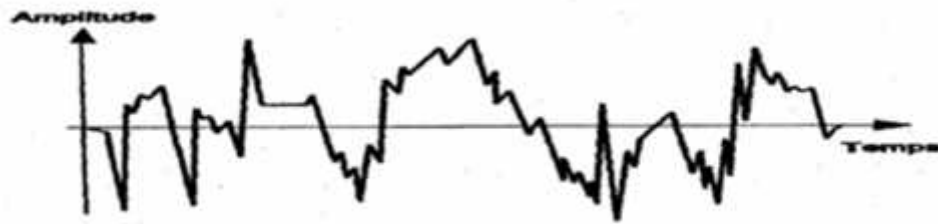


Figure 4.II: Vibration aléatoire

4.4.vibration transitoire

Une vibration transitoire est une vibration non continue observable pendant un bref instant. Ce type de vibration apparaît lors d'un choc.



Figure 5.II: Vibration transitoire

5. Les grandeurs de mesure d'une vibration mécanique

Dans le domaine des vibrations mécaniques, on mesure en général trois grandeurs.

Le déplacement vibratoire

Il s'agit de la distance du point de mesure par rapport à son point de repos. La dimension de cette grandeur est L . L'unité de mesure est le mètre (m).

$$X(t) = X_m \sin(\omega t + \theta) \quad \text{Eq04}$$

La vitesse vibratoire

C'est la variation du déplacement qu'a subi le point considéré sur un intervalle de temps.

Sa dimension est une longueur divisée par le temps (L/T).

Elle s'exprime en (m/s).

$$V(t) = \frac{dX(t)}{dt} = X_m \omega \cos(\omega t + \theta)$$

L'accélération

Elle caractérise le mouvement par les variation de la vitesse en fonction du temps .

Sa dimension est une longueur divisée par le temps élevé au carré: $\frac{L}{T^2}$

Elle s'exprime en (m / s²)

$$V(t) = \frac{d}{dt}(x(t)) = \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = -X_m \omega^2 \sin(\omega t + \theta) \quad \text{Eq05}$$

Le passage d'une grandeur à une autre s'obtient soit par intégration soit par dérivation.

Dans le cas des vibrations périodiques purement sinusoïdales, la vitesse est déphasée de 90° du déplacement. L'accélération est déphasée du déplacement de 180°.

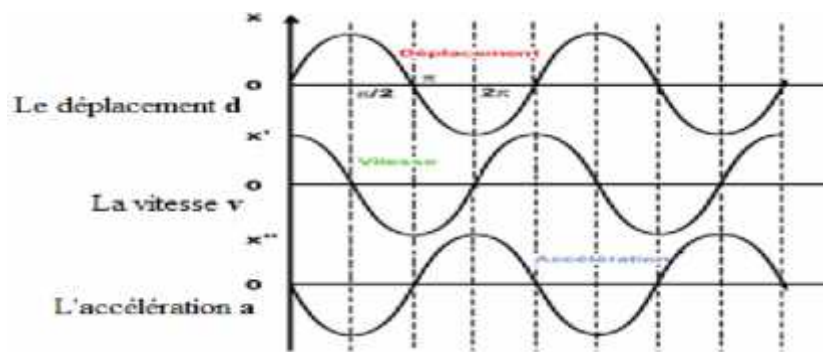


Figure 6.II: Les grandeurs d'une vibration

6. Composition des vibrations [21]

Les grandeurs périodiques rencontrées dans la pratique sont rarement pures, notamment dans la technique de mesure des vibrations, où l'on rencontre des mouvements complexes composés de plusieurs vibrations harmoniques.

Nous allons examiner différents cas de composition de deux vibrations harmoniques.

6.1. Vibrations fréquence harmoniques de même et de même direction

Soit deux vibrations harmoniques de même fréquence, mais de phases et amplitudes

$$\text{Différentes:} \quad \begin{cases} x_1 = a_1 \sin(\omega t + \varphi_1) \\ x_2 = a_2 \sin(\omega t + \varphi_2) \end{cases}$$

La vibration harmonique résultante sera de la forme :

$$X = x_1 + x_2 = a \sin(\omega t + \varphi). \quad \text{Eq06}$$

La composition des mouvements, c'est-à-dire la détermination de l'amplitude du déplacement 'a' et de phase ' φ ' peut se faire par voie algébrique:

$$a = \sqrt{[a_1^2 + a_2^2 + 2a_1a_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1)]} \quad \text{Eq07}$$

Et

$$t_l = \frac{a_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2}{a_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2}$$

6.2. vibrations harmoniques de même direction, mais de fréquences différentes:

C'est le cas le plus couramment rencontré, soit : $\begin{cases} x_1 = a_1 \sin(\omega + \varphi_1) \\ x_2 = a_2 \sin(\omega + \varphi_2) \end{cases}$

il ressort que la vibration résultante n'est plus harmonique puisque son amplitude est fonction du temps.

$$a = [a_1^2 + a_2^2 + 2a_1a_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1)]^{1/2}$$

6.3. vibrations harmoniques à directions perpendiculaires

Soit à composer deux vibrations harmoniques dans deux directions perpendiculaires d'une même plane, suivant les rapports entre fréquences, plusieurs cas peuvent se présenter:

A. vibration ayant même fréquence

$$\begin{cases} x = a \sin \omega t \\ y = b \sin(\omega + \varphi) \end{cases}$$

Suivant la valeur de " φ " et du rapport " a/b " la trajectoire de vibration résultante est soit une droite, soit un cercle ou une ellipse.

B. vibration ayant des fréquences voisines

$$\begin{cases} x = a \sin \omega t \\ y = b \sin[(\omega + \Delta\omega)t + \varphi] \end{cases}$$

C. vibration ayant des fréquences différentes

$$\begin{cases} x = a \sin \omega_1 t \\ y = b \sin(\omega_2 t + \varphi) \end{cases}$$

Suivant le rapport des amplitudes des déplacements, des fréquences de la phase ' φ '.

7. Abaque des vibrations

Les quatre grandeurs qui définissent une vibration:

- Amplitude crête à crête, ou course du mouvement ' $2a$ '.
- Amplitude maximale de la vitesse ' v ';
- Amplitude maximale de l'accélération ' γ ';
- Fréquence ' f '.

Elles ne sont pas indépendantes mes liées par les équations de mouvements. Pour une vibration sinusoïdale pure, ces équations sont:

$$v = a. \omega = 2. a. \pi. f$$

Et
$$\gamma = a. \omega^2 = 2. a. 2\pi^2. f^2$$

8. Etude des caractéristiques vibratoires [9]

Une vibration est caractérisée par les paramètres suivants:

- Amplitude.
- Fréquence.
- Phase.

A. Amplitude

C'est le déplacement maximale que subit le corps en mouvement. Elle peut être définie par l'une des valeurs suivantes:

1. Valeur maximale X_c

C'est la valeur instantanée définie par la plus grande valeur positive atteinte. Elle est appelée aussi valeur Crête (X_c).

2. Valeur Crête à Crête

C'est la grandeur d'un extrême positif à un extrême négatif d'un mouvement. Dans le cas ou le signal est symétrique, cette valeur sera égale à deux fois la valeur maximale (X_{cc}).

3. Valeur moyenne

C'est la valeur constante qui correspond à la moyenne du signal sur une période T .

$$X_m = \frac{1}{T} \int_0^T |X(t)| dt \quad \text{Eq08}$$

AVEC

X_{moy} est inférieur à la valeur crête.

4. Valeur efficace

Cette valeur constante sera souvent utilisée car il existe une relation directe entre l'énergie contenue dans le signal (X_{eff}).

$$X_e = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [X(t)]^2 dt} \quad \text{Eq09}$$

Pour un vibration purement sinusoïdale : $X_e = \frac{X_m}{\sqrt{2}}$.

B. Fréquence

Elle représente le nombre d'oscillations ou de cycles par seconde. C'est aussi l'inverse de la période. Elle s'exprime en Hertz.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{6} \quad \text{Eq10}$$

C. Phase

Elle permet de déterminer la position d'un corps à un instant donné.

9. Comportement dynamique des structures [22]

Le nombre de degré de liberté d'un système mécanique est égale au nombre minimal de paramètres indépendants qui sont nécessaire pour définir complètement et à tout instant les coordonnées de tous les points du système.

D'un façon plus générale, le nombre de degré de liberté d'un solide en mouvement peut varier de 1 à 6.

Trois déplacements X, Y, Z et trois rotations θ, ϕ, φ autour de ces mêmes axes.

A. système à un degré de liberté

C'est un système mécanique n'exigeant qu'une seule coordonnées pour définir complètement son état à un instant donné quelconque.

L'équation du mouvement est $m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t)$ Eq11

$x(t)$: est le déplacement de m à partir de position d'équilibre, déterminée par l'action de la pesanteur.

$f(t)$: La force extérieure agissant sur la masse M.

B. système à deux degrés de libertés

Ces systèmes d'équation différentielle à coefficients constants, qui se présente sous une forme

$$\text{matricielle suivante : } \underbrace{\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}}_{\text{matrice [M]}} \underbrace{\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix}}_{\text{matrice[K]}} + \underbrace{\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_1 & k_2 \end{bmatrix}}_{\text{matrice[K]}} \underbrace{\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}}_{\text{matrice[K]}} = \underbrace{\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}_{\text{matrice[K]}} \quad \text{Eq12}$$

C. Système à N degrés de libertés

La généralisation à un système à N (>2) degrés de liberté peut être abordée pour étudier des structures proches de la réalité et accéder ainsi aux N fréquences et modes propres, les calculs

se font à l'aide d'un ordinateur et d'un outil de traitement numérique.

Cette mise en équation peut s'effectuer à partir des théorèmes généraux ou des équations de Lagrange.

Après la mise en équation, on choisit une présentation matricielle qui se présente sous la forme

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad \text{Eq13}$$

Tels que:

$\{x(t)\}, \{\dot{x}(t)\}, \{\ddot{x}(t)\}$: Angle, vitesse, accélération angulaire: fonctions du temps.

10. Application des vibrations [21]

Les vibrations sont mesurées à des fins très diverses. En général, toute vibration non contrôlée est un phénomène indésirable qui augmente le bruit ou cause des défaillances mécaniques prématurées.

- **Analyse structurale**

Il s'agit d'une méthode expérimentale performante se basant sur les mesures des vibrations pour déterminer le comportement dynamique d'une structure, allant des petites pales

de turbine aux grands ponts. En utilisant un capteur de force et un accéléromètre, le signal d'excitation et la réponse vibratoire de la structure sont mesurés simultanément à l'aide d'un analyseur bi canal ou multivoie.

- **Teste de libration**

Pour valider la tenue réelle d'un produit à l'environnement et donc sa conception, le test de vibration est pratiqué en soumettant une structure à des hauts niveaux vibratoires avec un excitateur vibratoire. Le niveau de vibration est maintenu constant dans des gammes de fréquence définies. Les informations sur la réponse fréquentielle de la structure.

- **Surveillance de l'état des machines et diagnostic des défauts**

Dans sa forme la plus simple, une mesure du niveau global de vibration d'une machine est utilisée afin de signaler tout problème imminent. En effet, les forces internes d'une machine se caractérisent par des niveaux plus ou moins importants suivant son état 'déséquilibre' par exemple. Cependant, de plus amples informations sont souvent requises pour une détection fiable et précoce d'un grand nombre de défauts : signatures fréquentielles de base et avancées ; cette technique (décrite plus loin) consiste en la mesure du spectre

fréquentiel caractéristique des vibrations d'une machine en bon état, et de la surveillance de tout changement concernant] les composantes spectrales. De tels changements sont le reflet d'une modification tant des éléments tournants que de la structure, et permettant le diagnostic de défauts.

Conclusion

Les vibrations des machines sont une image de leurs efforts internes. Elles permettent donc de surveiller leur état mécanique, et en cas de défaut d'effectuer un diagnostic c'est pour cela on a introduit ce chapitre dans lequel on a cité leurs différents formes, leurs modes de détection et leurs grandeurs de mesures

CHAPITRE III

Techniques d'analyses vibratoires et diagnostics appliquées au GTA

1. Introduction

La technique d'analyse et de diagnostic de défaut des machines tournantes connaissant un intérêt sans cesse croissant et un essor très important. On peut évoquer deux raisons:

- o Les besoins industriels liés au contexte très concurrentiel qui exige une diminution des coûts de fabrication, une disponibilité accrue de l'outil de production, la maîtrise de la qualité de fabrication, le respect des normes.
- o Le développement des moyens électroniques, informatiques, qui facilitent l'utilisation de l'implantation des méthodes plus complexes mais plus performantes.

La surveillance des machines tournantes permet :

- o La détection du diagnostic des défauts en fonctionnement pour éviter les dégradations importantes.
- o Le diagnostic des défauts de fabrication lors du contrôle de qualité en production.
- o L'analyse fine d'un comportement des machines (vibratoire et acoustique) en vue d'agir sur leur conception (recalage de modèles, réduction du bruit et des vibrations)

Les méthodes d'analyses et de diagnostics utilisent essentiellement l'analyse vibratoire grâce à sa facilité de mise en œuvre et sa capacité à "expliquer" les phénomènes dynamiques.

2. Diagnostic de l'état mécanique du GTA [8]

L'information utile au diagnostic doit être contenue dans le signal d'origine. Elle doit en outre être reconnaissable, le premier élément de la chaîne est le capteur.

Son choix (type, localisation) est l'un des éléments déterminants de la qualité du diagnostic.

2.1. Diagnostic en amont : traitement de signal

A ce stade il faut conserver toute information utile, mais rien qu'elle. Le signal est traité par:

- Analyse synchrone pour les phénomènes liés à la rotation;
- Analyse spectrales pour les phénomènes organisés (instabilités, résonances);
- Analyse statistiques pour les phénomènes aléatoires (valeurs moyennes, efficace, crêtes);
- Analyse de la réponse en fréquence (vitesse critique, fissure) cette analyse peut être faite pendant leur ralentissement ou en fonctionnement.

2.2.Diagnostic en aval : traitement de l'information

Tableau 1 : traitement de l'information diagnostic

	Exemple
Quoi	Vibration, température, alarme comportement anormal
Où	Localisation: forme, direction
Quand	Evénement, régime de fonctionnement ralentissement
Comme	Spectre, $f(t)$ évolution fréquence propre
Pourquoi	Corrélation, historique, technologie

La vibration ne sont que l'un des éléments dont on dispose pour attribuer des symptômes à une classe des défauts, mais ne permet pas à elle seule de faire un diagnostic.

Pour préciser la nature de défaut nous allons préparer un questionnaire sur le phénomène observé. Ce questionnaire se résume en cinq lettres **QOQCP** (**Q**uoi, **O**ù, **Q**uand, **C**omment , **P**ourquoi.)

2.3.Par racine de moindre carrées [2]

La méthode de racines des moindres carrées (*RMS*)est définie comme la racine carrée de la moyenne de somme des places des échantillons du signal

$$: Rl = \sqrt{\frac{1}{N} [\sum_{i=1}^N (x_i)^2]}$$
Eq14

2.4.Le Kurtosis [2]

Le Kurtosis, est le quatrième moment normalisé d'un signal donné $x(t)$, et fournit une mesure du signal, c'est-à-dire le nombre et l'amplitude de crête s'actuelle dans le signal. Le Kurtosis est donné par la relation suivante:

$$K = \frac{N \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{[\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2]^2}$$
Eq15

Le moment d'ordre quatre est normalisé par la racine de la variance. Un signal consistant exclusivement en bruit gaussien aura un Kurtosis approximativement de 3.

3. Technique d'analyse

A. Par la transformée de Fourier [15]

Quelque soit le soin apporté à la fabrication des machines, les vibrations ressent un phénomène inévitable.

Une mesure globale d'une vibration permet de juger si le niveau de ces vibrations est acceptable.

Dans le cas contraire, une analyse en fréquence s'impose en définissant la raison des vibrations, et en trouvant le phénomène excitateur.

1. Généralités sur le signal

1.1. Définition

Le signal est, par définition, la traduction physique de l'évolution d'un phénomène en vue de son analyse au sens restreint, variations soumises à l'analyse d'une grandeur physique en fonction d'une variable d'évolution.

Le bruit est la composante d'un signal ayant le caractère de parasite pour une analyse déterminée de ce signal.

1.31 Classification des signaux [23]

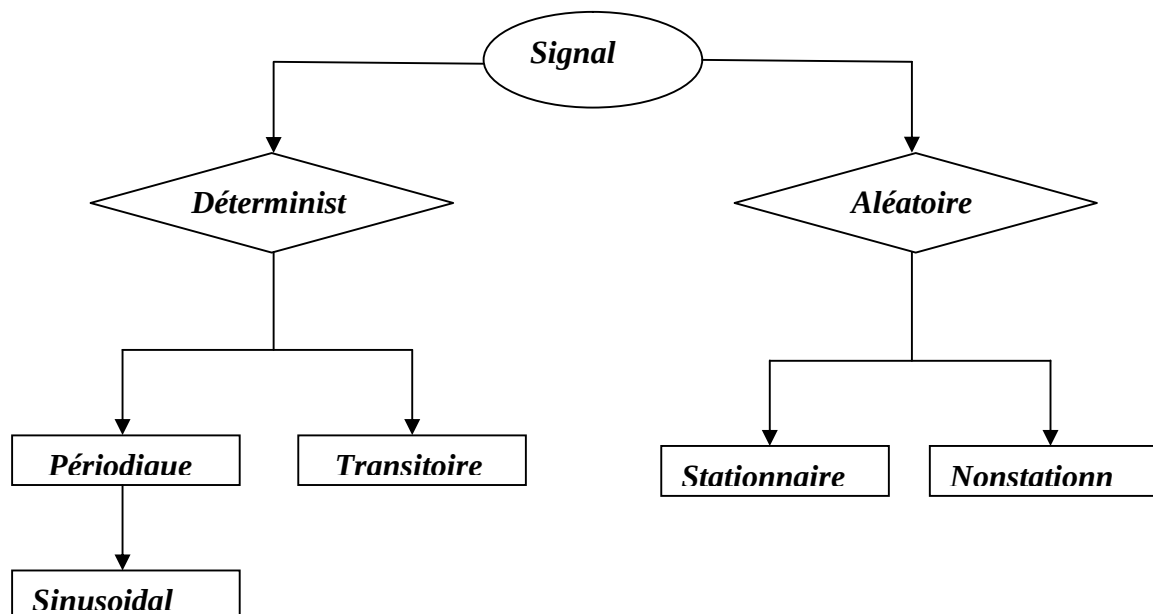


Figure 1.III.: Classification des signaux

1.3.Signal périodique

Soit $S_{T_0}(t)$: le signal compris dans le domaine temporel entre t_1 et t_2 avec $t_2 - t_1 = T_0$ le temps d'observation. ($S_{T_0}(t)$: Motif de base).

Le signal $S_{T_0}(t)$ translaté à droite et à gauche se translaté à droite et à gauche de nT_0 et de $-nT_0$ ($n = 1, 2, 3, \dots$), permet de définir un signal $S(t)$ périodique

Signal temporel Spectre de fréquence Sous une autre forme un signal périodique peut s'écrire :

$$S(t \pm nT_0) = S(t) \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

Les grandeurs caractéristiques d'un signal périodique sont:

- Sa période T_0 ;
- Sa fréquence $f_0 = \frac{1}{T_0}$;
- Sa pulsation $\omega_0 = 2\pi f_0$;
- Sa valeur moyenne $S_m = \frac{1}{T_0} \int_{t_0}^{t_0+T_0} S(t) dt$;
- Ses valeurs de crête (crête à crête, crête supérieure, crête inférieure);
- Sa valeur efficace $S_e = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T_0} S^2(t) dt}$ (puissance du signal), avec $\int_{t_0}^{t_0+T_0} S^2(t) dt$ l'énergie du signal.

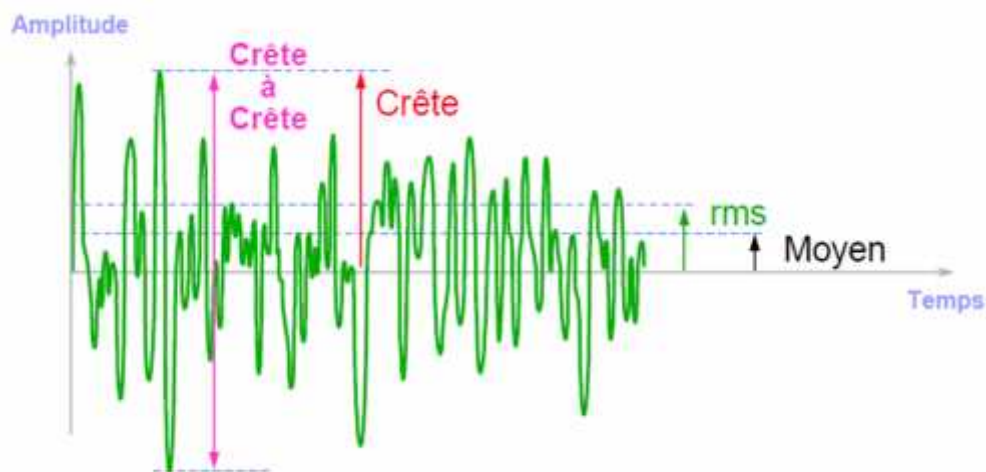


Figure 2.II: Grandeurs caractéristiques d'un signal périodique

- Ses fréquences harmoniques $f_n = n \frac{1}{T_0}$, avec $n=1, 2, 3, \dots$ [$n=1 \rightarrow$ fréquence fondamentale];
- Sa variance temporelle $\sigma^2 = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T_0} (S(t) - S_m)^2 dt$;

- Son écart type $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$;
- Son facteur de forme $F_f = \frac{S_e}{S_m}$;
- Son facteur de crête $F_c = \frac{S_{c.u.f.}}{S_e}$.

1.4. Outil mathématique de base

Les signaux $y(t)$ que l'on veut analyser sont, en général, acquis sous forme **analogique** et ils doivent être **numérisés** avant que l'on puisse en effectuer la **TF**.

Pour cela, on isole, dans le temps, un traçons (**fenêtre**) et on procède à l'échantillonnage. On mesure la valeur de $y(t)$, que l'on met en mémoire sous forme numérique (**discrétisation**).

Il est nécessaire de rendre discrète le domaine fréquentiel afin de limiter la résolution de l'analyse.

B. Série de Fourier [14]

En 1812 à propos d'une théorie analytique de la chaleur, le baron Joseph Fourier, mathématicien et physicien français effectua les séries qui portent son nom.

Toute fonction périodique $y(t)$ bornée, de période T , de fréquence $f = \frac{1}{T}$ est équivalente à une somme infinie de sinusoides.

$$y(t) = A_0 + \sum_{m=1}^{\infty} A_m \cos(m\omega t) + B_m \sin(m\omega t) \quad \text{Eq15}$$

$$\text{Avec } \begin{cases} A_0 = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} Y(t) dt \\ A_m = \frac{2}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} Y(t) \cos(m\omega t) dt \\ B_m = \frac{2}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} Y(t) \sin(m\omega t) dt \end{cases}$$

- Si $Y(t)$ est paire, alors: $B_m = 0$

- Si $Y(t)$ est impaire, alors: $A_m = 0$

1. Théorème de Fourier en image complexe

$$\bar{y}(t) = A_0 + \sum_{m=1}^{\infty} (A_m - jB_m) e^{jm\omega t} \quad \text{Eq16}$$

$$\text{On pose : } \bar{C}_m = \frac{A_m - jB_m}{2} \Leftrightarrow \begin{cases} y(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \bar{C}_m e^{jm\omega t} \\ y(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \bar{C}_m e^{jm\omega t} \end{cases}$$

2. Spectre de Fourier

On peut représenter, sur deux groupes, les amplitudes A_m et B_m en fonction de la fréquence f . Comme la variable f est discontinue, ces graphes sont des spectres de raies ($m = 0 \rightarrow \infty$).

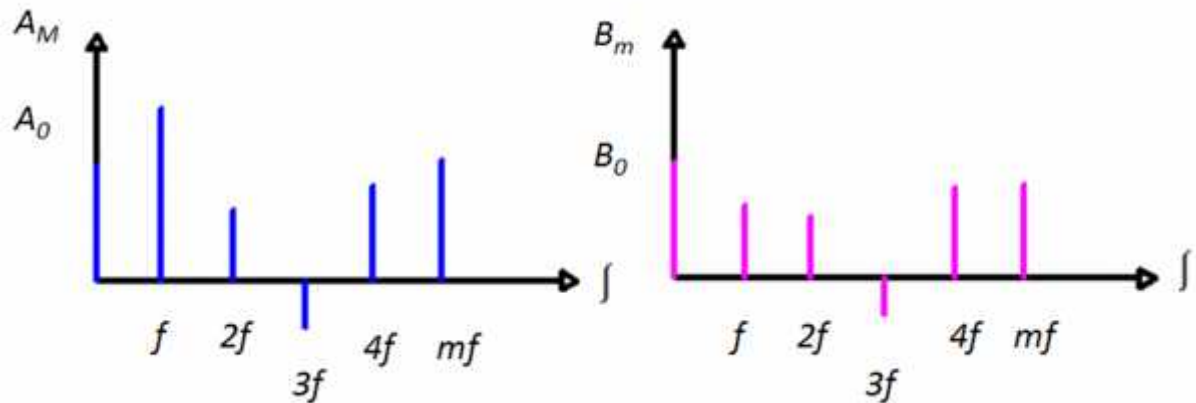


Figure 2.III: Spectre de Fourier

3. Intégrale de Fourier

Soit une fonction $y(t)$ sommable et bornée et représente un nombre fini de discontinuité.

Il est possible de définir une intégrale de Fourier qui généralise la signification de la série.

$$y(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} [a(f)\cos(2\pi ft) + b(f)\sin(2\pi ft)] df$$

$$a(f) = 2 \int_{-\infty}^{+\infty} y(t) \cos(2\pi ft) dt$$

Et

$$b(f) = 2 \int_{-\infty}^{+\infty} y(t) \sin(2\pi ft) dt$$

4. Transformée de Fourier

Un signal quelconque peut être la limite du signal périodique dont la longueur T tend vers l'infini.

Cette remarque est essentielle pour passer de la série de Fourier à sa transformée, qui permet la décomposition du signal dans le domaine fréquentiel.

$$F(v) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \exp(-2\pi jvt) dt$$

$$f(t) \Leftrightarrow F(\omega) = T[f(t)]$$

Pour l'équation de transformée de Fourier, voir le paragraphe 2.2 (2. Série de Fourier)

5. Transformée de Fourier Discrète TFD[8]

Les signaux qui résultent de la discrétisation numérisation sont aptes à être manipulés par ordinateurs. Soit un signal $X(t)$ discrétisé numérisé, il s'écrit $X(q\Delta t)$; sa TFD s'exprime par

$$X(i\Delta f) = \frac{1}{M} \sum X(q\Delta t) \exp(-2\pi i \Delta f \Delta t) \quad \text{Eq17}$$

6. Transformée de Fourier rapide FFT [8]

Il n'y a aucune différence de nature entre Transformée de Fourier Rapide, connue le plus souvent sous le sigle **FFT** (Fast Fourier Transform), et Transformée de Fourier Discrète. Il s'agit seulement d'un algorithme permettant de réduire considérablement le nombre d'opérations à effectuer. Cet algorithme a été inventé en 1965 par J. Cooley du centre de recherche T. Watson de **I.B.M.**

7. cepstre [15]

Le cepstre est une technique de traitement du signal précieuse, très utilisée dans certains domaines tels que la géophysique, les télécommunications et l'acoustique. Il constitue une aide efficace à l'interprétation des spectres, en permettant une identification rapide de structures périodiques spectrales souvent complexes.

Il est défini comme étant la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal du spectre:

$$C_p(\tau) = TF^{-1}\{\log_{10}|X(f)|\} \quad \text{Eq18}$$

Ici le symbole TF^{-1} signifie la transformée de Fourier inverse.

La variable τ a la dimension d'un temps et est appelée "quéfrence".

Cependant, le spectre d'un signal temporel représente une image temporelle de ce dernier.

Cette fonction permet de rechercher, d'identifier toute famille de composantes périodiques dans un spectre qui peut se présenter soit sous forme de peigne de raies ou de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique, chose qui n'est pas évidente visuellement sur un spectre.

Elle permet donc de mettre en évidence un certain nombre de défauts induisant des chocs périodiques (tels que jeux, desserrage, défauts de roulements, défauts de dentures..)

C. L'échantillonnage [8]

Un échantillon est un élément temporel entre les instants t_i et t_j qui sont fixés par l'opérateur.

Le système d'échantillonnage d'un signal est réalisé par une fenêtre (rectangulaire ou naturelle):

$$X_{éch}(t) = \begin{cases} X(t) & p & t_i \leq t \leq t'_i \\ 0 & p & t_i > t > t'_i \end{cases}$$

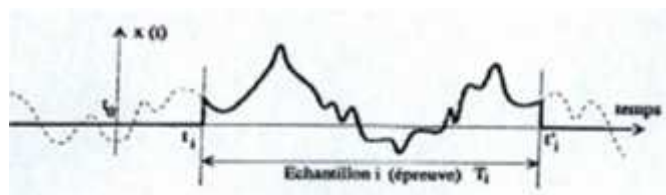


Figure 3.III.Echantillonnage temporel

1. Fenêtrage

Le signal $X_{éch}(t)$ est multiplié par une fonction $W(t)$ qui représente la fenêtre. Cette fenêtre réalise une pondération:

$$X_{éch,éch} = X_{éch}(t)W(t)$$

On peut distinguer:

a. fenêtre rectangulaire

$$W_r(t) = \begin{cases} 1 & p & -1 < t < 1 \\ 0 & p & t \geq 1 \text{ ou } t \leq -1 \end{cases}$$

b. Fenêtre de Tukey (Hanning)

$$W_T = \begin{cases} \frac{1.63}{2} \left(1 + \cos \left(2\pi \frac{t}{T} \right) \right) & p & -\frac{T}{2} < t < \frac{T}{2} \\ 0 & p & -\frac{T}{2} \geq t \geq \frac{T}{2} \end{cases}$$

2. Discrétisation

Considérant un échantillon compact, l'ensemble des valeurs prises aux instants

$t_{E_i} = t_i + P$ ($p = 0, 1, 2, \dots$) constitue un échantillon discret.

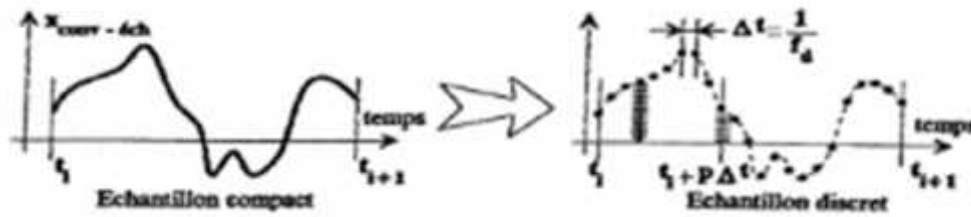


Figure 4.III : Echantillonnage compact et discret

Remarque: la discrétisation peut réduire l'information (bruit) contenue dans l'échantillon compact. Cette perte d'information est liée au nombre de composantes de la fréquence (Théorème de Shannon).

3. Numérisation

Les élongations sont exprimées par des valeurs numériques en utilisant une représentation *binnaire*. Un système comprend n éléments à deux états stables $[0,1]$, peut prendre 2^n états stables. Chaque élément (bit) représente un support d'information, et l'ensemble n bits constitue une mémoire. Alors, un nombre K naturel est défini par

$$K = \sum_{i=1}^{n-1} a_i \cdot 2^i \quad : \quad a_i = \begin{cases} 0 \\ 1 \end{cases} \quad \text{Eq19}$$

4. Théorème de Shannon

Enoncé: Pour éviter la superposition recouvrement (Aliasing), la fréquence de discrétisation f_a doit être supérieure au double de la fréquence f_m pour laquelle l'amplitude de la transformée de Fourier (TF) du signal s'annule.

$$f_m \leq \frac{f_a}{2} : \text{Fréquence max d'intérêt}$$

5. Impulsion de Dirac

5.1. Impulsion rectangulaire

$$y(t) \text{ p} \rightarrow b(f) = 0 \text{ e } a(f) = \frac{2A}{\pi} \text{ si } (\pi \text{)}$$

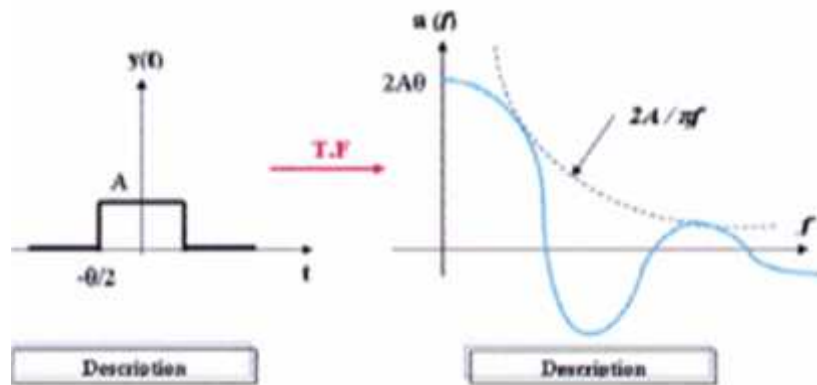


Figure 5.III : Impulsion rectangulaire

5.2. Impulsion de Dirac

$$\sigma(t) = 0 \quad p \quad t \neq 0 \quad a \quad \int_{-\infty}^{+\infty} \sigma(t) dt = B \leftrightarrow a(f) = 2B$$

La force $\vec{F}$ exercée par un corps de marteau sur un objet est l'exemple type d'une impulsion de Dirac. La vectrice percussion associée $\vec{P}$ demeure finie:

$$\vec{P} = \int_{A}^{A} \int_{cho}^{és cho} F(t) dt = \int m \left(\frac{\partial}{\partial t} \right) d = \int_{v1}^{v2} m d\vec{v} = m(v_2 - v_1)$$

$\|\vec{P}\|$ Egale à une excitation d'amplitude égale sur l'ensemble des fréquences.

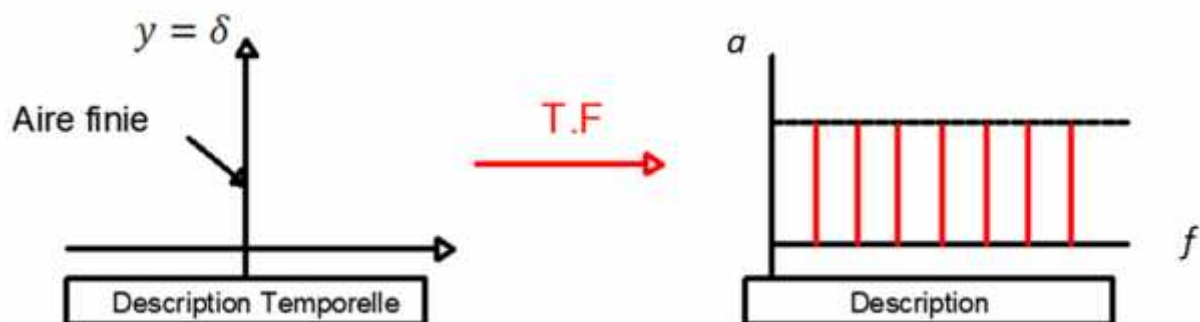


Figure 6.III : Impulsion de Dirac

Produit de convolution :

$$y_1(\theta) = \int_{-\infty}^{+\infty} y_1(t) y_2(\theta - t) dt = y_1(t) \square y_2(t) \quad * \text{ l'opération produit de convolution}$$

Cas particulier : $y_2(t) = y_1(t) = y(t)$; $r(\theta) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(t)y(\theta - t) dt$ (fonction d'auto corrélation)

6. Analyse par détection d'enveloppe [15]

La méthode d'analyse par la détection d'enveloppe est l'une des méthodes nouvelles les plus utilisées pour l'analyse des signaux non stationnaires dont l'origine des défauts de roulement ou l'engrenage.

Cette dernière est utilisée pour la détection de choc cylindriques de roulement en particulier (démodulation d'enveloppe) ou pour la caractérisation d'oscillation de rotation (engrenage, vibration de couples dans les moteurs électriques, ...).

6.1. Description de la méthode

L'analyse par la détection d'enveloppe d'un signal est un outil particulièrement efficace pour la recherche des informations fréquentielles contenu dans un signal périodique complexe rencontré dans la surveillance des machines tournantes. Ainsi, un défaut dans un roulement se traduit par l'application d'une impulsion périodique dans le signal temporel, et pour le diagnostic. La transformée de Hilbert permet de calculer l'enveloppe d'un signal $S(t)$ qui est défini par la formule suivante:

$$H[S(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{S(\tau)}{t - \tau} d\tau = S^{\sim}(t)$$

Ceci constitue la partie imaginaire du signal analogique défini par :

$$Z(t) = S(t) + jS^{\sim}(t) = |S(t)|e^{j\theta(t)}$$

Où:

$$\theta(t) = a \left[\frac{S^{\sim}(t)}{S(t)} \right]$$

Le module du signal analogique $S(t)$ est défini par:

$$|Z(t)| = \sqrt{S^2(t) + \bar{S}^2(t)}$$

La technique de détection d'enveloppe se décompose en trois étapes. Dans la première, on réalise le filtrage passe-bande du signal $x(t)$ autour d'une fréquence particulière (en générale la

fréquence de résonance) , ensuite, on calcul le signal obtenu pour obtenir l'enveloppe du signal.

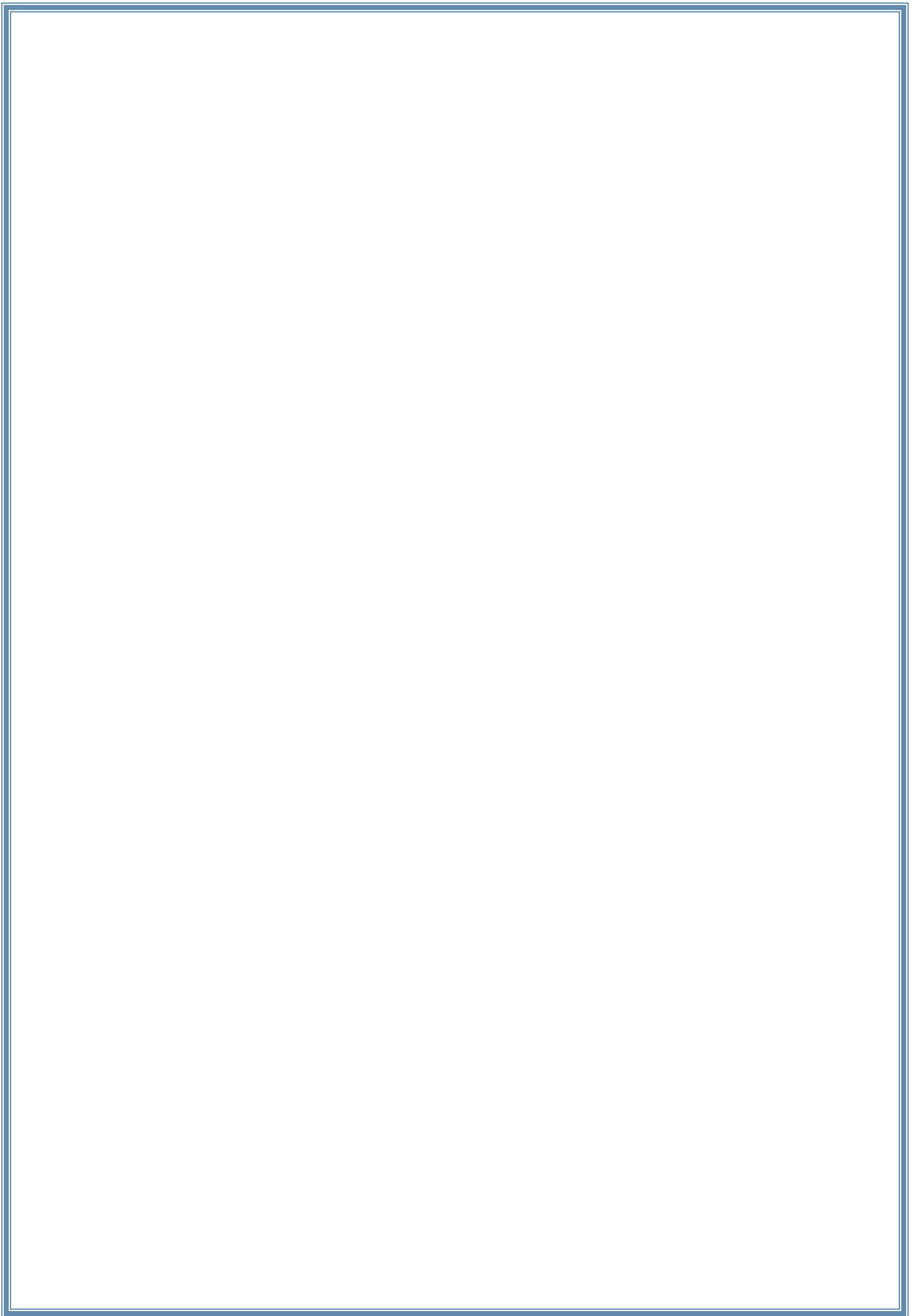
Conclusion

Ce chapitre a été consacré à une présentation de l'organisation du signal en général ainsi que des définitions de certaines grandeurs caractéristiques des signaux vibratoires qui joueront le rôle d'indicateurs et qui feront l'objet de suivie de la tendance ou de surveillance par rapport à certains seuils (alarmes), définis par les fournisseurs des systèmes de surveillance vibratoire, au delà lesquels une intervention de maintenance s'avère indispensable.

Un rapport de certains éléments d'analyse des signaux a été abordé, tels que la transformée de Fourier , la FFT et TFD outil classique d'analyse spectrale qui a prouvé son efficacité pour les signaux à caractère périodique (cas des machines tournantes) .

CHAPITRE IV

Notion et identification des défauts du GTA



Introduction:

Pour identifier l'origine d'un défaut on ne peut pas se contenter d'un niveau global, il est nécessaire de réaliser une analyse en bande étroite, un spectre de fréquence afin de le déterminer et de connaître la procédure à suivre.

I. Identification de defaults**1. Problèmes spécifiques aux paliers lisses [15]****1.1. Généralités**

On admet généralement qu'il est difficile de rechercher un défaut sur un palier lisse (enlèvement de matière) à l'aide d'un accéléromètre.

Le meilleur moyen pour la surveillance des paliers lisses est l'utilisation de déplacement qui permet de mesurer les déplacements de l'axe de rotation. En utilisant un collecteur bivoies, il est possible d'utiliser l'analyse orbitale.

Un problème spécifique aux paliers lisses est l'instabilité du film d'huile à l'intérieur du palier, des turbulences se produisent dans l'huile et provoquent l'excentricité de l'arbre. Cette excentricité peut aussi être provoquée par un balourd. La fréquence résultante de l'instabilité du film d'huile se situe aux alentours de 0.35 à 0.49 fois la vitesse de rotation. La solution réside dans le changement des paliers ou du lubrifiant. Il existe des formes particulières de coupe de palier pour contrecarrer l'instabilité du film d'huile.

Dans un palier lisse, l'arbre est porté par un film d'huile sous pression. Sous l'effet de rotation, l'arbre prend une position d'équilibre dépendant:

- Du poids du rotor;
- De la viscosité de l'huile;
- De la vitesse de rotation;
- De la charge de machine;

La position d'équilibre est définie par la distance entre les axes de l'arbre et du palier et l'angle d'attitude.

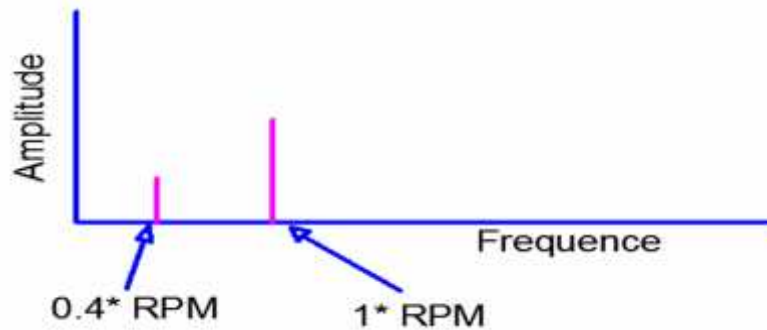


Figure 1 :Image vibratoire de l'instabilité du film d'huile

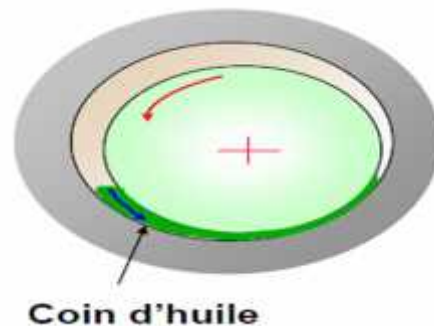


Figure 1.IV: Les contraintes sur un palier lisse

Toute variation de charge, vitesse, force va modifier cette position d'équilibre.

L'analyse approfondie de l'état d'un palier lisse nécessite:

- Une paire de capteurs de proximités solidaire du palier et placé à angle droit l'un par rapport à l'autre. Ceux-ci permettent de visualiser l'orbite cinétique sur un écran d'oscilloscope.

L'orbite cinétique montre le mouvement de l'axe du rotor de manière très agrandie.

- Un capteur pour mesurer la référence de phase; cette-ci permet de comparer la fréquence de rotation avec la fréquence des vibrations et de déterminer l'orientation des forces agissant sur le rotor;
- Un analyseur spectral permettant des mesures à basse fréquence.

1.2. Usure du palier, jeu trop important [4]

Le frottement de l'arbre sur les coussinets produit une usure. Il résulte des jeux anormaux et le déplacement de l'axe.

Une usure des coussinets va créer un jeu trop important entre l'arbre et les paliers. Un déséquilibre mineur du rotor génère des vibrations radiales de forte amplitude. De nombreuses harmoniques de la fréquence de rotation apparaissent sur le spectre et leur amplitude est relativement importante.

On remédie à l'un ou à l'ensemble de ces inconvénients par les dispositions suivantes:

- Par enlèvement de matière. Il suffit d'enlever sur la surface du joint une épaisseur de matière égale à l'usage;
- Par cale d'épaisseur réglable (par enlèvement de matière) : la cale est introduite au montage entre les deux coussinets;
- Par combinaisons de cales d'épaisseur diverses.

Ces procédés permettent de supprimer le jeu anormal dans une direction perpendiculaire au plan du joint.

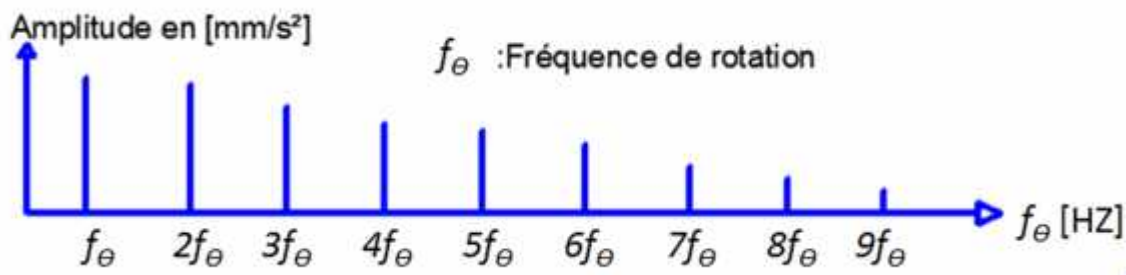


Figure 2.IV: Image vibratoire d'une usure de palier

1.3. Tourbillon d'huile (Oil-Whirl) [1]

Le tourbillon d'huile (en anglais "Oil-Whirl") est une instabilité de la position d'équilibre de l'arbre dépendant de la vitesse de l'huile dans le palier. Il peut commencer dès les basses vitesses de rotation, et sa fréquence se situe habituellement vers 42 à 49% de la fréquence de rotation. Un meilleur équilibrage a plutôt tendance à aggraver ce phénomène car la force centrifuge due au balourd compense les instabilités du palier.

Cette instabilité peut être soit amplifiée soit atténuée par:

- Une modification de la charge;
- Un changement de la température de l'huile;

- Une dilatation thermique du bâti de la machine modifiant l'alignement des paliers.

Ces instabilité n'est pas nécessairement répétitive : en réduisant la vitesse du rotor puis en retournant à la vitesse normale, l'instabilité peut avoir disparu. Elle ne se réapparaîtra alors que lorsque le facteur d'excitation se présentera à nouveau.

On peut diminuer ce phénomène par une augmentation de la pression ou un changement de la viscosité de l'huile.

La figure ci-dessous montre l'orbite cinétique typique d'un tourbillon d'huile: on observe un mouvement de précession de l'axe du rotor dans le sens de rotation de l'arbre, dont la fréquence égale à 0.49 fois la fréquence de la rotation. C'est pour quoi l'orbite contient deux marques de références de phases.

$$0.42 f_0 < f_{\text{tourbillonnement}} < 0.48 f_0$$

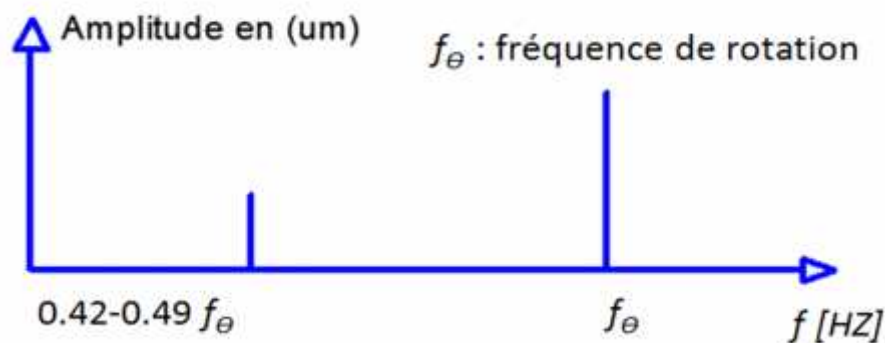


Figure 3.IV: Image vibratoire d'un tourbillon d'huile

1.4. Fouettement de l'huile (Oil-Whip) [1]

Lorsque la fréquence de la précision du tourbillon d'huile coïncide ou est supérieure à la première fréquence critique de l'arbre, il apparait une augmentation importante des vibrations: le rotor est soulevé périodiquement par le film d'huile puis retombe. Cette instabilité appelée fouettement d'huile (*en anglais Oil-Whip*) n'apparait que des rotors dont la vitesse est supérieure à environ 3000 tr/mn.

Elle peut être à l'origine de graves dommages pour les paliers et le rotor.

L'image vibratoire du fouettement d'huile est la même que celle du tourbillon d'huile (voir figure) : on observe un mouvement de précession de l'axe du rotor dans le

sens de rotation le l'arbre, dont la fréquence fixe est égale à 0.9 jusqu'à 0.5 fois la 0fréquence de rotation.

L'amplitude du mouvement peut devenir suffisamment importante pour qu'il y ait finalement rupture de film d'huile et contact avec le palier, dont la fréquence est égale à 0.5 fois la fréquence de rotation (*en anglais dry frictional whirl*) .

Théoriquement il faut agir en:

- Modifiant la conception des paliers (taille, jeu, système de lubrification);
- Modifiant la fréquence propre du rotor (diminution de la distance entre les paliers, augmentation du diamètre du rotor).

Dans la pratique, on agit sur tout en:

- Modifiant les paliers: paliers à plusieurs lobes, amélioration du système de lubrification ;
- Augmentant la charge spécifique des paliers;
- Diminuant la viscosité de l'huile;
- Modifiant l'état d'équilibre ;

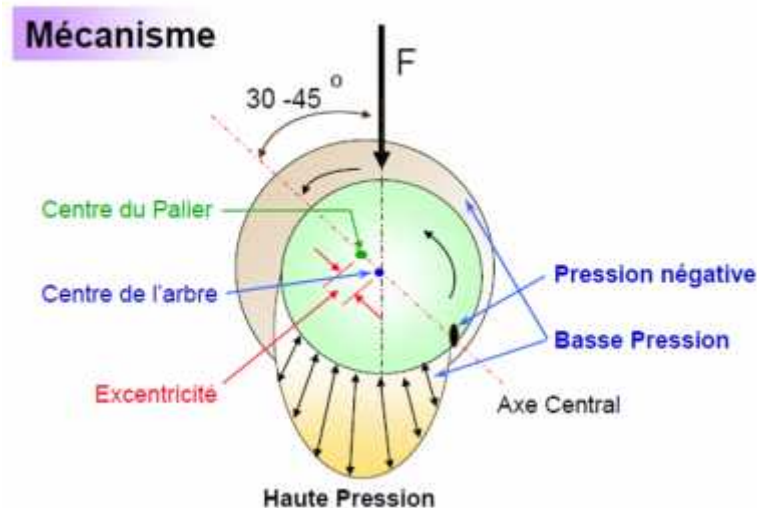


Figure 4.IV: Fouettement d'huile

1.5. Défaut d'alignement des paliers [4]

Un défaut d'alignement peut également se produire entre les deux paliers de l'arbre d'une machine si les axes des paliers ne sont pas concentriques.

Cette anomalie peut être la conséquence:

- ❖ La déformation du bâti lors du serrage des pattes de fixation;
- ❖ Une erreur de montage des paliers;
- ❖ La dilatation thermique du bâti .

Les défauts d'alignement vont générer une vibration due à la force de fixation de l'arbre du rotor.

A chaque rotation , l'effort de fixation atteint deux fois sa valeur maximale: une fois dans le sens positif puis une fois dans le sens négatif.

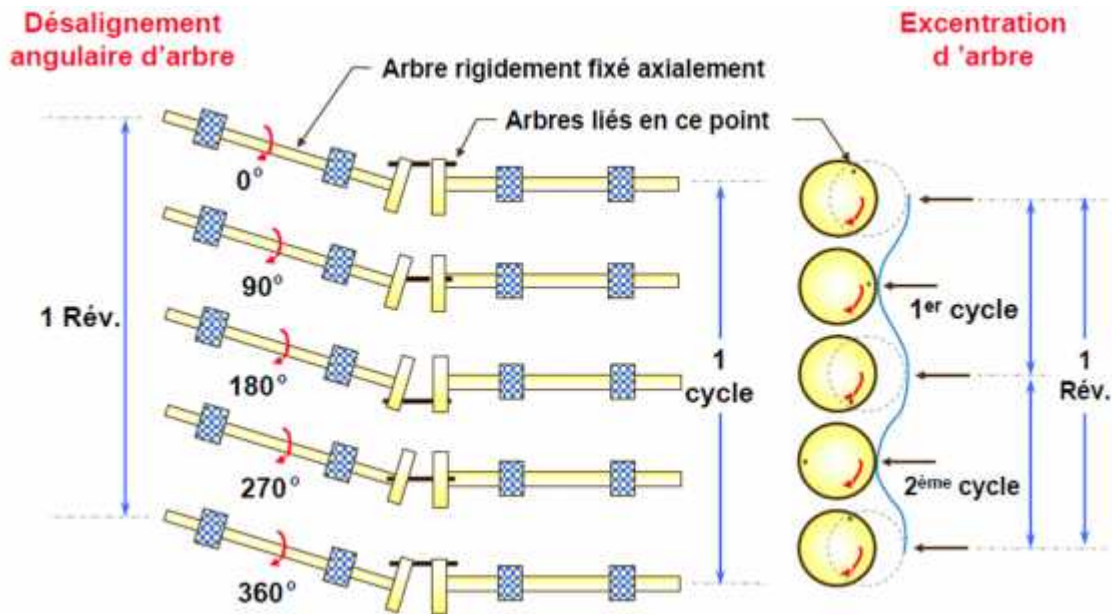


Figure 5.IV: Défaut d'alignement

Les défauts d'alignement se traduisent le plus souvent par la présence, dans la mesure:

- ❖ De vibration radiale, d'une composante harmonique d'ordre 2 (parfois aussi 3 ou 4), avec des amplitudes exprimées en accélération, supérieures à l'harmonique d'ordre un de la fréquence de rotation;
- ❖ De vibration axiale, de composantes dont les fréquences correspondent à l'harmonique 1, 2 ou 3.

S'il s'agit principalement d'un défaut de concentricité, l'amplitude des composantes harmoniques radiales est supérieure aux composantes axiales correspondantes

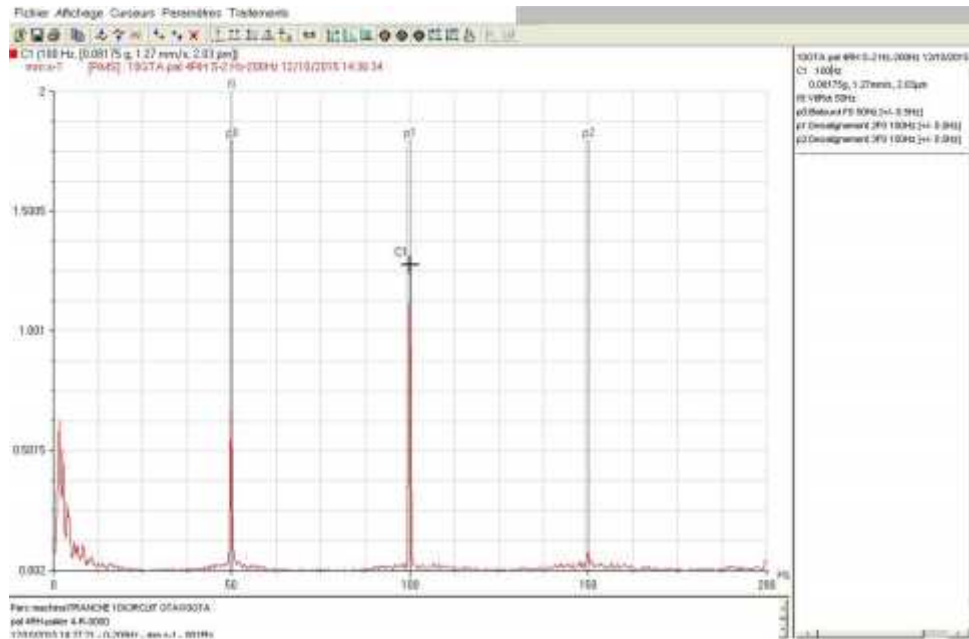


Figure 6.IV: Image vibratoire d'un défaut d'alignement

2. Défaut de frottement du rotor [15]

Si au passage par un orifice (paliers, joint d'étanchéité par exemple), l'arbre s'échauffe de manière dissymétrique, soit parce qu'il frotte, soit parce que le passage d'huile provoque un échauffement plus intense d'un coté de l'arbre que de l'autre, si de plus, la déformation de l'arbre qui résulte de cet échauffement déplace à son tour de point chaud (vibration maximum décalée par rapport au point chaud qui lui donne naissance), (voir fig.), alors, toutes les conditions sont réunies pour amorcer un phénomène de variations cyclique du déséquilibre .

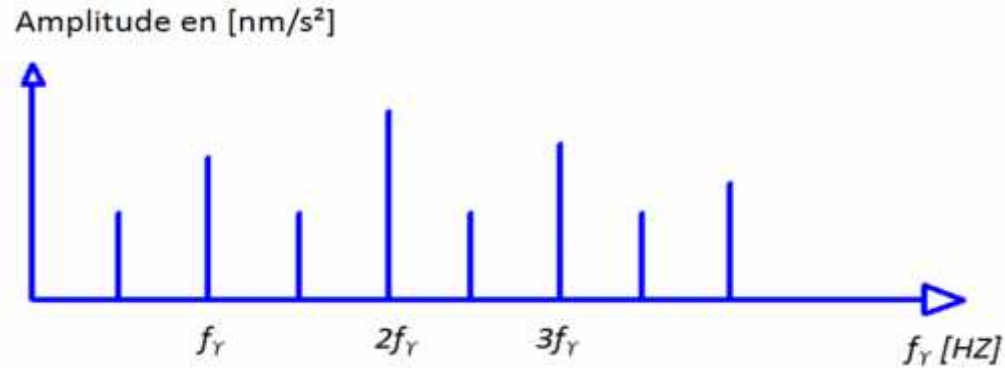


Figure 7.IV: Image vibratoire d'un défaut de frottement

La mise en équation du mouvement montre que la trajectoire du vecteur représentant la vibration à la fréquence de rotation f_r est une spirale amortie ou divergente selon la position des vitesses critiques, ou plus exactement selon la valeur de l'angle que fait la vibration (déplacement) avec la force qui lui donne naissance (balourd créé par l'échauffement).

Le décalage du point d'échauffement s'explique parce qu'il y a déphasage entre la déformation et la force qui la crée.

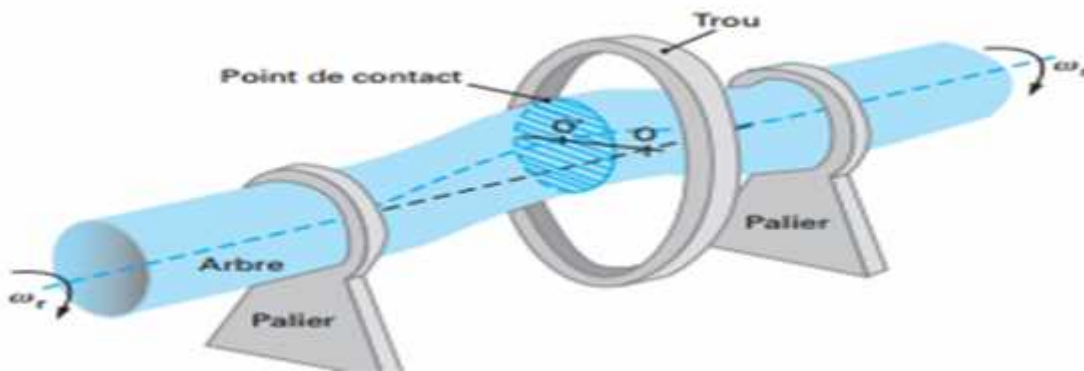


Figure 8.IV: Phénomène de frottement échauffement (rotor/partie fixe)

3. Défauts spécifique aux turbines

Ces défauts sont de trois types:

- Défaut lié à la fréquence de passage des aubes;
- Défaut lié au phénomène de turbulence;

- Défaut lié au phénomène de cavitation.

Pour analyser la vibration de ce type de machine, il faut:

- Un accéléromètre permettant de faire des mesures à haute fréquence, soit jusqu'à 20 KHz;
- Un analyseur spectral permettant de mettre en évidence les défauts par des spectres à haute résolution;
- Effectuer un suivi systématique de l'évolution de la vibration, observation procéder à des comparaisons.

3.1. Défaut lié à la fréquence de passage des aubes

La fréquence de passage des aubes est définie par $f_a = f_0 N_a$

Avec : f_a : fréquence de rotation du rotor;

N_0 : nombre d'aubes de la machine.

On observe une amplitude trop importante à la fréquence de passage des aubes et de ses harmoniques si:

- L'entrefer entre les aubes en rotation et les aubes du diffuseur n'est pas constant;
- f_a coïncide avec une fréquence propre de la structure;
- Des aubes se sont légèrement décalées sur leur support ou si elles n'ont pas l'orientation voulue ;
- Des aubes de la turbine ou du diffuseur sont corrodées ou fissurées;
- Le flux est perturbé par une déformation ou obstruction de conduite.

3.2. Défaut lié au phénomène de turbulence

Des structures apparaissent lorsqu'il y a de la pression ou de la vitesse du gaz ou de l'air passant à travers une turbine. Ces turbulences génèrent une vibration de type aléatoire de fréquence comprise entre 1 et 50 Hz.

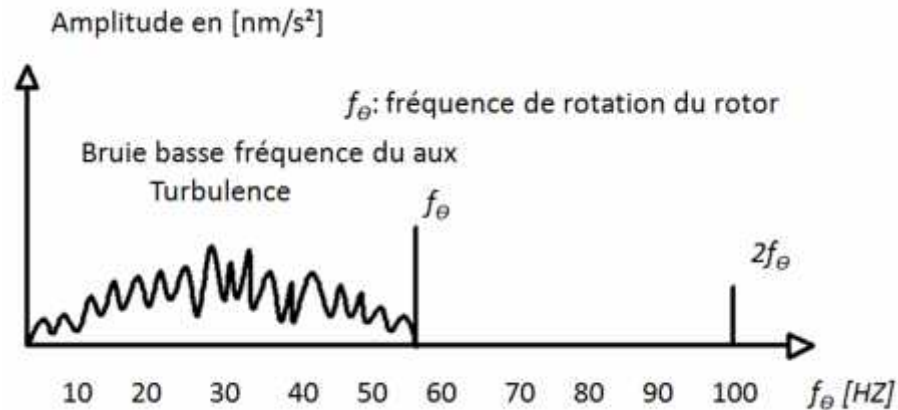


Figure 9.IV: Image vibratoire du phénomène de turbulence

3.3. Défaut lié au phénomène de cavitation

Le phénomène de la cavitation présente dans les écoulements de liquide par la formation de petites bulles d'air dues à une baisse de pression trop brusque. La cavitation a un bruit caractéristique: on entend une série de chocs comme si des pierres passait à travers la turbine, la cavitation provoque à long terme une érosion sur les aubes des turbines.

Sur le spectre, la cavitation présente un bruit de large bande parfois superposée à la fréquence de passage des aubes pouvant s'étaler de 2 000 à 10 000Hz.

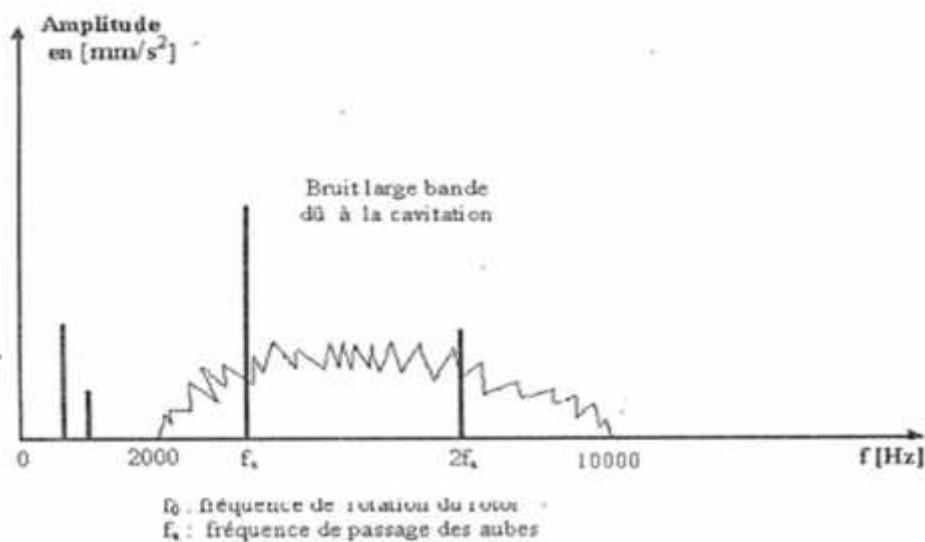


Figure IV 10.: Défaut et image vibratoire du phénomène de cavitation

4. Défaut de lubrification-instabilité [1]

Les défauts rencontrés sur les paliers fluides sont dus avant tout à une altération des coussinets, des butées ou des soies.

Un mauvais lignage, des vibrations élevées, et surtout une interruption du graissage ou un manque de soulèvement sont quelques causes possibles de destruction du régule (alliage antifriction à base de plomb ou d'étain). Une différence de potentiel entre le rotor et le palier peut introduire du piquage ou "*pitting*" (surtout sur les alternateurs).

La présence de particules dans l'huile peut entraîner des rayures du régule.

Un autre problème de lubrification est celui des vibrations auto excitées qui apparaissent dans un palier quand certaines conditions sont remplies. Un palier trop peut chargé, ou dont le jeu radial est trop fort, pourra devenir instable. En effet, il est intéressant de noter que le comportement d'un palier est fortement non linéaire. Les résultats de calcul des coefficients de raideur et d'amortissement d'un palier, en fonction de la position de l'arbre dans le palier montrent que, si l'arbre est insuffisamment chargé, c'est-à-dire si le point de fonctionnement du palier impose une excentricité trop faible, la raideur peut même devenir négative. Dans ce cas, le palier est instable et engendre des vibrations auto-excitées.

Des vibrations violentes se produisent alors à une fréquence voisine de la moitié de celle de la rotation. L'évolution est alors souvent rapide et le niveau n'est pas stable. La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation ($\frac{f_r}{2}$). Elle peut être proche de 1/3 ou 1/4 de la fréquence de rotation si une vitesse critique du rotor synchronise le phénomène.

On admet qu'une vitesse critique située entre $0.3 \omega_r$ et $0.7 \omega_r$ peut imposer sa fréquence à une instabilité de film d'huile.

Par exemple, sur la figure a, on reconnaît le spectre de la vibration d'un arbre porté par un palier en limite de stabilité. Il y a de l'énergie dans une zone proche de la moitié de la vitesse de rotation mais elle n'est pas organisée; sur la figure b, toute l'énergie est contenue dans une seule raie de fréquence ($\frac{f_r}{2}$) l'amplitude augmente alors.

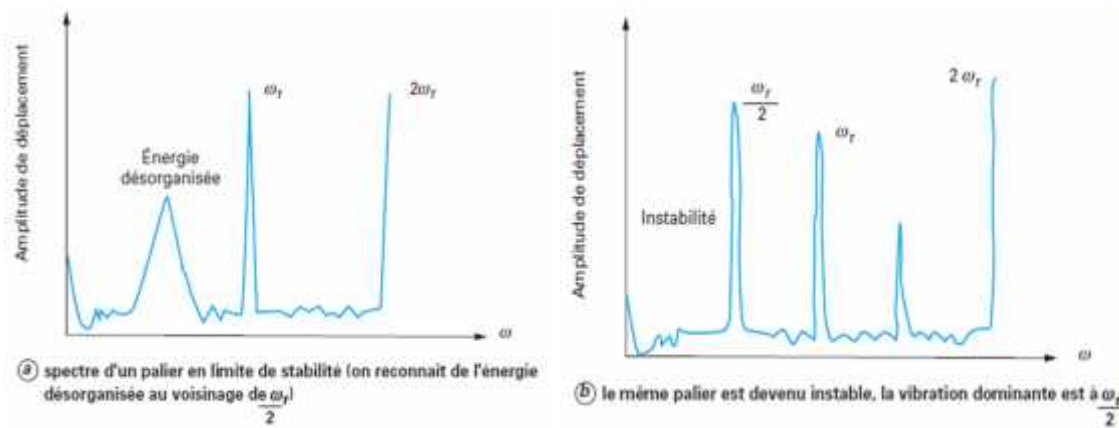


Figure 11.IV: Spectre de vibration d'un palier

Conclusion

Les compétences d'un expert en surveillance et diagnostic de machines sont essentielles pour définir les techniques de traitement du signal spécifiques adaptées à chaque type d'installation. Ainsi, la fiabilité du diagnostic repose essentiellement sur une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi la première démarche d'une action de surveillance est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur la machine à surveiller. Comment ils se manifestent et quelle est leur signature.

5 . ETUDE DE CAS

L'étude de ce cas a été faite au niveau de la tranche 20 de la centrale de Ras Djina par un expert allemand et des ingénieurs algériens en utilisant un logiciel d'analyse et de survie des vibrations 'oros' et de différents capteurs.

A. Capteurs utilisé dans ce cas :

- capteurs de déplacement ou d'à proximité (principe des courants de Foucault)
- capteurs de vitesse ou vélocimètre (électrodynamique)
- capteurs d'accélération ou accéléromètre (piézoélectrique)

B. Modes de mesure :

- L'accéléromètre mesure des vibrations absolues de la cage ou les vibrations relatives dans l'espace

-Le capteur de déplacement mesure les vibrations du déplacement relatif entre arbre palier

Le vélocimètre mesure les mouvements absolus de la cage ou les mouvements relatifs dans l'espace

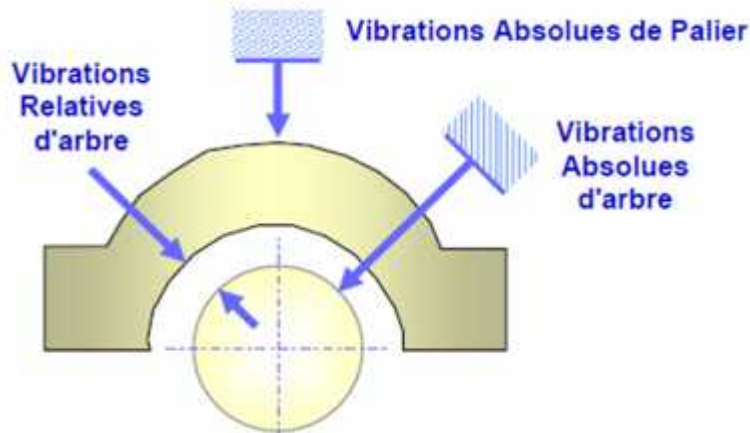


Figure 15 :IV .Mesures relatives ou absolues

5.1.Balourd

En pratique, il est possible d'obtenir un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor. Il existe un déséquilibre provenant de:

- Défauts d'usinage,
- défauts d'assemblage : décalage d'une pale de turbine, dissymétrie d'un pole de rotor d'alternateur,
- Altérations mécaniques : perte d'un bout d'ailette , érosion, encrassement.

Ce déséquilibre appelé "balourd" va générer une vibration due à la force centrifuge:

$$F = m_b \omega^2 r_b [N]$$

Avec m_b masse théorique du balourd [Kg]

r_b rayon théorique du balourd [m]

ω pulsation ou vitesse angulaire [rad/s]

L'amplitude de cette vibration croit fortement avec la vitesse de rotation. Elle se traduit sur le spectre par la présence d'une composante prépondérante à la fréquence de rotation du rotor. Le défaut de balourd engendre une vibration sinusoïdale qui ne contient que peu d'harmoniques.

Un déséquilibre se voit particulièrement se la mesure est radiale selon deux axes perpendiculairement et si elle est faite au moyen soit:

- D'accéléromètre dont on intègre une fois le signale de sortie (affichage en mm/s);
- De capteur de proximité (capteur à courant de Foucault).

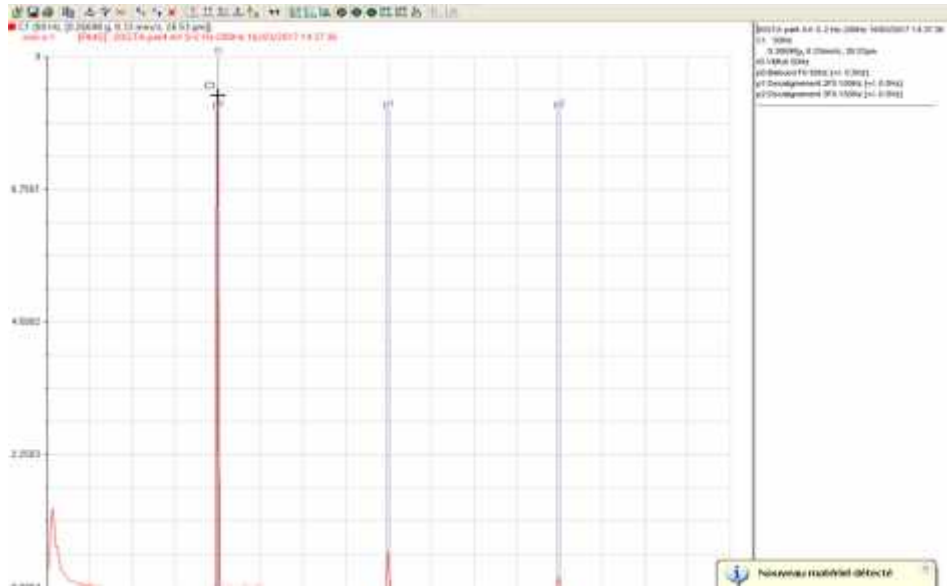


Figure 125.IV: Image vibratoire d'un défaut de balourd

Un capteur optique ou un capteur de proximité est également nécessaire pour mesurer la fréquence de la phase celle-ci permet de faire des analyses harmoniques et de mesurer des déphasages. les vibrations d'arbre sont transmises aux paliers puis au bâti de la machine.

Pour les machines a axe horizontale, les amplitudes des vibrations absolues sont normalement plus faible dans le sens horizontal que vertical. On peut distinguer trois cas de figures des balourds: Balourd statique, balourd couple et balourd dynamique.

5.2.Balourd statique

A la vitesse nominale, les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps l'effort centrifuge. Il n'y a pas donc de déphasage entre les mesures prises aux angles sur les deux paliers.

Au repos, le rotor aura tendance à se placer dans une position angulaire déterminée par la force de gravitation exercée sur le balourd.

5.3. Balourd couple

A la vitesse nominale, le rotor tangue et les deux paliers supportant le rotor subissent les efforts centrifuges de façon alternée due au couple radial exercé par les deux balourds opposés.

Le déphasage proche de 180° observé entre les mesures effectuées aux mêmes angles sur les deux paliers est révélateur d'un balourd couple.

Au repos, la position angulaire du rotor peut être quelconque, du fait de l'équilibre statique.

5.4. Balourd dynamique

C'est la combinaison d'un balourd statique et d'un balourd couple, la forme la plus courante de balourd.[14]

I.INTRODUCTION :

A la sortie de VG 2016-2017 du groupe 02 de la centrale Ras-Djenat, le groupe a connu des valeurs vibratoires élevées qui atteignent le seuil de déclenchement sur les paliers 1, 2 et 3 (HP, HP-MP, MP-BP) à la vitesse nominale ou le prestataire SIEMENS a effectué de multiples opérations d'équilibrages pour améliorer le comportement vibratoire de ce dernier.

A cet effet une équipe du service Essais vibrations du Département Exploitation du Pole TV-TG centre a assisté avec les spécialistes siemens du 14-04-2017 au 18/05/2017 (alignement de la ligne d'arbre corps BP-Alternateur- Excitatrice) et du 07/05/2017 au 18-05-2017, des mesures vibratoires sur toute la ligne d'arbre avec équilibrage afin de déterminer et de diminuer les vibrations élevées.

II. NORMES DES VIBRATIONS :

Les valeurs d'alarme et déclenchement pour cette turbine :

Tableau des valeurs d'alarme

Paliers	Paliers Turbine HP MP BP Exct				Paliers Alter Exct				Observation
	Alarme		Déclanchement		Alarme		Déclanchement		
	µm	mm/s	µm	mm/s	µm	mm/s	µm	mm/s	
Absolue palier	35	11	45	14,13	50	15,70	70	22	Déclanchement par protection vibratoire
Absolue arbre	120	37,68	200	62,80	Ceux de générateur non installé				Déclanchement volontaire par arrêt d'urgence
Relative arbre (x, y crête à crête)	160	/	240	/	Ceux de générateur non installé				

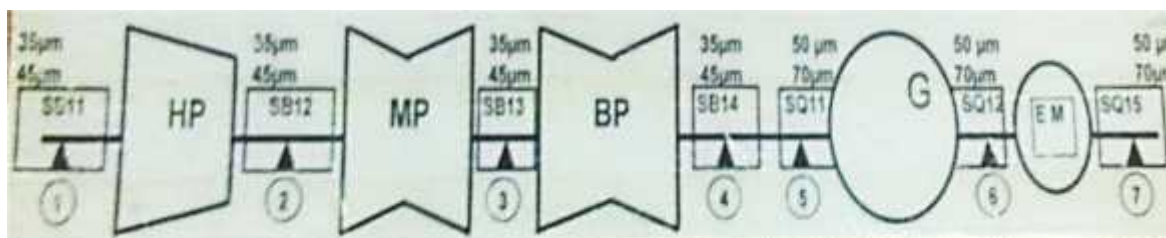


Figure IV. les valeur de déclanchement

-6. LES OPERATIONS ET LES RESULTATS :

Analyse basses fréquences (jusqu'à 2KHz) : Toutes les valeurs ont été relevées à la vitesse de 3000RPM.

Emplacement Des Capteurs

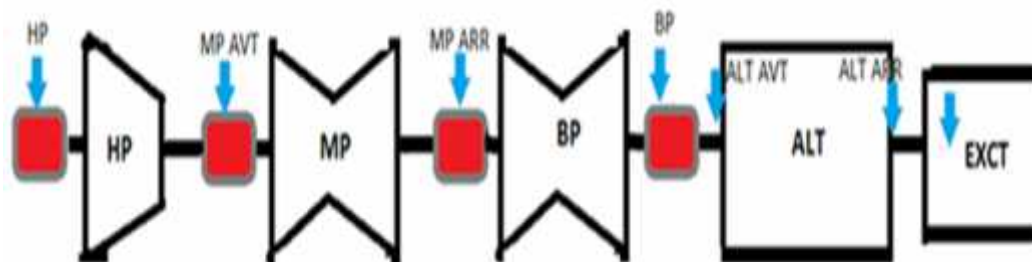


Figure IV. les valeur de déclanchement

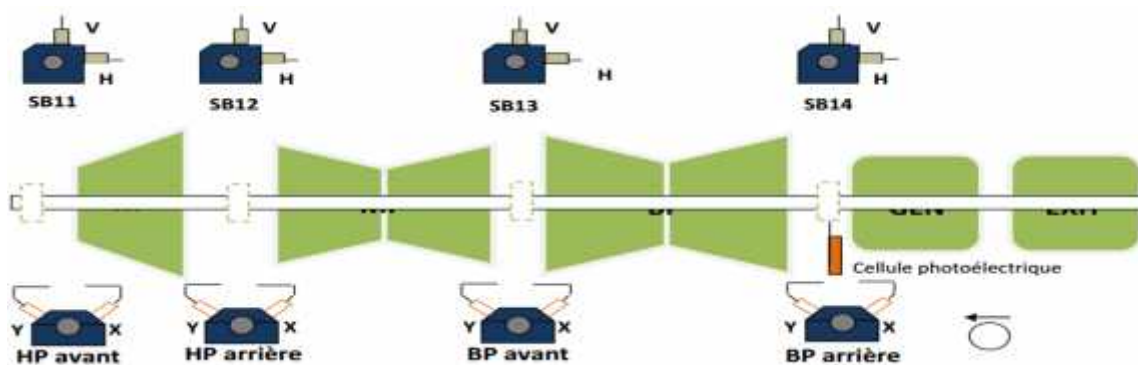


Figure IV. Les capteurs des vibrations absolues et relatives

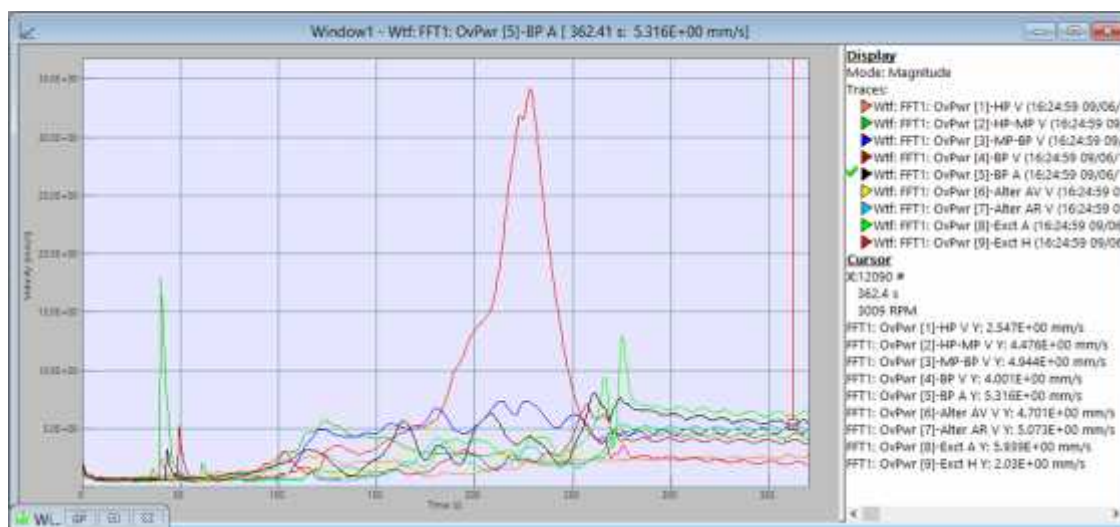
Le tableau ci-dessous contient l'état vibratoire du groupe 02 avant la VG (16/04/ 2017).

Tableau.1 .V. de l'état vibratoire de la tranche 02

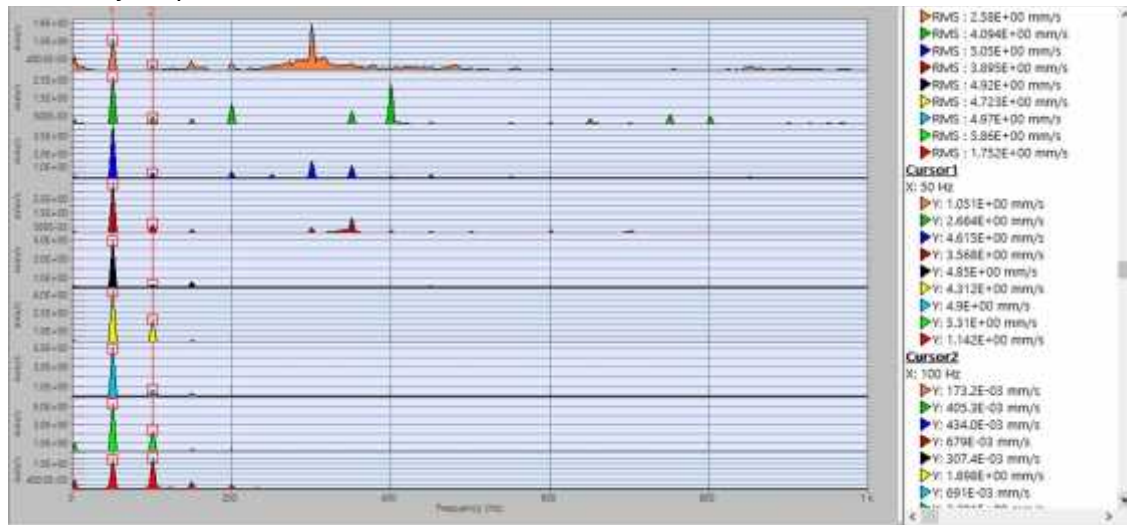
16/04/2017		Vibration Globale Oros			Système T3000 Siemens		
Régime	Paliers	V (mm/s eff)	H (mm/s eff)	A (mm/s eff)	Relatif Arbre (X)	Relatif Arbre (Y)	Absolue Arbre
A80 MW	HP	1.35	2.37	1.72	152	118	/
	MP Av	1.02	0.99	0.49	200	114	/
	MP Ar	2.39	0.53	0.75	39	25	/
	BP	3.02	1.12	10.6	49	45	/
	Alt Av	2.75	1.62	1.33	Non installé		/
	Alt Ar	1.86	1.48	1.24			/
	Exct	1.42	2.04	1.78	89	59	/

-Démarrage 07/05/2017 sans masse d'essai

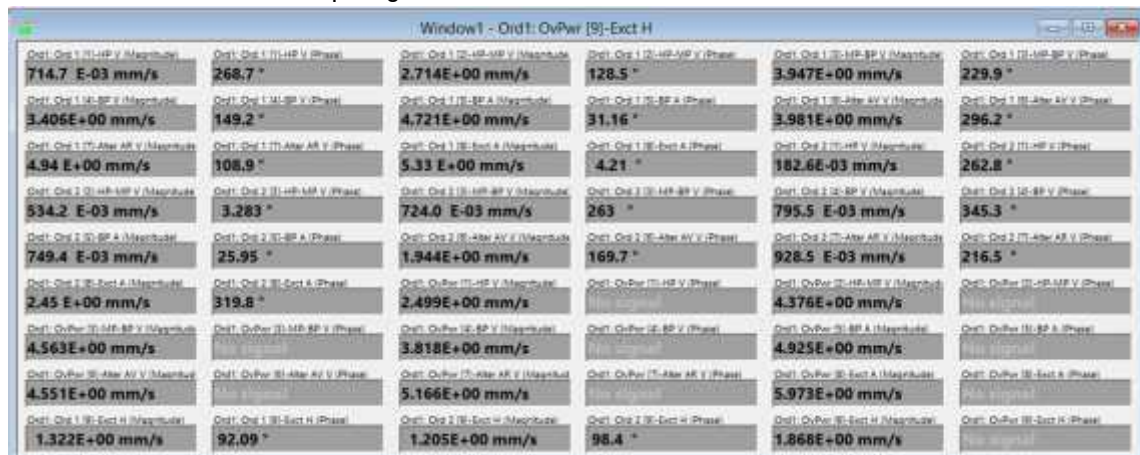
- Démarrage initial sans masse d'essai le 07/05/2017 :
- Les valeurs globales à vide



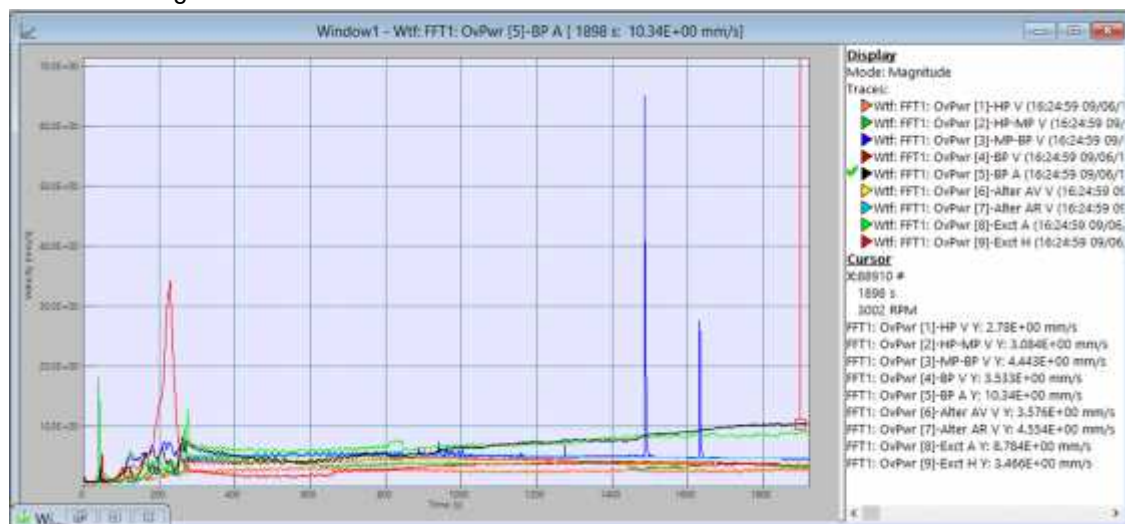
- Analyse spectrale .à vide ;



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à vide



- Les valeurs globales à 50 MW



- Analyse spectrale à 50 MW



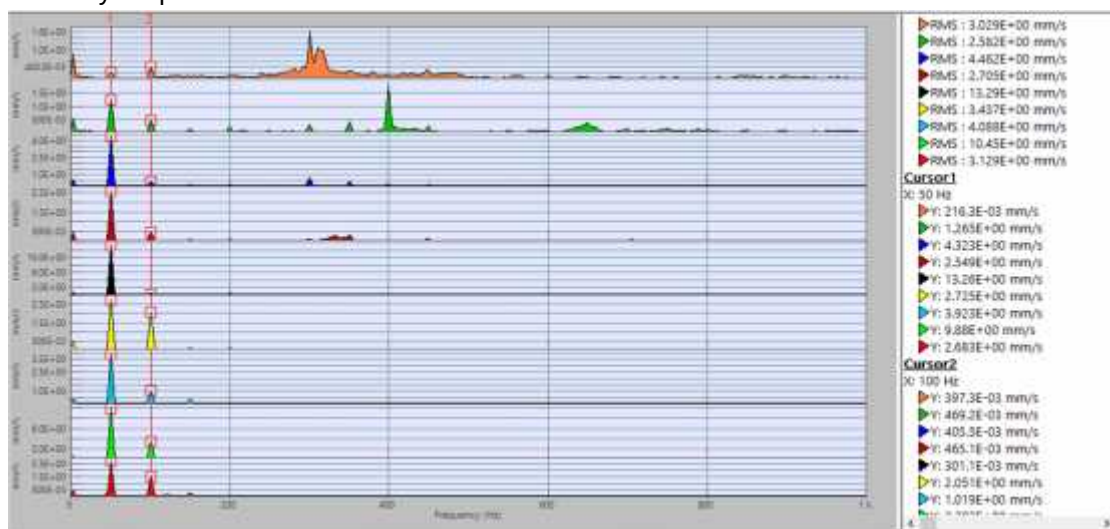
- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 50 MW

Dist: Ord 1 (1)-HP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (1)-HP V (Phase)	Dist: Ord 1 (2)-HP-MP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (2)-HP-MP V (Phase)	Dist: Ord 1 (3)-MP-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (3)-MP-BP V (Phase)
119.8 E-03 mm/s	341.9 °	1.328E+00 mm/s	120.7 °	4.122E+00 mm/s	227.9 °
Dist: Ord 1 (4)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (4)-BP V (Phase)	Dist: Ord 1 (5)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (5)-BP V (Phase)	Dist: Ord 1 (6)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (6)-BP V (Phase)
3.137E+00 mm/s	116 °	10.1 E+00 mm/s	16.28 °	2.823E+00 mm/s	289.8 °
Dist: Ord 1 (7)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (7)-BP V (Phase)	Dist: Ord 1 (8)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (8)-BP V (Phase)	Dist: Ord 1 (9)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (9)-BP V (Phase)
4.359E+00 mm/s	96.6 °	8.609E+00 mm/s	332.9 °	382.7E-03 mm/s	75.34 °
Dist: Ord 1 (10)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (10)-BP V (Phase)	Dist: Ord 1 (11)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (11)-BP V (Phase)	Dist: Ord 1 (12)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 1 (12)-BP V (Phase)
539.7E-03 mm/s	345.7 °	416.7 E-03 mm/s	304.2 °	756.3 E-03 mm/s	286.4 °
Dist: Ord 2 (1)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (1)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (2)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (2)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (3)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (3)-BP V (Phase)
363.8 E-03 mm/s	75.04 °	2.221E+00 mm/s	153.4 °	1.111E+00 mm/s	160.1 °
Dist: Ord 2 (4)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (4)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (5)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (5)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (6)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (6)-BP V (Phase)
3.203E+00 mm/s	321.9 °	3.282E+00 mm/s		2.388E+00 mm/s	
Dist: Ord 2 (7)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (7)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (8)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (8)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (9)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (9)-BP V (Phase)
4.331E+00 mm/s		3.295E+00 mm/s		10.13E+00 mm/s	
Dist: Ord 2 (10)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (10)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (11)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (11)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (12)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (12)-BP V (Phase)
3.604E+00 mm/s		4.533E+00 mm/s		9.2 E+00 mm/s	
Dist: Ord 2 (13)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (13)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (14)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (14)-BP V (Phase)	Dist: Ord 2 (15)-BP V (Magnitude)	Dist: Ord 2 (15)-BP V (Phase)
2.795E+00 mm/s	15.44 °	1.541E+00 mm/s	133.4 °	3.222E+00 mm/s	

- Les valeurs globales à 70MW



-
- Analyse spectrale à 70MW



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 70MW

Window1 - Ord1: Ord1: Ord1: Exc1 H											
Ord1: Ord1: 1f-HF Y (Magnitude)	Ord1: Ord1: 1f-HF Y (Phase)	Ord1: Ord1: 2f-HF Y (Magnitude)	Ord1: Ord1: 2f-HF Y (Phase)	Ord1: Ord1: 3f-HF Y (Magnitude)	Ord1: Ord1: 3f-HF Y (Phase)	Ord1: Ord1: 4f-HF Y (Magnitude)	Ord1: Ord1: 4f-HF Y (Phase)	Ord1: Ord1: 5f-HF Y (Magnitude)	Ord1: Ord1: 5f-HF Y (Phase)	Ord1: Ord1: 6f-HF Y (Magnitude)	Ord1: Ord1: 6f-HF Y (Phase)
208.5E-03 mm/s	5.881 °	1.257E+00 mm/s	142.9 °	4.292E+00 mm/s	222.9 °						
2.558E+00 mm/s	95.9 °	13.21 E+00 mm/s	2.21 °	2.728E+00 mm/s	288.8 °						
3.921E+00 mm/s	92.18 °	9.99 E+00 mm/s	323.1 °	369.9E-03 mm/s	55.48 °						
481.3E-03 mm/s	351.5 °	428.3 E-03 mm/s	293 °	475.8E-03 mm/s	274.8 °						
503.8 E-03 mm/s	88.92 °	2.06 E+00 mm/s	164.2 °	1.004E+00 mm/s	167.3 °						
3.309E+00 mm/s	329.7 °	2.953E+00 mm/s		2.378E+00 mm/s							
4.405E+00 mm/s		2.748E+00 mm/s		13.25E+00 mm/s							
3.433E+00 mm/s		4.077E+00 mm/s		10.54E+00 mm/s							
2.713E+00 mm/s	22.28 °	1.481E+00 mm/s	145.7 °	3.113E+00 mm/s							

Régim e	Paliers	Oros	Système T3000 Siemens			
		V (mm/s eff)	Relativ e arbre μm (X)	Relative arbre μm (Y)	Absolu arbre μm	Absolu Palier μm
07/05/2017 à 16h40						
A Vide	Palier 1 (HP)	2.49	116	123	122	5.5
	Palier 2 (HP-MP)	4.37	221	135	226	5
	Palier 3 (MP-BP)	4.56	208	128	220	12.6
	Palier 4 (BP- Alter)	3.81V/4.92A	113	43	121	7.8
	Palier 5 Alter Avant	4.55	/	/	/	9.4
	Palier 6 Alter Arrière	5.16	/	/	/	17.4
	Palier 7 Excitatrice	5.97V/1.86H	112	37	115	3.1
07/05/2017 à 17h25						

A70 MW	Palier 1 (HP)	2.95	113	101	116	2.7
	Palier 2 (HP-MP)	2.37	172	101	175	2.8
	Palier 3 (MP-BP)	4.4	152	80	163	10.2
	Palier 4 (BP- Alter)	2.74V/13.2A	50	43	54	4
	Palier 5 Alter Avant	3.43	/	/	/	9.5
	Palier 6 Alter Arrière	4.07	/	/	/	13.5
	Palier 7 Excitatrice	10.54A/3.11 H	94	39	98	4
07/05/2017 à 18h25						
A 70 MW	Palier 1 (HP)	3.7	148	139	152	3.7
	Palier 2 (HP-MP)	3.65	216	117	220	3.2
	Palier 3 (MP-BP)	4.5	148	70	158	9.1
	Palier 4 (BP- Alter)	2.6V/13.71A	64	41	67	3
	Palier 5 Alter Avant	3.7	/	/	/	10.1
	Palier 6 Alter Arrière	4.15	/	/	/	14
	Palier 7 Excitatrice	3.17H/11.6A	82	35	87	4.6
Après une dégradation remarquable des vibrations absolues arbre du palier 02 (220µm) un abaissement du charge été effectuer						
07/05/2017 à 18h55						
A 50 MW	Palier 1 (HP)	4.55	199	83	203	3.1
	Palier 2 (HP-MP)	4.6	237	96	241	3.4
	Palier 3 (MP-BP)	4.66	148	60	159	10.1
	Palier 4 (BP- Alter)	2.24V/11.6A	50	47	52	2
	Palier 5 Alter Avant	3.66	/	/	/	8.6
	Palier 6 Alter Arrière	4.21	/	/	/	13.6
	Palier 7 Excitatrice	4.2H/14.72A	74	33	78	4.6
NB : une dégradation remarquable des vibrations absolues arbre du palier 01 et 02 (203µm,241µm) ce qui provoque un déclenchement volontaire par arrêt d'urgence						

« Démarrage 11/05/2017 avec une masse d'essai de 680g au niveau palier 02(+P) et 666g au niveau palier 03(+P) a la même position (sur le rotor MP) »

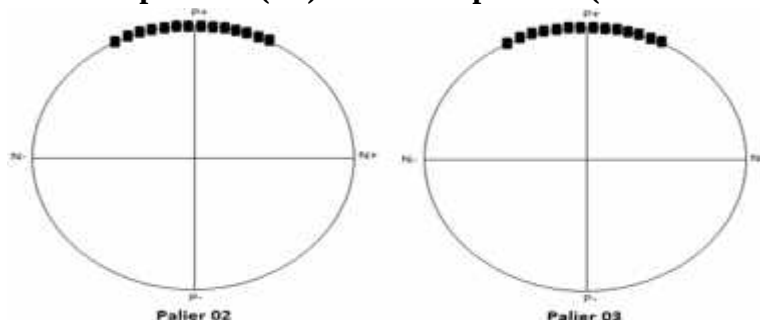
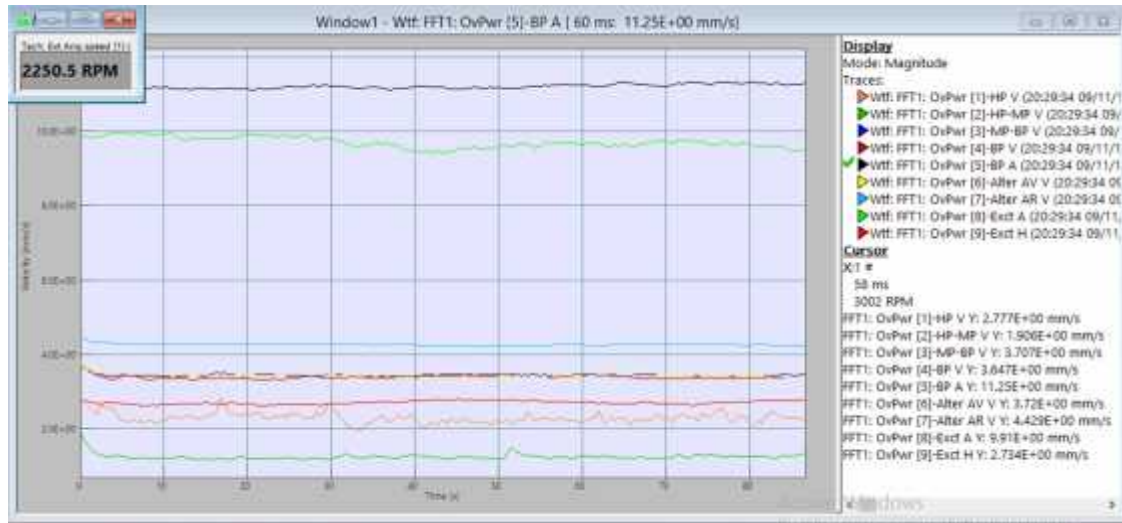


Figure.V. 7.REPARITION DES MASSELOTTE

Démarrage avec masse d'essai le 11/05/2017 :

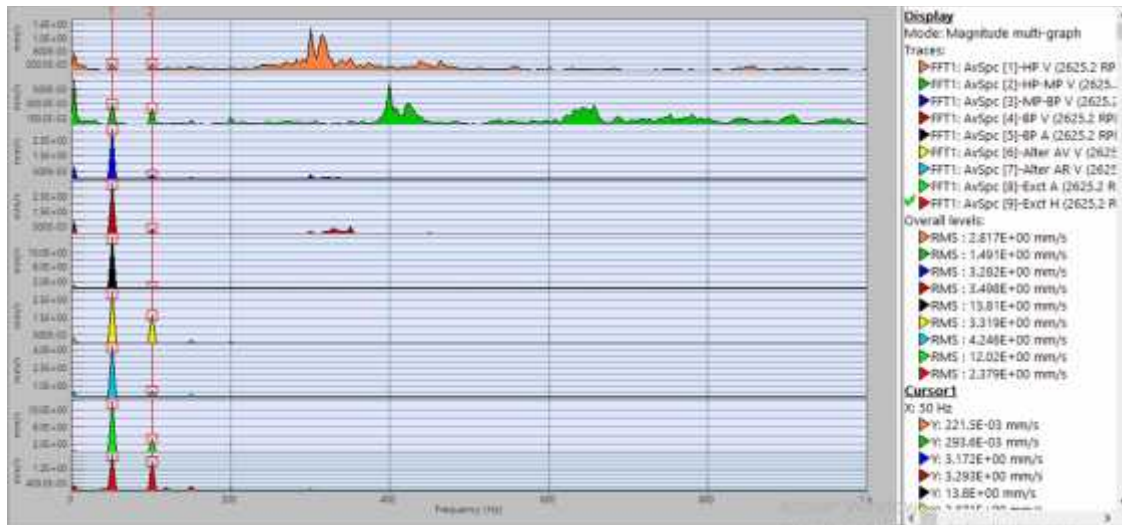
- Les valeurs globales 110MW



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f 110MW

Ort: Ort 1 (1)-HP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Phase)
206.3E-03 mm/s	22.94 °	645.3E-03 mm/s	117.6 °	2.469E+00 mm/s	254.5 °
Ort: Ort 1 (1)-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-BP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-BP A (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-BP A (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AV V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AV V (Phase)
2.317E+00 mm/s	134.8 °	8.239E+00 mm/s	44.72 °	1.802E+00 mm/s	312.3 °
Ort: Ort 1 (1)-Alter AR V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AR V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-Ext A (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Ext A (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Phase)
3.039E+00 mm/s	115.3 °	6.58 E+00 mm/s	340.5 °	194.5E-03 mm/s	75.26 °
Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-BP V (Phase)
406.2E-03 mm/s	70.88 °	1.22 E+00 mm/s	213.2 °	1.133E+00 mm/s	82.71 °
Ort: Ort 1 (1)-BP A (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-BP A (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AV V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AV V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AR V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AR V (Phase)
4.265E+00 mm/s	3.905 °	1.543E+00 mm/s	242.3 °	1.629E+00 mm/s	83.34 °
Ort: Ort 1 (1)-Ext A (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Ext A (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Phase)
4.398E+00 mm/s	314.9 °	1.883E+00 mm/s	117.6 °	1.169E+00 mm/s	254.5 °
Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-BP A (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-BP A (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AV V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AV V (Phase)
3.444E+00 mm/s	134.8 °	3.363E+00 mm/s	44.72 °	1.36E+00 mm/s	312.3 °
Ort: Ort 1 (1)-Alter AR V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Alter AR V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-Ext A (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-Ext A (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP V (Phase)
3.298E+00 mm/s	115.3 °	4.207E+00 mm/s	340.5 °	194.5E-03 mm/s	75.26 °
Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-HP-MP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-MP-BP V (Phase)	Ort: Ort 1 (1)-BP V (Magnitude)	Ort: Ort 1 (1)-BP V (Phase)
1.753E+00 mm/s	46.65 °	779.5 E-03 mm/s	1.876 °	2.825E+00 mm/s	254.5 °

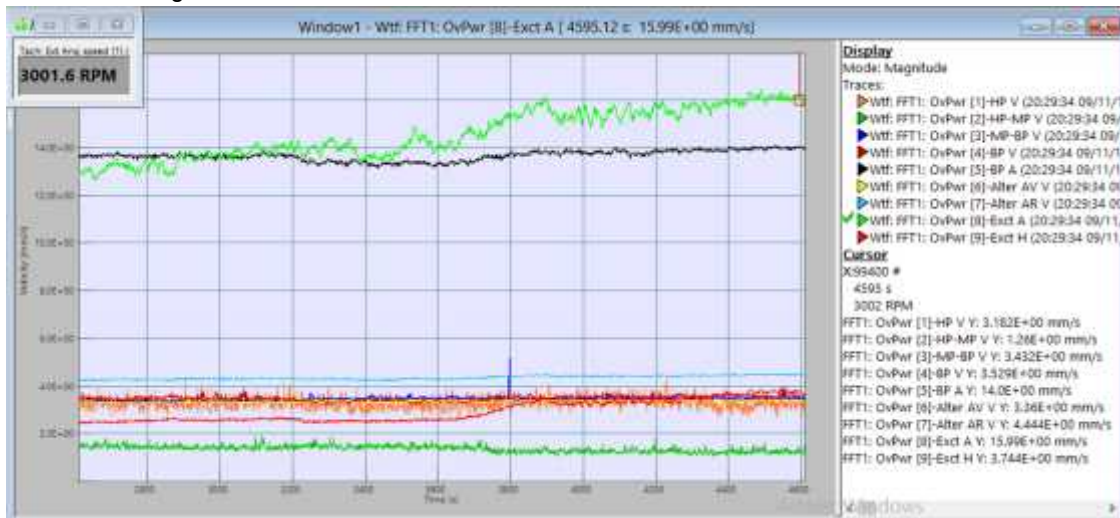
- Analyse spectrale à 130MW



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 130MW

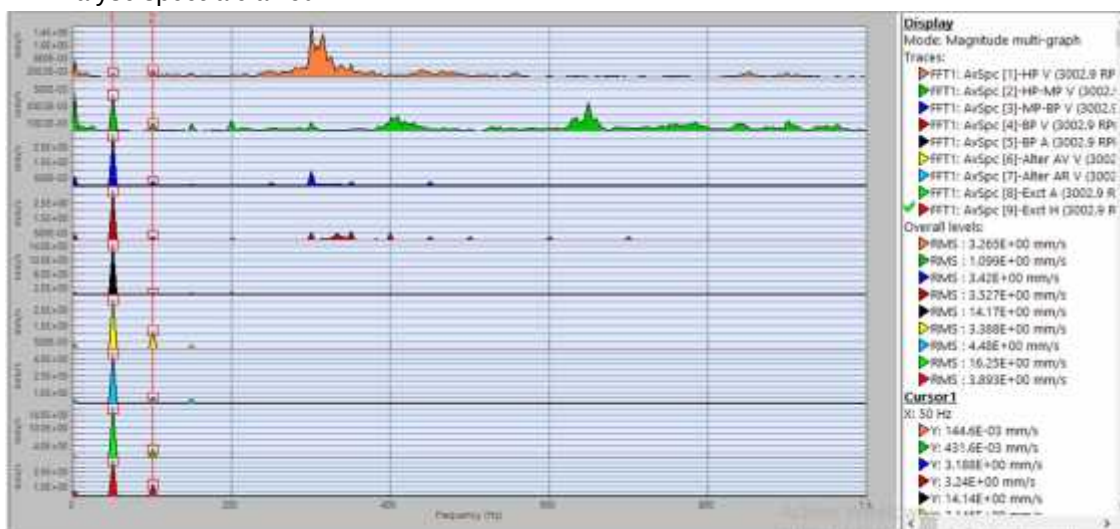


- Les valeurs globales à 150MW



-
-
-

- Analyse spectrale à 150MW



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 150MW

Window1 - Ord: OvrPwr [9]-Ext H											
Ord: Ord 1 [1]-HP V (Magnitude)	164.8E-03 mm/s	Ord: Ord 1 [1]-HP V (Phase)	23.31 °	Ord: Ord 1 [2]-HP-MP V (Magnitude)	438.6E-03 mm/s	Ord: Ord 1 [2]-HP-MP V (Phase)	324.4 °	Ord: Ord 1 [3]-MP-BP V (Magnitude)	3.243E+00 mm/s	Ord: Ord 1 [3]-MP-BP V (Phase)	226 °
Ord: Ord 1 [4]-BP V (Magnitude)	3.214E+00 mm/s	Ord: Ord 1 [4]-BP V (Phase)	102.1 °	Ord: Ord 1 [5]-BP A (Magnitude)	14.04E+00 mm/s	Ord: Ord 1 [5]-BP A (Phase)	21.66 °	Ord: Ord 1 [6]-Alter AV V (Magnitude)	3.154E+00 mm/s	Ord: Ord 1 [6]-Alter AV V (Phase)	287.4 °
Ord: Ord 1 [7]-Alter AR V (Magnitude)	4.41 E+00 mm/s	Ord: Ord 1 [7]-Alter AR V (Phase)	92.82 °	Ord: Ord 1 [8]-Ext A (Magnitude)	16.07E+00 mm/s	Ord: Ord 1 [8]-Ext A (Phase)	297.4 °	Ord: Ord 1 [9]-Ext H (Magnitude)	258.0E-03 mm/s	Ord: Ord 1 [9]-Ext H (Phase)	67.26 °
Ord: Ord 2 [1]-HP V (Magnitude)	92.42E-03 mm/s	Ord: Ord 2 [1]-HP V (Phase)	2.046 °	Ord: Ord 2 [2]-HP-MP V (Magnitude)	284.4E-03 mm/s	Ord: Ord 2 [2]-HP-MP V (Phase)	304.9 °	Ord: Ord 2 [3]-MP-BP V (Magnitude)	304.3E-03 mm/s	Ord: Ord 2 [3]-MP-BP V (Phase)	228.9 °
Ord: Ord 2 [4]-BP V (Magnitude)	395.2E-03 mm/s	Ord: Ord 2 [4]-BP V (Phase)	80.18 °	Ord: Ord 2 [5]-BP A (Magnitude)	1.174E+00 mm/s	Ord: Ord 2 [5]-BP A (Phase)	150.5 °	Ord: Ord 2 [6]-Alter AV V (Magnitude)	551.1E-03 mm/s	Ord: Ord 2 [6]-Alter AV V (Phase)	163.2 °
Ord: Ord 2 [7]-Alter AR V (Magnitude)	3.003E+00 mm/s	Ord: Ord 2 [7]-Alter AR V (Phase)	321.6 °	Ord: Ord 2 [8]-Ext A (Magnitude)	3.518E+00 mm/s	Ord: Ord 2 [8]-Ext A (Phase)	100.0 °	Ord: Ord 2 [9]-Ext H (Magnitude)	1.011E+00 mm/s	Ord: Ord 2 [9]-Ext H (Phase)	100.0 °
Ord: Ord 3 [1]-HP V (Magnitude)	3.439E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [1]-HP V (Phase)	100.0 °	Ord: Ord 3 [2]-HP-MP V (Magnitude)	3.514E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [2]-HP-MP V (Phase)	100.0 °	Ord: Ord 3 [3]-MP-BP V (Magnitude)	14.05E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [3]-MP-BP V (Phase)	100.0 °
Ord: Ord 3 [4]-BP V (Magnitude)	3.377E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [4]-BP V (Phase)	100.0 °	Ord: Ord 3 [5]-BP A (Magnitude)	4.466E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [5]-BP A (Phase)	100.0 °	Ord: Ord 3 [6]-Alter AV V (Magnitude)	16.35E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [6]-Alter AV V (Phase)	100.0 °
Ord: Ord 3 [7]-Alter AR V (Magnitude)	3.608E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [7]-Alter AR V (Phase)	77.69 °	Ord: Ord 3 [8]-Ext A (Magnitude)	1.259E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [8]-Ext A (Phase)	149.4 °	Ord: Ord 3 [9]-Ext H (Magnitude)	3.824E+00 mm/s	Ord: Ord 3 [9]-Ext H (Phase)	100.0 °

-Tableau des valeur globales

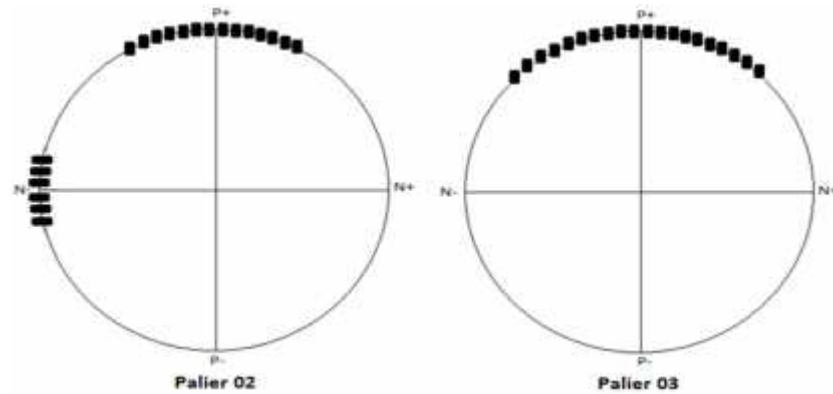
Régim e	Paliers	Oros	Système T3000 Siemens			
		V (mm/s eff)	Relativ e arbre µm (X)	Relative arbre µm (Y)	Absolu arbre µm	Absolu Palier µm
11/05/2017 à 19h56						
A Vide	Palier 1 (HP)	/	89	77	93	4.4
	Palier 2 (HP-MP)	/	128	98	131	3
	Palier 3 (MP-BP)	/	162	108	171	9.2
	Palier 4 (BP-Alter)	/	82	29	88	6.8
	Palier 5 Alter Avant	/	/	/	/	10.3
	Palier 6 Alter Arrière	/	/	/	/	15.9
	Palier 7 Excitatrice	/	124	46	128	4.2

11/05/2017 à 20h35						
A110 MW	Palier 1 (HP)	1.88	91	87	93	1.7
	Palier 2 (HP-MP)	1.16	93	80	95	1.8
	Palier 3 (MP-BP)	3.44	133	78	140	7.5
	Palier 4 (BP-Alter)	3.36V/11.3A	36	33	42	5.8
	Palier 5 Alter Avant	3.29	/	/	/	9.4
	Palier 6 Alter Arrière	4.2	/	/	/	13.7
	Palier 7 Excitatrice	2.82H/9.32A	94	35	98	4
11/05/2017 à 21h05						
A130 MW	Palier 1 (HP)	3.84	71	123	72	3.2
	Palier 2 (HP-MP)	1.42	83	115	84	1.8
	Palier 3 (MP-BP)	3.22	133	90	139	6.2
	Palier 4 (BP-Alter)	3.34V/13.8A	62	39	65	5.6
	Palier 5 Alter Avant	3.29	/	/	/	10.5
	Palier 6 Alter Arrière	4.21	/	/	/	14.3
	Palier 7 Excitatrice	2.42H/12.4A	90	37	95	4.7
11/05/2017 à 22h00						
A150 MW	Palier 1 (HP)	3.51	61	133	65	3.8
	Palier 2 (HP-MP)	1	57	113	61	2.1
	Palier 3 (MP-BP)	3.43	142	106	149	6.3
	Palier 4 (BP-Alter)	3.51V/14A	74	49	78	4.8
	Palier 5 Alter Avant	3.37	/	/	/	11.2
	Palier 6 Alter Arrière	4.46	/	/	/	14.6
	Palier 7 Excitatrice	3.82H/16.3A	80	33	85	5.4

6.1. Interprétation 1 :

- ✓ Une amélioration remarquable de la vibration relative arbre direction X et absolu arbre au niveau des paliers 1 et 2 (HP, HP-MP). Mais le palier 3 (MP-BP) reste toujours en alarme avec une valeur fixe de 130µm à 140µm en absolu arbre en fonction de la charge.
- ✓ En absolu palier (Oros globale) : en remarque une valeur vibratoire élevée au niveau du palier 4 (BP-Alter) en direction axial qui atteint les 14 A et au niveau du palier 7 (Exct) qui atteint les 16.3 A.

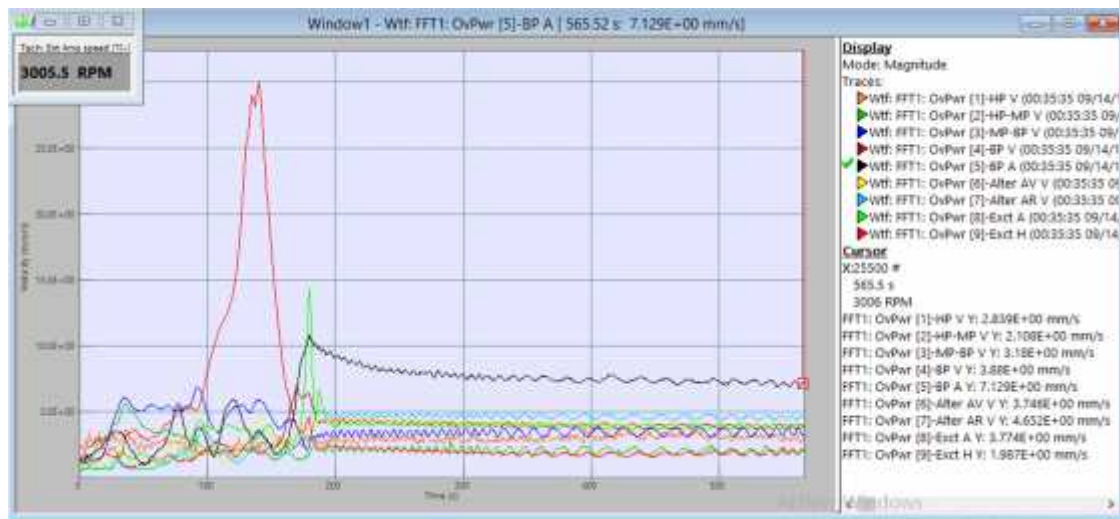
Démarrage 13/05/2017 avec une masse de correction, ajoute 333g au palier 02 (-N) et 592g au palier 03 a la position (+P) (sur le rotor MP) :



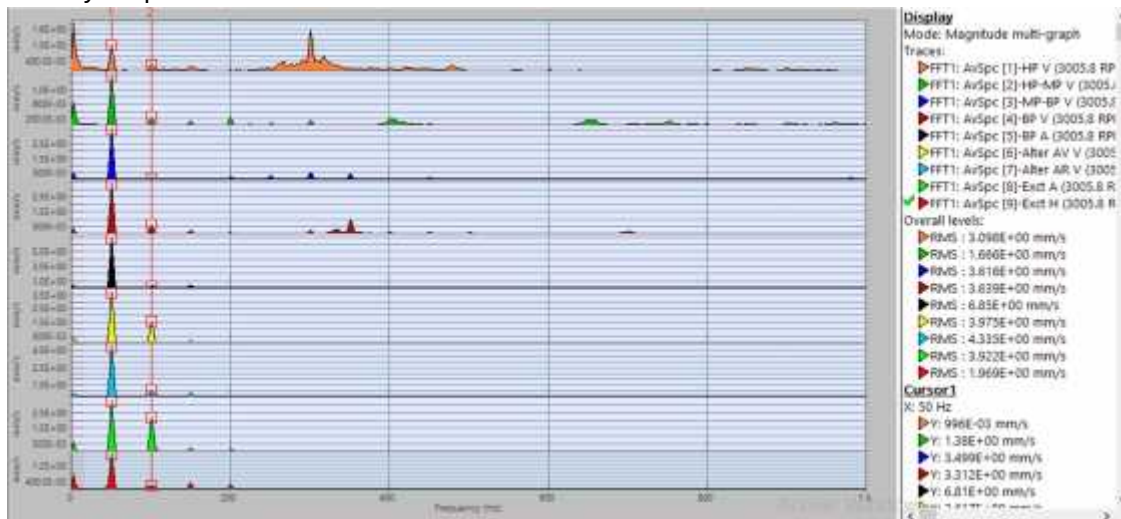
REPARITION DES MASSELOUTES

Démarrage avec masse de correction le 13/05/2017 :

- Les valeurs globales à vide



- Analyse spectrale à vide



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à vide



- Les valeurs globales à 100MW



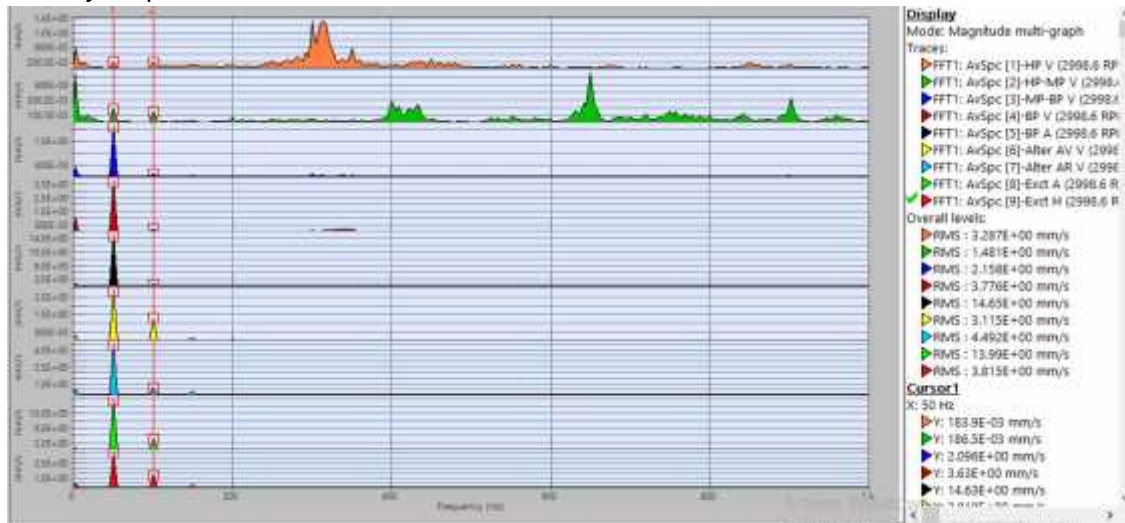
- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 100MW



- Les valeurs globales à 148MW



- Analyse spectrale à 148MW



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 148MW

Window1 - Ord1: Ovpwr [9]-Ext H					
Ord1: Ord 1 [1]-HP V Magnitude	Ord1: Ord 1 [1]-HP V Phase	Ord1: Ord 1 [2]-MP-MP V Magnitude	Ord1: Ord 1 [2]-MP-MP V Phase	Ord1: Ord 1 [3]-MP-BP V Magnitude	Ord1: Ord 1 [3]-MP-BP V Phase
143.6E-03 mm/s	314.7 °	144.1E-03 mm/s	135.3 °	1.443E+00 mm/s	237.1 °
Ord1: Ord 1 [4]-BP V Magnitude	Ord1: Ord 1 [4]-BP V Phase	Ord1: Ord 1 [5]-BP A Magnitude	Ord1: Ord 1 [5]-BP A Phase	Ord1: Ord 1 [6]-Alter AV V Magnitude	Ord1: Ord 1 [6]-Alter AV V Phase
2.5 E+00 mm/s	109.4 °	10.04E+00 mm/s	30.82 °	1.884E+00 mm/s	287.4 °
Ord1: Ord 1 [7]-Alter AR V Magnitude	Ord1: Ord 1 [7]-Alter AR V Phase	Ord1: Ord 1 [8]-Ext A Magnitude	Ord1: Ord 1 [8]-Ext A Phase	Ord1: Ord 1 [9]-Ext H Magnitude	Ord1: Ord 1 [9]-Ext H Phase
3.035E+00 mm/s	94.7 °	9.484E+00 mm/s	288.4 °	146.2E-03 mm/s	76.08 °
Ord1: Ord 2 [1]-HP V Magnitude	Ord1: Ord 2 [1]-HP V Phase	Ord1: Ord 2 [2]-MP-MP V Magnitude	Ord1: Ord 2 [2]-MP-MP V Phase	Ord1: Ord 2 [3]-MP-BP V Magnitude	Ord1: Ord 2 [3]-MP-BP V Phase
99.1E-03 mm/s	52.18 °	798.3E-03 mm/s	227.6 °	1.399E+00 mm/s	88.6 °
Ord1: Ord 2 [4]-BP V Magnitude	Ord1: Ord 2 [4]-BP V Phase	Ord1: Ord 2 [5]-BP A Magnitude	Ord1: Ord 2 [5]-BP A Phase	Ord1: Ord 2 [6]-Alter AV V Magnitude	Ord1: Ord 2 [6]-Alter AV V Phase
5.927E+00 mm/s	22.19 °	1.274E+00 mm/s	246.5 °	1.748E+00 mm/s	95 °
Ord1: Ord 2 [7]-Alter AR V Magnitude	Ord1: Ord 2 [7]-Alter AR V Phase	Ord1: Ord 2 [8]-Ext A Magnitude	Ord1: Ord 2 [8]-Ext A Phase	Ord1: Ord 2 [9]-Ext H Magnitude	Ord1: Ord 2 [9]-Ext H Phase
6.205E+00 mm/s	286.4 °	2.765E+00 mm/s	1.154E+00 mm/s	1.154E+00 mm/s	1.154E+00 mm/s
Ord1: Ord 3 [1]-HP V Magnitude	Ord1: Ord 3 [1]-HP V Phase	Ord1: Ord 3 [2]-MP-MP V Magnitude	Ord1: Ord 3 [2]-MP-MP V Phase	Ord1: Ord 3 [3]-MP-BP V Magnitude	Ord1: Ord 3 [3]-MP-BP V Phase
2.141E+00 mm/s	3.707E+00 mm/s	4.461E+00 mm/s	13.98E+00 mm/s	13.98E+00 mm/s	13.98E+00 mm/s
Ord1: Ord 3 [4]-BP V Magnitude	Ord1: Ord 3 [4]-BP V Phase	Ord1: Ord 3 [5]-BP A Magnitude	Ord1: Ord 3 [5]-BP A Phase	Ord1: Ord 3 [6]-Alter AV V Magnitude	Ord1: Ord 3 [6]-Alter AV V Phase
3.065E+00 mm/s	48.06 °	1.276E+00 mm/s	63.07 °	3.836E+00 mm/s	3.836E+00 mm/s
Ord1: Ord 3 [7]-Alter AR V Magnitude	Ord1: Ord 3 [7]-Alter AR V Phase	Ord1: Ord 3 [8]-Ext A Magnitude	Ord1: Ord 3 [8]-Ext A Phase	Ord1: Ord 3 [9]-Ext H Magnitude	Ord1: Ord 3 [9]-Ext H Phase
2.496E+00 mm/s	48.06 °	1.276E+00 mm/s	63.07 °	3.836E+00 mm/s	3.836E+00 mm/s

Tableau des valeurs globales

Régim e	Paliers	Oros	Système T3000 Siemens			
		V (mm/s eff)	Relativ e arbre µm (X)	Relative arbre µm (Y)	Absolu arbre µm	Absolu Palier µm
14/05/2017 à 00h45						
A Vide	Palier 1 (HP)	2.31	130	91	137	6.7
	Palier 2 (HP-MP)	2.06	142	133	147	8.4
	Palier 3 (MP-BP)	3.08	158	106	168	9.6
	Palier 4 (BP- Alter)	3.81V/6.97A	123	62	131	8.1
	Palier 5 Alter Avant	3.7	/	/	/	9.4
	Palier 6 Alter Arrière	4.68	/	/	/	16.2
	Palier 7 Excitatrice	1.66H/3.6A	100	41	103	4
14/05/2017 à 01h49						
A 100 MW	Palier 1 (HP)	2.73	89	89	91	2.3
	Palier 2 (HP-MP)	1.58	83	74	84	2
	Palier 3 (MP-BP)	1.99	105	60	110	5.3
	Palier 4 (BP- Alter)	3.6V/11.91A	58	25	64	7.1
	Palier 5 Alter Avant	3.1	/	/	/	9.2
	Palier 6 Alter Arrière	4.2	/	/	/	14
	Palier 7 Excitatrice	3.11H/10.6A	90	36	93	3.8
14/05/2017 à 02h40						
A148 MW	Palier 1 (HP)	2.76	67	131	70	3.2
	Palier 2 (HP-MP)	1.25	65	103	67	2
	Palier 3 (MP-BP)	2.14	115	76	119	4.4
	Palier 4 (BP- Alter)	3.7V/14.63A	75	37	76	6.4
	Palier 5 Alter Avant	3.06	/	/	/	10.4
	Palier 6 Alter Arrière	4.46	/	/	/	15.4
	Palier 7 Excitatrice	3.83H/14A	90	37	94	4.3

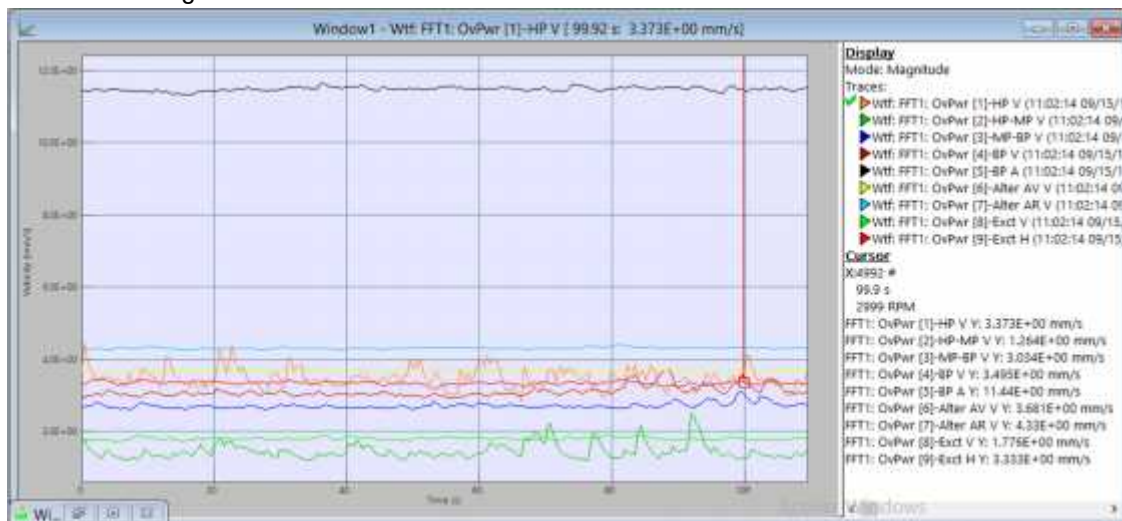
6.2. Interprétation 2 :

- ✓ Une amélioration remarquable de la vibration relative arbre direction X et absolu arbre au niveau des paliers 3(MP-BP), Mais reste toujours en voisinage de L'alarme avec une valeur qui varie de 110 μm à 120 μm en absolu arbre en fonction de la charge.

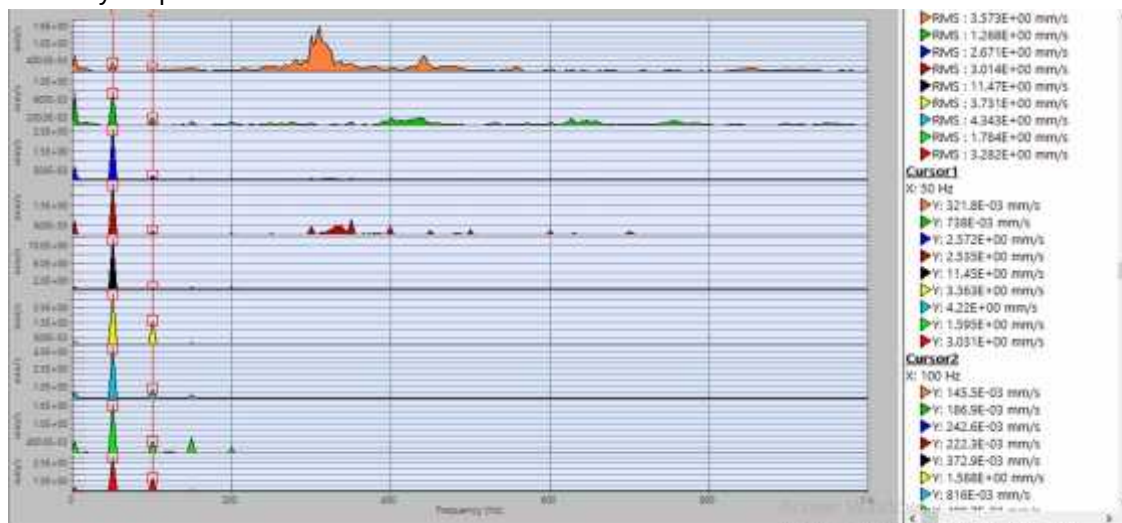
- ✓ En absolu palier (Oros globale) : en remarque une valeur vibratoire élevée au niveau du palier 4 (BP-Alter) en direction axial qui atteint les **14.6 mm/s** et au niveau du palier 7 (Exct) qui atteint les **14mm/s**.

Démarrage 15/05/2017 avec les mêmes conditions que le dernier démarrage après l'incident de la chaudière :

- **Démarrage le 15/05/2017 après l'incident chaudière :**
- Les valeurs globales à 110MW



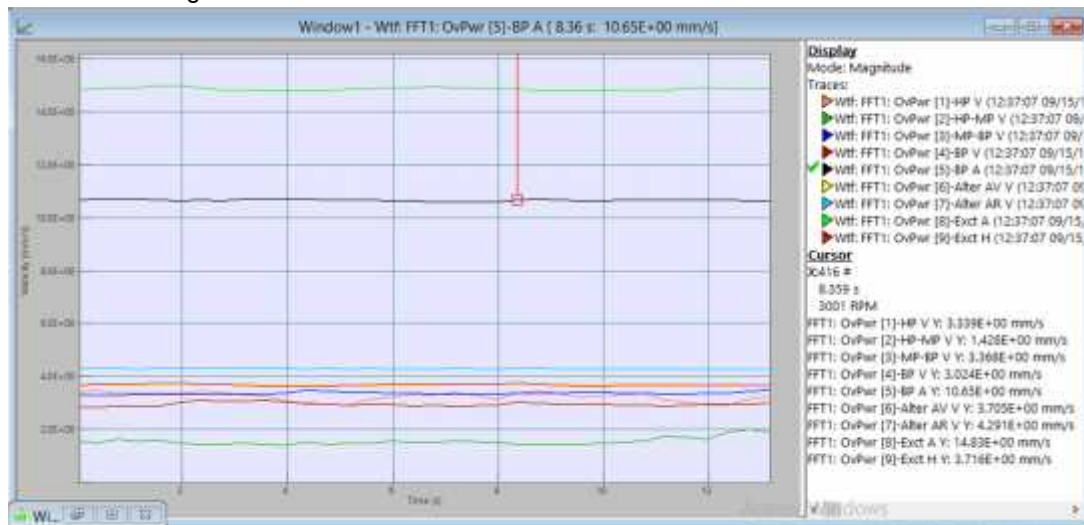
- Analyse spectrale à 110MW



- Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 110MW

Ordt: Ordt 1 (1)-HP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-HP V (Phase)	Ordt: Ordt 1 (1)-HP-MP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-HP-MP V (Phase)	Ordt: Ordt 1 (1)-MP-BP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-MP-BP V (Phase)
327.1E-03 mm/s	353.7 °	761.5E-03 mm/s	239.1 °	2.573E+00 mm/s	241.5 °
Ordt: Ordt 1 (1)-BP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-BP V (Phase)	Ordt: Ordt 1 (1)-BP A (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-BP A (Phase)	Ordt: Ordt 1 (1)-Alter AV V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-Alter AV V (Phase)
2.487E+00 mm/s	104 °	11.48 E+00 mm/s	6.86 °	3.39 E+00 mm/s	281.4 °
Ordt: Ordt 1 (1)-Alter AR V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-Alter AR V (Phase)	Ordt: Ordt 1 (1)-Ext V (Magnitude)	Ordt: Ordt 1 (1)-Ext V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP V (Phase)
4.251E+00 mm/s	88.12 °	1.71 E+00 mm/s	44.6 °	135.7E-03 mm/s	112.1 °
Ordt: Ordt 2 (2)-HP-MP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP-MP V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-MP-BP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-MP-BP V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP V (Phase)
188.5E-03 mm/s	344.1 °	249.0 E-03 mm/s	307.3 °	227.5E-03 mm/s	266.8 °
Ordt: Ordt 2 (2)-BP A (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP A (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AV V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AV V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AR V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AR V (Phase)
382.1 E-03 mm/s	57.86 °	1.589E+00 mm/s	165.4 °	837.0 E-03 mm/s	154.4 °
Ordt: Ordt 2 (2)-Ext V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP-MP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-HP-MP V (Phase)
301.6E-03 mm/s	126.3 °	2.748E+00 mm/s	165.4 °	1.137E+00 mm/s	165.4 °
Ordt: Ordt 2 (2)-MP-BP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-MP-BP V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP A (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-BP A (Phase)
2.595E+00 mm/s	165.4 °	2.88 E+00 mm/s	165.4 °	11.5 E+00 mm/s	165.4 °
Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AV V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AV V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AR V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Alter AR V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext V (Phase)
3.744E+00 mm/s	165.4 °	4.349E+00 mm/s	165.4 °	1.868E+00 mm/s	165.4 °
Ordt: Ordt 2 (2)-Ext H (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext H (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext V (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext V (Phase)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext H (Magnitude)	Ordt: Ordt 2 (2)-Ext H (Phase)
3.264E+00 mm/s	44.13 °	1.169E+00 mm/s	139.5 °	3.475E+00 mm/s	165.4 °

- Les valeurs globales à 130MW



- Analyse spectrale à 130MW



Les valeurs numériques globales, 1f et 2f à 130MW

Window1 - Ord1: OpPwr [9]-Exct H											
Def1: Ord 1 (1f-HP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (1f-HP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (2f-HP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (2f-HP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (3f-HP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (3f-HP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (4f-HP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (4f-HP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (5f-HP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (5f-HP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (6f-HP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (6f-HP) V (Phase)
355.3E-03 mm/s	339.8 °	924.2E-03 mm/s	226.6 °	3.224E+00 mm/s	239.1 °	2.422E+00 mm/s	107.7 °	10.5 E+00 mm/s	8.005 °	3.357E+00 mm/s	277.8 °
Def1: Ord 1 (1f-BP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (1f-BP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (2f-BP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (2f-BP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (3f-BP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (3f-BP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (4f-BP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (4f-BP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (5f-BP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (5f-BP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (6f-BP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (6f-BP) V (Phase)
4.164E+00 mm/s	85.85 °	14.51E+00 mm/s	273.4 °	206.9E-03 mm/s	61.16 °	141.5E-03 mm/s	4.213 °	327.3 E-03 mm/s	289.6 °	225.2E-03 mm/s	241.6 °
Def1: Ord 1 (1f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (1f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (2f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (2f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (3f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (3f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (4f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (4f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (5f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (5f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (6f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (6f-AP) V (Phase)
555.3 E-03 mm/s	62.71 °	1.464E+00 mm/s	166.5 °	744.7 E-03 mm/s	162.4 °	2.776E+00 mm/s	296.8 °	3.176E+00 mm/s	1.303E+00 mm/s	10.56E+00 mm/s	10.56E+00 mm/s
Def1: Ord 1 (1f-SP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (1f-SP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (2f-SP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (2f-SP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (3f-SP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (3f-SP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (4f-SP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (4f-SP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (5f-SP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (5f-SP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (6f-SP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (6f-SP) V (Phase)
3.271E+00 mm/s	10.56E+00 mm/s	2.835E+00 mm/s	10.56E+00 mm/s	10.56E+00 mm/s	10.56E+00 mm/s	3.683E+00 mm/s	4.257E+00 mm/s	4.257E+00 mm/s	14.8 E+00 mm/s	14.8 E+00 mm/s	14.8 E+00 mm/s
Def1: Ord 1 (1f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (1f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (2f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (2f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (3f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (3f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (4f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (4f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (5f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (5f-AP) V (Phase)	Def1: Ord 1 (6f-AP) V (Magnitude)	Def1: Ord 1 (6f-AP) V (Phase)
3.309E+00 mm/s	43.26 °	1.106E+00 mm/s	128.4 °	3.507E+00 mm/s	3.507E+00 mm/s	3.309E+00 mm/s	43.26 °	1.106E+00 mm/s	128.4 °	3.507E+00 mm/s	3.507E+00 mm/s

Tableau V. des valeurs globales

Régim e	Paliers	Oros	Système T3000 Siemens			
		V (mm/s eff)	Relativ e arbre μm (X)	Relative arbre μm (Y)	Absolu arbre μm	Absolu Palier μm
15/05/2017 à 09h20						
A 110 MW	Palier 1 (HP)	3.3	91	115	93	2.1
	Palier 2 (HP- MP)	1.22	89	91.9	91.1	1.7
	Palier 3 (MP-BP)	3.16	115	64	121.7	6.5
	Palier 4 (BP- Alter)	3.40V/11.63 A	52.2	43.1	56.4	4.5
	Palier 5 Alter Avant	3.62	/	/	/	10.3
	Palier 6 Alter Arrière	4.31	/	/	/	15.2
	Palier 7 Excitatrice	3.35H/14.15 A	90.34	34.8	94.6	4.5

15/05/2017 à 12h00						
A 120 MW	Palier 1 (HP)	/	96.9	115.3	99.5	2.6
	Palier 2 (HP-MP)	/	89.1	86.1	91.3	2
	Palier 3 (MP-BP)	/	113.1	62.6	119.6	6.5
	Palier 4 (BP-Alter)	/	48.1	41.2	52	4
	Palier 5 Alter Avant	/	/	/	/	10.5
	Palier 6 Alter Arrière	/	/	/	/	14.8
	Palier 7 Excitatrice	/	84.1	33	88.7	4.7
15/05/2017 à 12h40						
A130 MW	Palier 1 (HP)	3.17	96.9	119.3	99	2.4
	Palier 2 (HP-MP)	1.3	94.9	95.9	96.9	2
	Palier 3 (MP-BP)	3.27	11.2	60.8	118	6.6
	Palier 4 (BP-Alter)	2.83V/10.5A	54.1	41.2	58.1	4.2
	Palier 5 Alter Avant	3.68	/	/	/	9.9
	Palier 6 Alter Arrière	4.25	/	/	/	14.5
	Palier 7 Excitatrice	3.5H/14.8A	84.1	33	88.6	4.5

6.3. Interprétation 3

- ✓ Une amélioration remarquable de la vibration relative arbre direction X et absolu arbre au niveau des paliers 3(MP-BP), Mais reste toujours en voisinage de L'alarme avec une valeur qui varie de 118µm à 120µm en absolu arbre.
- ✓ En absolu palier (Oros globale) : en remarque une valeur vibratoire élevée au niveau du palier 4 (BP-Alter) en direction axial qui atteint les 10.5mm/s et au niveau du palier 7 (Exct) qui atteint les 14.8mm/s.

III. CONCLUSION

Compte tenu des résultats obtenus et des analyses effectuées en régime transitoire et stabilisé (3000tr/min) et en déférent régime de charge, le comportement vibratoire du groupe 02 de la centrale de Ras djinet considéré comme :

****Admissible conformément aux spécifications de la norme internationale ISO 10816 pour ce type de machines, sur l'ensemble de la ligne d'arbre et selon les mesures absolues palier.**

****la vibration absolu arbre du palier 3 (MP-BP), et atteignant 120µm de 100MW a 120MW, qui est classé à la limite de la zone B (au voisinage du seuil d'alarme) selon la norme ISO10816-2.**

Par ailleurs, malgré les différentes tentatives d'équilibrage effectuées par le spécialiste SIEMENS, nous remarquons que le niveau des vibrations absolu arbre restent toujours élevés et instable (au voisinage de l'alarme).

À cet effet et dans le cadre de la levée des réserves nous recommandons:

- une amélioration de la vibration absolue arbre par équilibrage au niveau du palier 3 qui tourne au tour de l'alarme.
- amélioration du passage de la vitesse critique du palier 7 qui atteint la valeur de $354\mu\text{m}$ en absolu arbre à 2615RPM et $326\mu\text{m}$ en relative arbre a la même vitesse, dont les valeurs de déclenchement sont respectivement $200\mu\text{m}$ et $240\mu\text{m}$. la valeur par l'analyseur Oros est de 30mm/s en direction horizontale a la même vitesse.

CHAPITRE V

simulation numérique du corps hp

V. Introduction

La simulation est une méthode de mesure et d'étude consistant à remplacer un phénomène, un système par un modèle plus simple mais ayant un comportement analogue

L'objectif d'un modèle de simulation peut être simplement descriptif : étudier le Comportement d'un système sous différentes hypothèses d'évolution de l'environnement, ou aussi normatif (décisionnel) : en simulant plusieurs décisions envisagées choisir la meilleure ou la moins mauvaise.

Dans ce chapitre on a présenté une simulation numérique d'un rotor

- La détermination des fréquences propres et des modes propres par l'analyse fréquentielle, le but de ce type d'analyse pouvant vous aider à éviter les résonances. La méthode utilisée pour effectuer l'analyse est « la méthode éléments finis » par logiciel ABAQUS Simulation et le maillage la procédure de division du modèle en petits éléments.

V.1 Description du modèle

Dans ce chapitre le corps HP modélisé par un disque et un arbre, le modèle éléments finis du rotor est constitué d'un arbre et disque. L'arbre est de longueur $L = 2,50 \text{ m}$ et de diamètre externe $r_a = 0.3 \text{ m}$. Le matériau est un alliage spécial supposé homogène et isotrope, de densité volumique de masse $p_d = 1967 \text{ kg/m}^3$, de coefficient de Poisson $\nu = 0.30$ et de module d'Young élastique $E_a = 210 \text{ GPa}$.

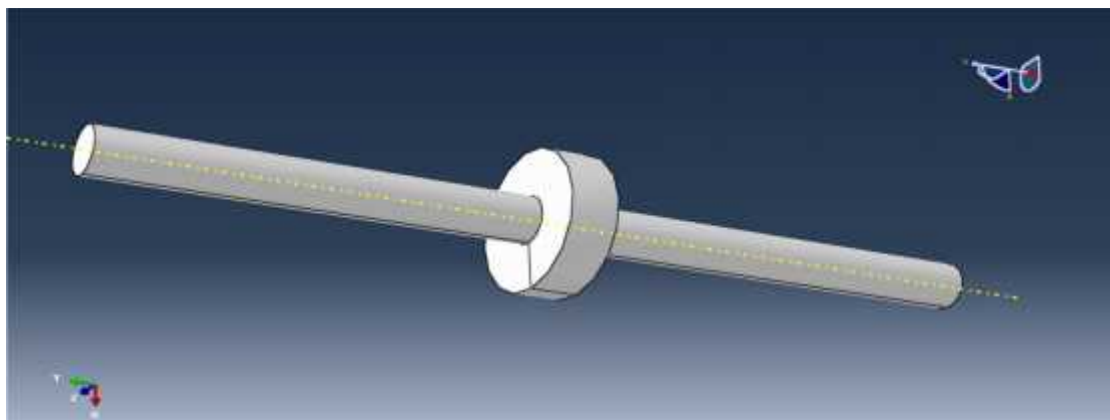


Figure V.1. Model de rotor

V.2.Condition initial.

$$U1 = U2 = U3 = UR1 = UR3 = 0$$

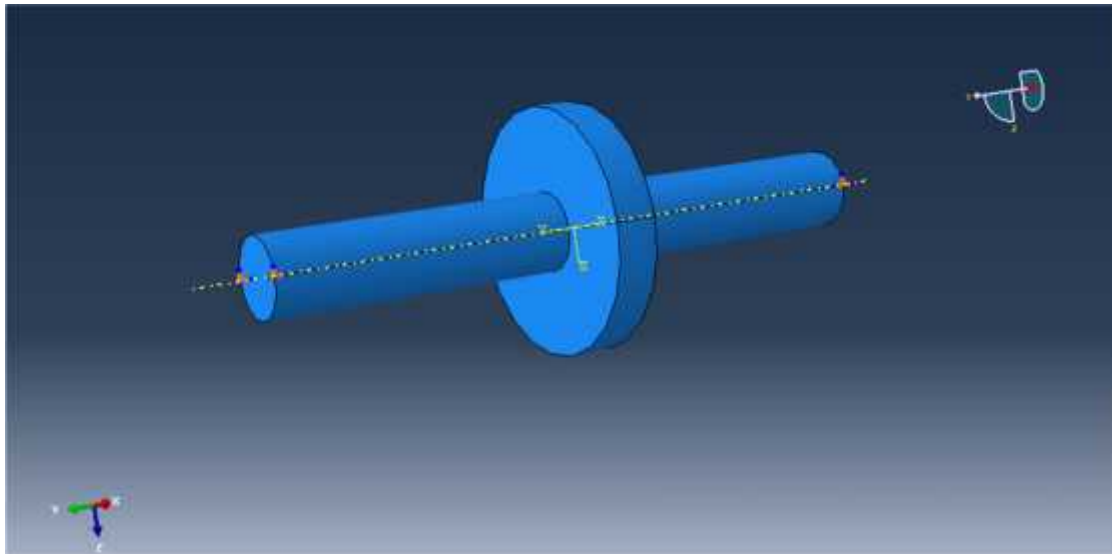


Figure V.2. Conditions initial.

V.3 .Etude fréquentielle :

Dans cette partie de simulation on peut identifier et indiquer un ensemble de déformation modale d'un rotor.

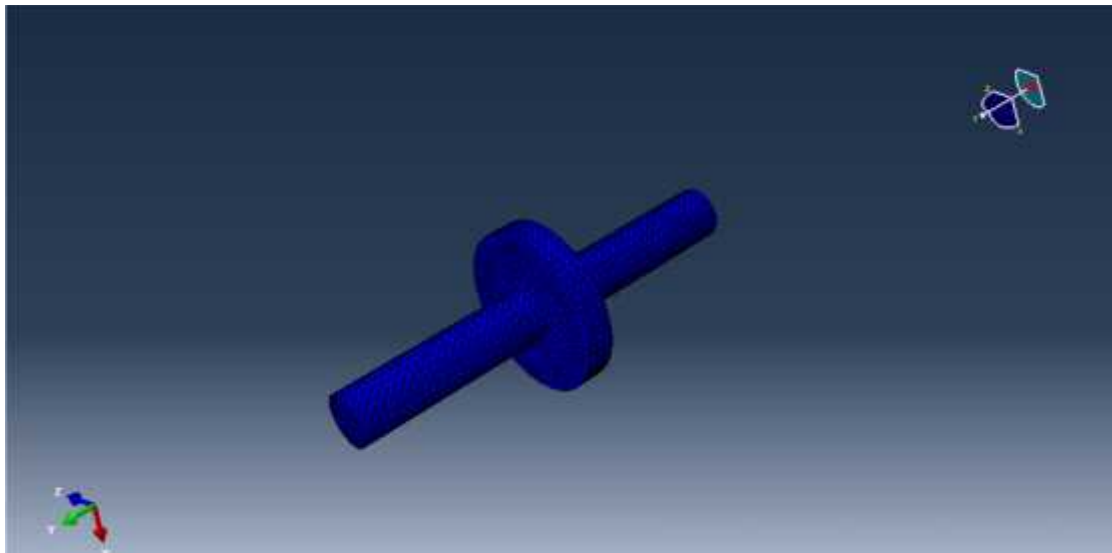
V.3.1.Eléments finis

Figure V.3.structure de rotor.

V.3.2.Résultats de la simulation : La base modale contient six modes, L'allure des six modes est présentée sur les suivantes :

Mode 1:

Umax	Freq	Valeur
1,162mm	0,14466 Hz	0 ,82618

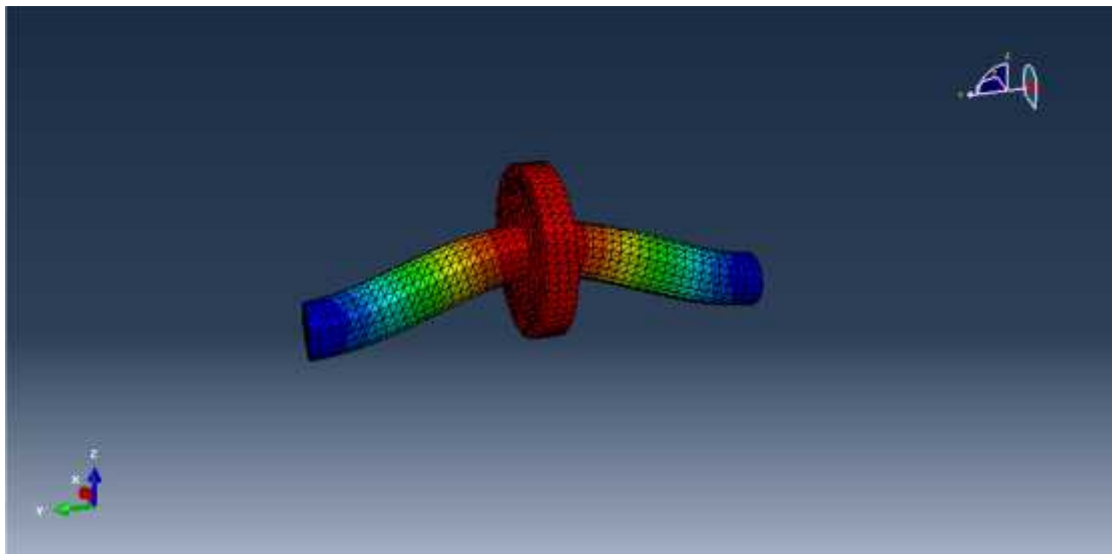


Figure V.4.Le premier mode de déformation.

Mode 2:

Umax	freq	Valeur
1,163mm	0,14469Hz	0,82652

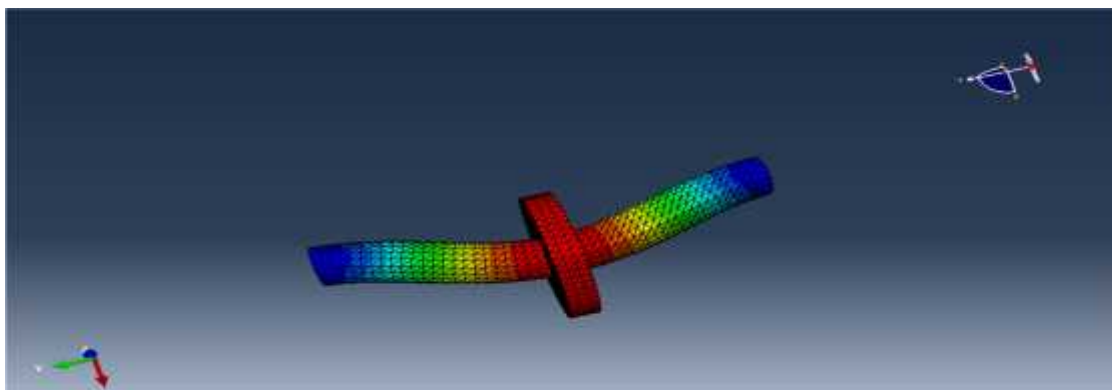


Figure V.5.Le deuxième mode de déformation

Mode 3:

Umax	freq	Valeur
1,001mm	0,17156 Hz	1,1620

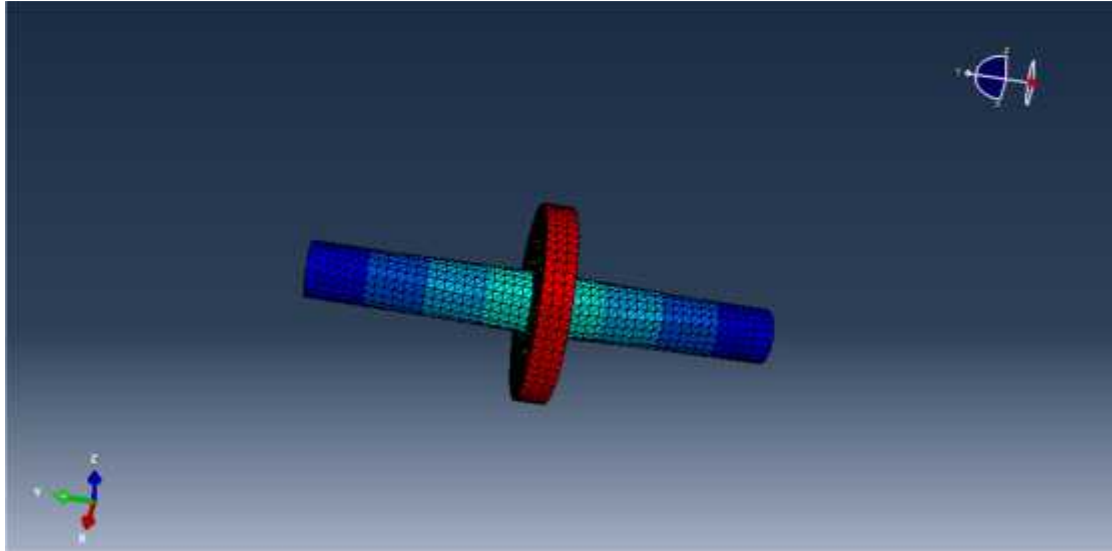


Figure V.6.Le troisième mode de déformation.

Mode 4:

Umax	freq	Valeur
1,017mm	0,40007 Hz	6,3188

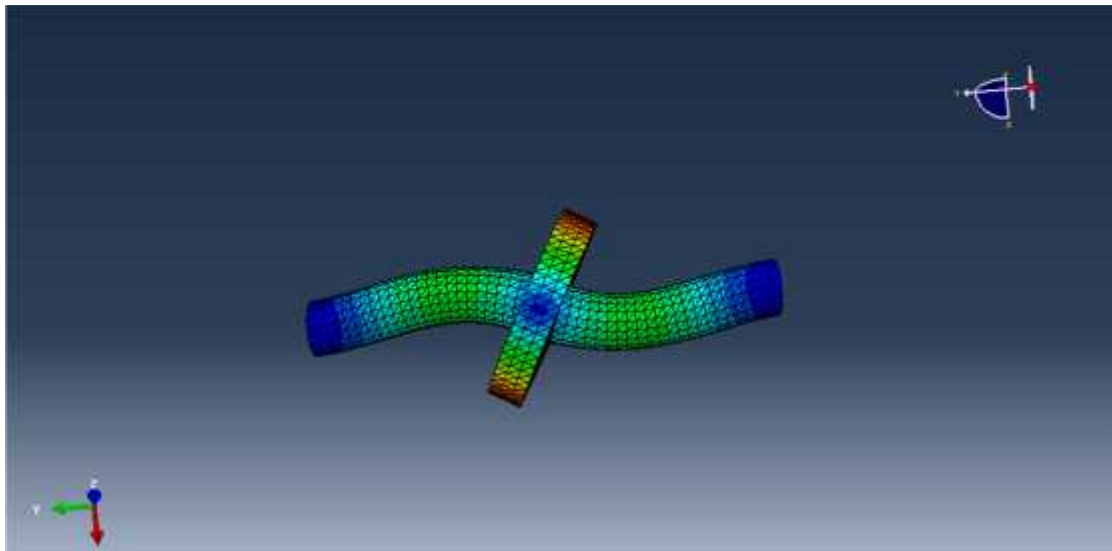


Figure V.7.Le quatrième mode de déformation.

Mode 5:

Umax	freq	Valeur
1,018mm	0,40025Hz	6,3244

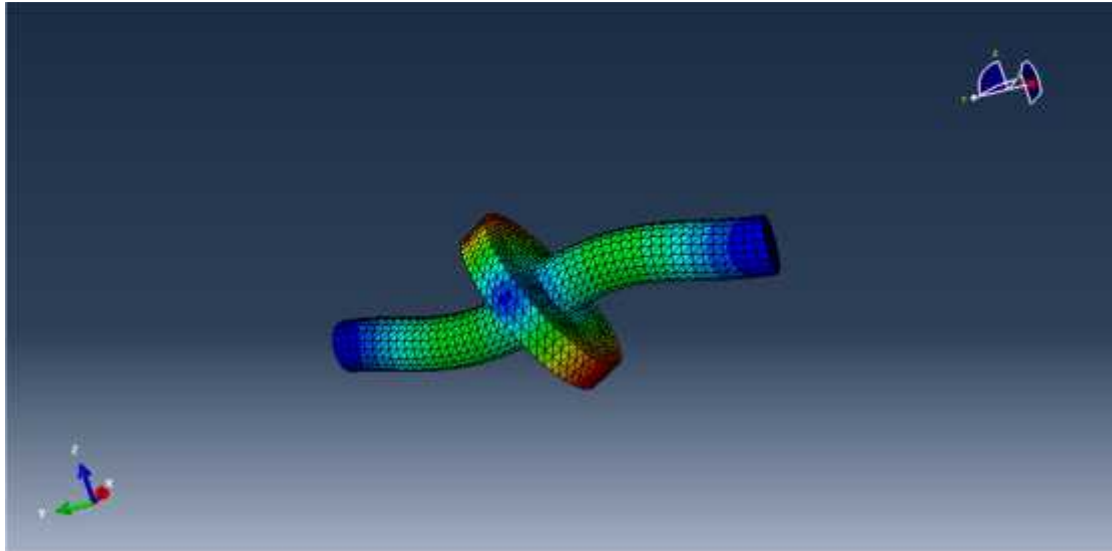


Figure V.8.Le cinquième mode de déformation.

Mode 6:

Umax	freq	Valeur
1,005mm	0,61380Hz	14,874

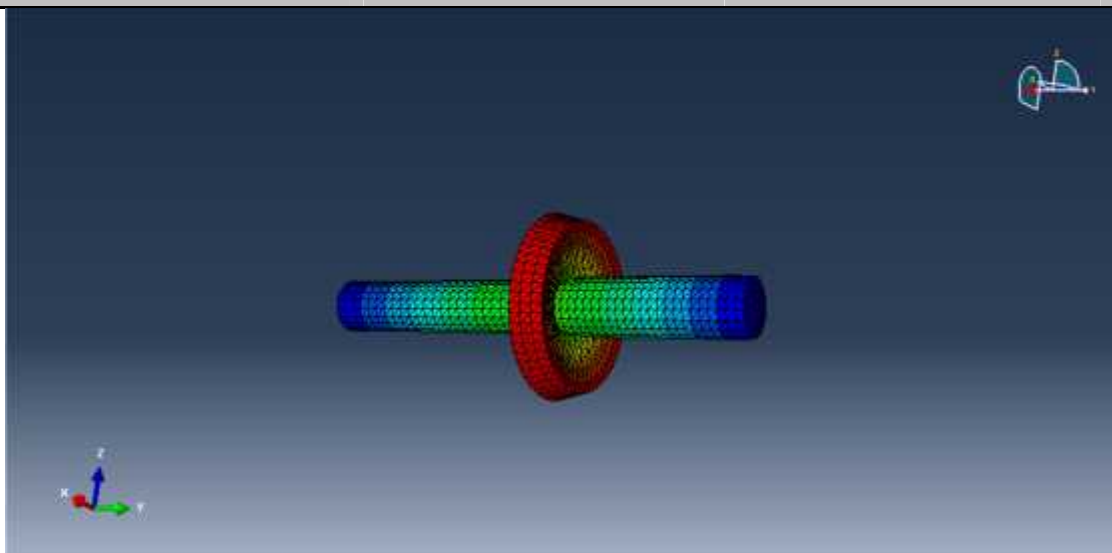


Figure V.9.Le sixième mode de déformation.

V.3.3.Présentation graphique :

Les modes de vibration correspondants aux six premières fréquences naturelles de la model de corps HP sont illustrés dans la Figure V.10. L'analyse

graphique de ces résultats montre que les fréquences de couplage flexion-torsion augmente avec l'augmentation des modes jusqu'à ce que la portée à des valeurs significatives dans la plage d'environ $f_1 = 0,14466$ Hz à $f_6 = 0,61380$ Hz, alors les fréquences de torsion augmente progressivement à partir de mode 4 à fin d'attendre une valeur maximale de $f_6 = 0,61380$ Hz..

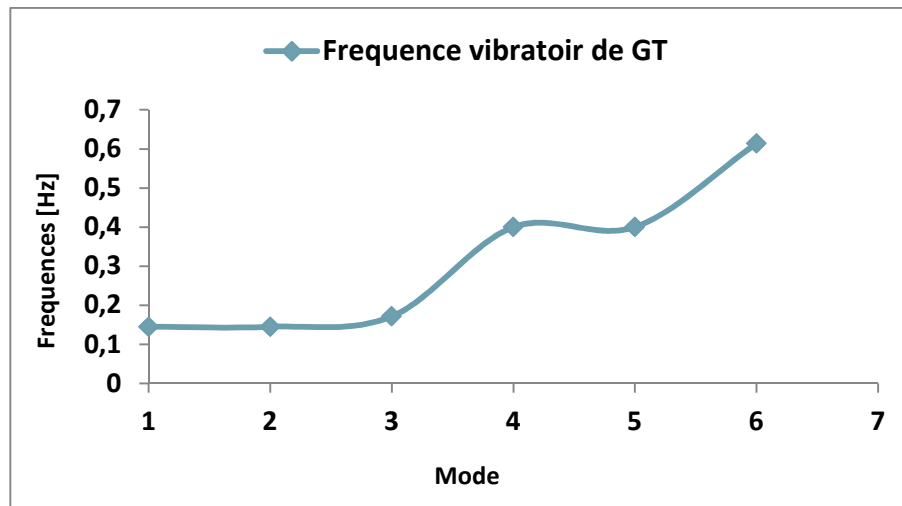


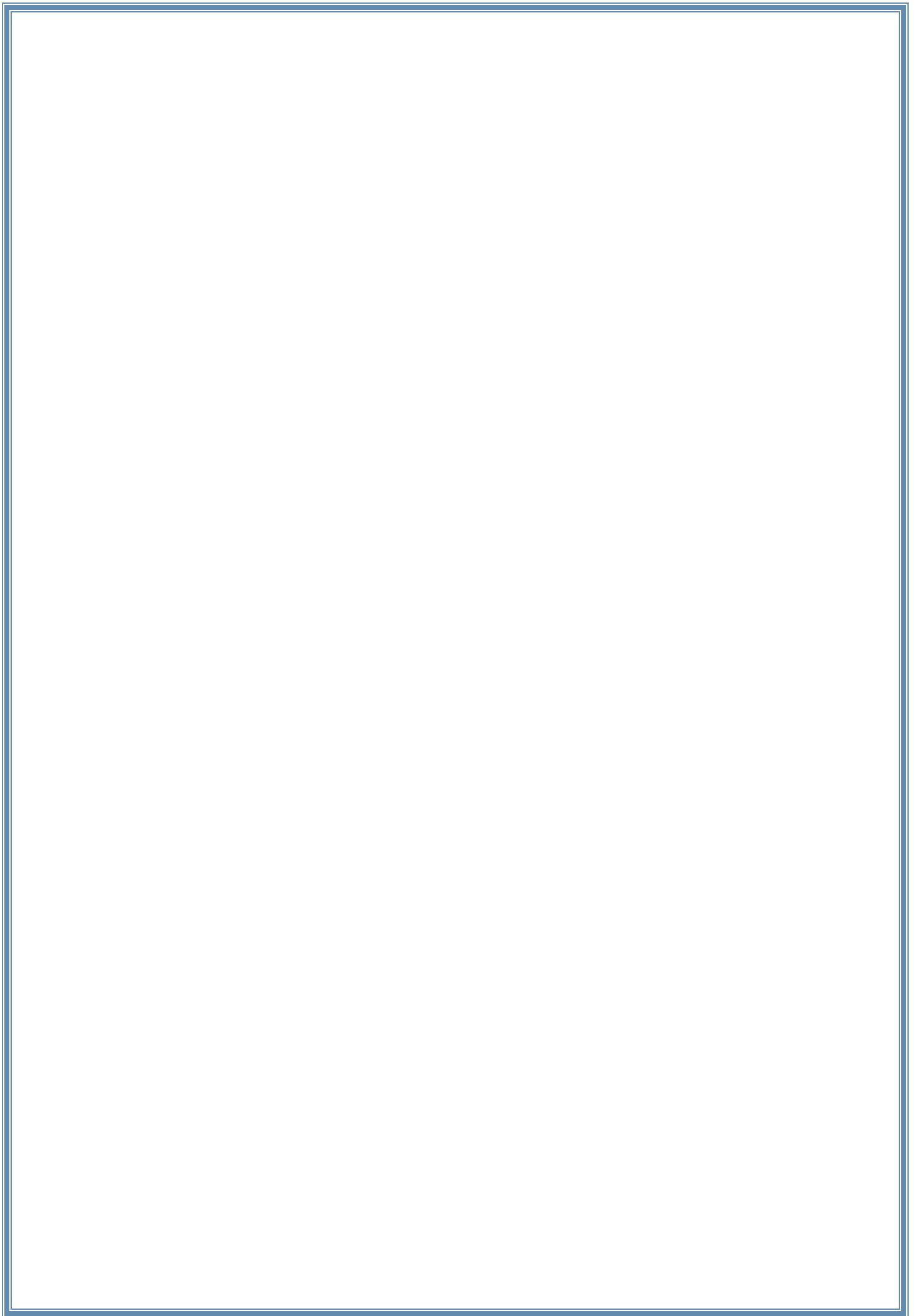
Figure V.10. fréquence en fonction du mode.

Conclusion

Dans ce chapitre on a déterminé les fréquences propres et les modes propres par l'analyse fréquentielle.

Les méthodes qu'on a utilisées sont très importantes pour comprendre le phénomène de flexion des arbres et pour éviter les résonances à partir du choix de modèle le meilleur ou le moins mauvais.

CONCLUSION GENERALE



Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Le monde de l'industrie et le monde de transports disposent des machines et installations de plus en plus performante et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des couts d'exploitation et la métrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes un rôle prépondérant.

Elle doit permettre de l'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

La connaissance des images vibratoires et de la synématique de la machine permet de définir les indicateurs de suivi, les techniques de traitements des signaux, nécessaire aux calcul de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images , et enfin de formuler un diagnostic sur l'état de la machine.

Malheureusement, une même image vibratoire peut correspondre à plusieurs défauts, il faut donc généralement établir la liste de tous les défauts correspondants à chaque image et par déduction, entre prendre les analyses complémentaires et rechercher d'autre symptômes pour se diriger progressivement vers l'hypothèse la plus probable.

Dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, l'analyse vibratoire est une technique très répondeue. Elle est réalisé par l'analyse de signaux recueillis sue le système en fonctionnelles, et de ce fait n'engendrent pas de grandes contraintes de conception de système.

L'utilisation des signaux mesurés peut être réalisés à différents niveaux. Certains cas nécessitent simplement un relever de niveaux globale et une comparaison avec un seuil, d'autres, une analyse plus fine par outils de traitement de signal, afin d'identifier le ou les éléments d'défectueux par recherche de caractéristiques émergents, comme une augmentation d'amplitude à une fréquence particulière.

L'analyse numérique du corps HP ma permis de déterminer les modes propre, les déplacements et les fréquences pour éviter les phénomènes de résonnance.

BIBIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1]: Jean Frêne, Daniel Nicolas, Bernard Degueurce, Daniel Berthe, Maurice Godet.
Lubrification hydrodynamique paliers et butées.
Edition Eyrolles, 61, Bd saint- Germain Paris 5^{ème} 1990.
- [2]: Jacque Morel.
Vibrations des machines tournantes et diagnostic de leurs états mécanique.
Edition Eyrolles, 1992.
- [3]: L.Bougrain, R.Dart et J.Bougrain.
Machines tournantes et circuits pulsés. Application industrielles et médicales de l'analyse spectrale.
Edition Dunod, 1992
- [4]: Alain Boulenger et Christian Pachaud.
Surveillance des machines par l'analyse des vibrations du déphasage au diagnostic.
- [5]: R.Briget et J.L.féron en collaboration de C.Pachaud.
Diagnostic-maintenance disponibilité des machines tournantes.
Edition Masson, 1995.
- [6]: Alain Boulanger et Christian Pachaud.
Analyse vibratoire en maintenance.
2^{ème} édition, l'usine nouvelle Dunod 2003.
- [7]: Kundur.P.(1993). Power system stability and control (EPRI).
New york : Mc Graw Hill.
- [8]: CH.Pachaud, A.Boulanger.
Technique de diagnostic en service de l'ingénieur de maintenance, maintenance et entreprise, N°458 Jean BOUYER.
- [9]: Jean BOUYER.
Etude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères.
Thèse de doctorat d'état et science présentée devant l'INSA le 14 octobre 2003
- [10]: Clair BRENEUR.
Eléments de maintenance préventive des machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements.
Thèse de doctorat en mécanique présenté à l'INSA-Lyon le 12/12/2002.
- [11]: Carine ALAUZE.
Equilibrage actif des machines tournantes. Application aux grandes lignes d'arbre.
Thèse de doctorat en mécanique présenté à l'INSA-Lyon le 9/11/1998.
- [12]: Cyril FEAU.
Etude de l'ensemble « patin-pivot » des paliers du groupe turboalternateur N4 en régime accidentel.
DEA en mécanique des solides présenté à l'Université Paris VI le 24/09/1998.
- [13]: Zakaria CHEKROUN.
Modélisation du comportement statique et dynamique des labyrinthes dans les turbomachines.
DEA en mécanique des solides et structures présenté à l'INSTN, Juillet 1992.
- [14]: Nouredine CHIKH.

BIBLIOGRAPHIE

Analyse spectrale des vibrations. Application à la maintenance des équipements mécaniques.
Mémoire de Magister en mécanique présenté à l'UMBB le 30/06/2005.

[15]: Ahmed LALOUCHE.

Diagnostic des machines tournantes. Etude numérique et expérimentale.
Mémoire de Magistère en mécanique présenté à l'UMBB le Mai 2006.

[16]: CD-ROM, Bently Nevada. Machine library.
Release 2.01, USA, 2000

Documentation de la centrale

[17]: KWU, service de formation professionnelle.
Turbine à vapeur. N° d'enregistrement 5520.

[18]: GHERSALLAH.

Alternateur. Module II: équipement principal.
Cap Djinet, Mars 1995.

[19]: Brul et Kjaer, Schank.

Vibrations. Equilibrage sur site. Applications à la maintenance conditionnelle.
Imprimé en France, Février 1994.

[20]: Brul et Kjaer vibro.

VIBROCAM 4000.

ALLGEMEINF, Mai 2002.

[21]: Vibro-meter. Les machines tournantes et leurs comportements vibratoires. 1^{ère} édition,
Aout 1986.

[22]: Vibro-meter. Des comportements vibratoires normaux et anormaux des machines
tournantes pour une maintenance conditionnelle.
1^{ère} édition, Aout 1986.

[23]: Vibro-meter. L'acquisition, le traitement et l'évaluation des signaux vibratoires des
machines tournantes. 1^{ère} édition, Aout 1986.