

**REPUBLIQUE ALGÉRIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE**

Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie
mécanique

Thème :

**SUIVI SUR SITE D'UNE UNITE DE PRODUCTION
D'ELECTRICITE AVEC DES RELEVES
EXPERIMENTAUX ET ANALYSE VIBRATOIRE**

Proposé et encadré par :

Pr. RECHAK Saïd

Etudié par :

MEZIDI Ahmed

Septembre 2011

ملخص:

تهدف هذه الدراسة إلى متابعة على ارض الواقع الحالة الاهتزازية لمولد كهربائي لوحدة إنتاجية للكهرباء, أمليين في تحقيق إستراتيجية ملائمة و المتمثلة في الصيانة الشرطية لهذه الأخيرة.

من هذا المنطلق قمنا بدراسة على ارض الواقع على مستوى وحدة إنتاج الكهرباء لبوفاريك بقياسات حقيقية تم انجازها بواسطة جهاز التقاط الاهتزازات المثبت في النقاط المثالية.

الإشارات المنبعثة من جهاز التقاط الاهتزازات تم بعد ذلك تجميعها و معالجتها بواسطة مجمع المعلومات Microlog GX نتائج محفزة تم الحصول عليها. تحليل المستوى الاهتزازي العام يعطى نظرة أولى عن الحالة الاهتزازية. التحليل الطيفي للاهتزازات يسمح بتحديد العيوب في أوقات مبكرة من ظهورها و كذا موقعها بالضبط.

الكلمات المفتاحية: الصيانة الوقائية الشرطية اهتزازات الآلات الدورانية التحليل الاهتزازي المؤشر الاهتزازي التحليل الطيفي

Résumé :

Le présent travail consiste à suivre sur site, l'état vibratoire d'un groupe turboalternateur d'une unité de production d'électricité dans l'espoir d'établir une stratégie de maintenance préventive conditionnelle de cette dernière.

Dans ce contexte, un stage a été effectué au sein de la centrale de Boufarik (turbine à gaz). Des mesures réelles ont été réalisées à l'aide de capteurs placés dans les endroits optimaux.

Les signaux émis par le capteur sont, par suite, collectés et traités par un collecteur de données Microlog GX. Des résultats encourageant sont obtenus, l'analyse par niveau global donne une première aperçu sur l'état vibratoire de notre installation, l'analyse spectrale permet une meilleure compréhension de la détection et l'identification des défauts.

Mots clés: la maintenance préventive conditionnelle, vibrations des machines tournantes, l'analyse vibratoire, niveau global, analyse spectrale.

Abstract

This work consists in following on site, the vibratory state of a turbo alternator group of an unit production of electricity in the aim to establish a strategy of conditional preventive maintenance of this industry.

In this context, a training course was carried out within the power station of Boufarik (gas turbine). Real measurements were carried out using sensors placed in the optimal places.

The signals emitted by the sensor are, consequently, collected and treated by a collector of given Microlog GX. Satisfactory results are obtained. The analysis by total level gives a first observation on the vibratory state of our installation. The spectral analysis allows a better comprehension of the detection and the identification of the defects.

Keywords: the conditional preventive maintenance, vibrations of revolving machines, the vibratory analysis, global level, analyzes spectral.



Remerciements

*Au terme de ce Mémoire je tiens à remercier tout naturellement en premier lieu **Dieu le tout Puissant** qui m'a donné la force, le courage et la patience de bien mener ce travail.*

*Ce travail a été réalisé sous la direction de Monsieur **Pr. RECHAK**, mon promoteur, qu'il trouve ainsi l'expression de ma profonde reconnaissance pour sa compétence, ses encouragements et ses précieux conseils durant le déroulement de ce travail.*

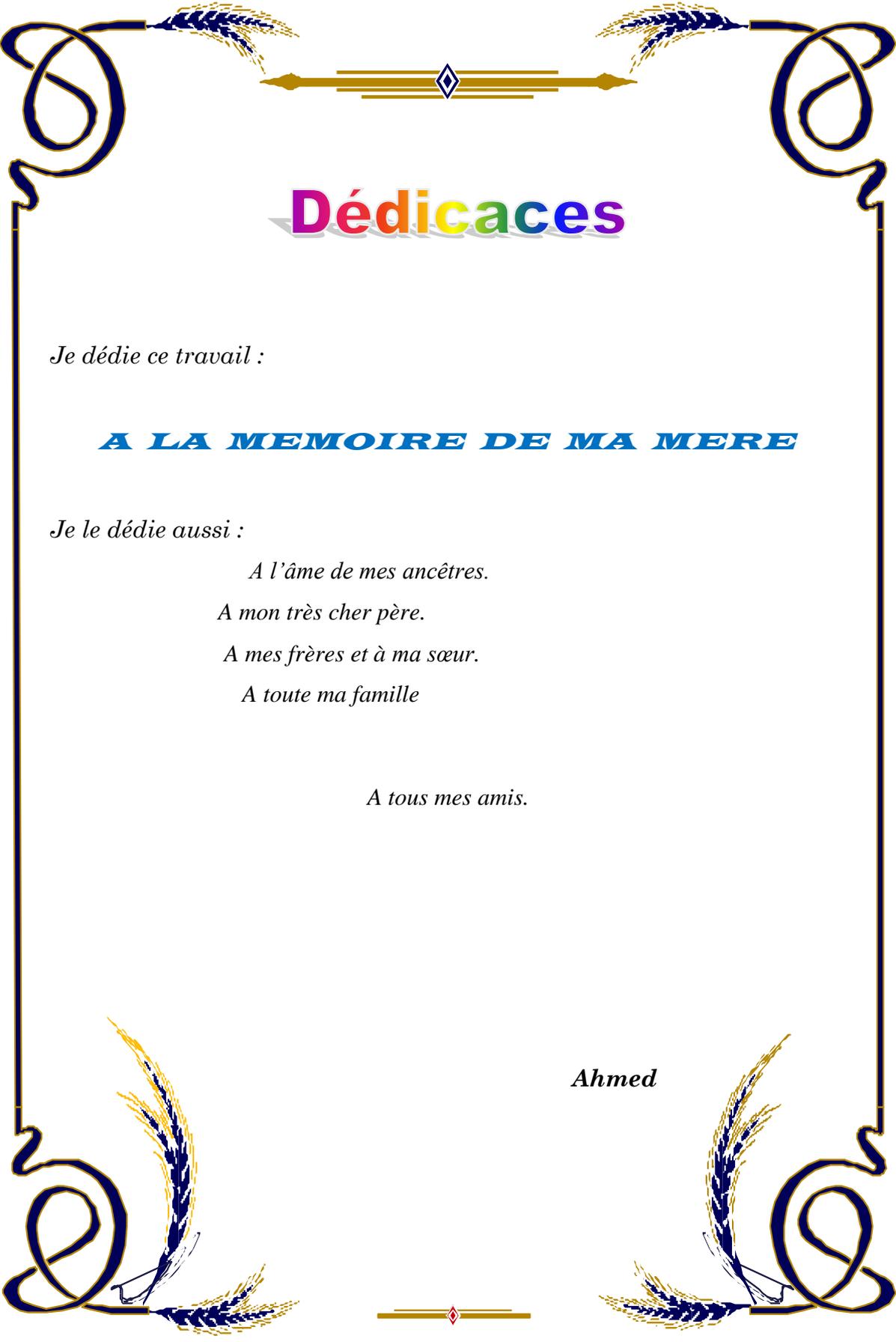
*Je remercie Monsieur **BOUAZIZ**, qui a bien voulu assurer la présidence du jury ainsi que Monsieur **BALHADEF** et Monsieur **AMMICHE**, pour avoir acceptés de juger ce modeste travail.*

*Je remercie Mr. **BOUFNAR** pour ses précieux conseils et sa disponibilité durant la réalisation de ce travail.*

*Mes remerciements vont également à Monsieur **HANAIZI Idir**, à monsieur **HOCINE Mohamed** et à toute l'équipe de la centrale de Boufarik.*

Je remercie aussi l'ensemble des enseignants qui ont contribué à ma formation.

Mes sentiments vont également à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



Dédicaces

Je dédie ce travail :

A LA MEMOIRE DE MA MERE

Je le dédie aussi :

A l'âme de mes ancêtres.

A mon très cher père.

A mes frères et à ma sœur.

A toute ma famille

A tous mes amis.

Ahmed

TABLE DES MATIERES

Résumé	i
Remerciements	ii
Dédicaces	iii
Sommaire	iv
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	x
Introduction générale	1
Chapitre I : Présentation de la centrale de Boufarik	5
	5
I.1 Introduction	5
I.2 Définition et description d'une turbine à gaz.....	5
I.3 La turbine à gaz de Boufarik [MS 5001].....	6
I.3.1 Présentation de la centrale de Boufarik.....	6
I.3.2 Principe de fonctionnement (chaîne de production)	7
I.3.2.1 L'arrivée de gaz.....	7
I.3.2.2 Fonctionnement de la turbine.....	8
I.3.2.3 Constitution de l'alternateur.....	8
I.3.2.4 Excitation.....	10
I.3.2.5 Couplage de l'alternateur.....	11
I.4 La chaîne cinématique de la turbine à gaz de BOUFARIK [MS 5001]	12
I.4.1 Nomenclature des équipements la chaîne cinématique.....	13
I.4.2 Description des équipements de la Turbine à Gaz MS 5001 de Boufarik... ..	14
I.4.2.1 Système de démarrage (Moteur de lancement)	14
I.4.2.2 Convertisseur de couple.....	14
I.4.2.3 Le système de virage (vireur)	14
	15

I.4.2.4 Réducteur auxiliaire.....	15
I.4.2.5 L'Embrayage.....	15
I.4.2.6 Accouplement auxiliaire (arbre flexible).....	15
I.4.2.7 Section Compresseur.....	15
I.4.2.8 Section combustion.....	18
I.4.2.9 Section turbine.....	19
I.4.2.10 Paliers.....	21
I.4.2.11 Accouplement de charge (arbre flexible)	21
I.4.2.12 Réducteur de charge.....	21
I.4.2.13 Alternateur.....	22
I.4.2.14 Excitatrice.....	23
I.5 Conclusion	23

Chapitre II : Les machines tournantes et leurs principaux

défauts.....	24
II.1 Introduction.....	24
II.2 Las machines tournantes-généralité.....	24
II.2.1 Définitions-descriptions.....	24
II.2.2 Vibrations des machines tournantes.....	25
II.2.2.1 Définition d'une vibration.....	26
II.2.2.2 Caractéristiques d'une vibration.....	26
II.3 Principaux défauts des machines tournantes.....	28
II.3.1 Déséquilibre, défaut de balourd.....	28
II.3.1.1 Mesure.....	29
II.3.1.2 Signature vibratoire.....	29
II.3.1.3 Balourds statique et dynamique.....	30
II.3.2 Défaut d'alignement.....	30
II.3.2.1 Désalignement d'arbres accouplés.....	30
II.3.2.2 Désalignement des paliers.....	32
II.3.3 Les défauts des engrenages (réducteurs, multiplicateurs)	32
II.3.3.1 Fréquence d'engrènement.....	32
II.3.3.2 Signatures vibratoires des défauts d'engrènement.....	33
II.3.3.3 Gravité des défauts.....	35

II.3.3 Défauts de Palier à film d'huile-défauts de lubrification-instabilité.....	35
II.3.4 Défauts d'accouplements.....	36
II.3.4.1 Accouplements de type cardans ou doubles cardans.....	36
II.3.4.2 Accouplements à doigts.....	37
II.3.4.3 Accouplements à denture.....	37
II.3.5 Jeu, desserrage, mauvaise fixation.....	37
II.3.6 Passage d'aubes.....	38
II.4 Stratégie de la maintenance des machines tournantes par analyse des vibrations... ..	38
II.4.1 La surveillance.....	39
II.4.1.1 Choix de la grandeur mesurer (indicateur.....	39
II.4.1.2 Indicateurs vibratoires de surveillance (détection des défauts).....	41
II.4.1.2.1 Indicateurs scalaires-Niveau global.....	41
II.4.1.2.2 Les indicateurs spectraux.....	43
II.4.1.3 Incidences du choix d'un indicateur.....	43
II.4.1.4 Seuil d'un indicateur.....	44
II.4.2 Diagnostic.....	44
II.4.2.1 Formulation du diagnostic.....	45
II.4.2.2 Principaux outils de diagnostic.....	46
II.4.2.2.1 Analyse temporelle.....	46
II.4.2.2.2 Analyse spectrale et le zoom.....	47
II.5 Conclusion.....	48
Chapitre III : Etude expérimentale.....	49
III.1 Introduction.....	49
III.2 Chaîne d'acquisition.....	49
III.2.1 Le capteur.....	49
III.2.2 Système Microlog GX.....	50
III.2.3 Hiérarchie.....	51
III.2.4 Liste hiérarchique.....	51
III.3 Application à l'Etude du turboalternateur.....	52
III.3.1 Etude cinématique.....	52
III.3.1.1 Classement « VIS » des machines.....	53
	53

III.3.1.2 La chaîne cinématique.....	53
III.3.1.3 Eléments cinématiques.....	56
III.3.1.4 Calcul des données techniques principales.....	56
III.3.2 La configuration des points de mesure.....	58
III.4 La méthodologie de diagnostic.....	58
III.4.1 Niveau global large bande accélération [0-10000 Hz].....	58
III.4.2 Niveau global [0-500 Hz].....	58
III.4.3 Indicateur d'après la fréquence d'engrènement F.....	58
III.4.4 Indicateur d'après la fréquence de rotation fr, avec ses harmoniques.....	58
III.5 Analyse et interprétation des Résultats expérimentaux.....	59
III.5.1 Analyse par niveau global.....	59
III.5.2 Analyse spectrale des relevés vibratoires.....	64
III.5.2.1 Représentation des spectres en cascade (suivi de la forme du spectre).....	64
III.5.2.2 Analyse spectrale et le zoom.....	68
III.6 Conclusion.....	78
 Conclusion générale.....	 79
 Bibliographie.....	 81
 Annexe.....	 82

Liste des figures

Figure I-1 : Organigramme du personnel de la centrale de Boufarik.....	7
Figure I-2 : Disposition de Stator et de rotor d'un alternateur.....	9
Figure I-3 : Mécanisme d'excitation	10
Figure I-4 : Chaîne cinématique de la turbine à gaz MS [5001].....	12
Figure I-5 : Ensemble du rotor du compresseur	16
Figure I-6 : Corps du compresseur	17
Figure I-7 : Ensemble du rotor de la turbine	20
Figure II.1 : Éléments d'une machine tournante.....	25
Figure II.2 : Mouvement d'une masse suspendue à un ressort	26
Figure II.3 : Vibration complexe	27
Figure II.4 : Tolérance d'usinage sur un rotor	28
Figure II.5 : Exemples de défauts induisant un balourd	29
Figure II.6 : Spectre théorique d'un défaut de balourd	29
Figure II.7 : Balourd statique et dynamique	30
Figure II.8 : Défaut d'alignement d'arbres	31
Figure II.9 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial	31
Figure II.10 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial	32
Figure II.11 : Image vibratoire d'un défaut d'engrenage	33
Figure II.12 : Image vibratoire théorique d'un jeu de fond.....	34
Figure II.13 : Angle Défaut d'engrenage et son image vibratoire	35
Figure II.14 : Accouplement de type cardan et Accouplement à denture	37
Figure II.15 : analyse vibratoire en maintenance	39
Figure II.16 : Choix des grandeurs physiques à mesurer en fonction de la nature des défauts recherchés	40
Figure II.17 : Exemple d'un spectre fréquentielle.....	43
Figure II.18 : Signal temporel en présence de défauts multiples	46
Figure II.19 : Spectre caractéristique d'un signal de vitesse	47
Figure III.1 : Image réelle du Microlog GX	50
Figure III.2 : Liste hiérarchique	52
Figure III.3 : Chaîne cinématique	54

Figure III.4 : Les points de mesure	57
Figure III.5 : Les courbes de tendance en NG [Accélération(g)]	63
Figure III.6 : Représentation en cascade des spectres vibratoires	67
Figure III.7 : Spectres concaténés en échelle linéaire le 22/06/11 [0-10000 Hz].....	70
Figure III.8 : La mise en évidence d'un phénomène de modulation autour de la fréquence d'engrènement du réducteur auxiliaire	71
Figure III.9 : La mise en évidence d'un phénomène de modulation autour de la fréquence d'engrènement de réducteur de charge	71
Figure III.10 : Spectres concaténés en échelle linéaire le 22/06/11 [0-500 Hz]	76

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Nomenclature des équipements	13
Tableau I.2 : Eléments constituant le rotor du compresseur	16
Tableau I.3 : Eléments constituant le stator du compresseur	17
Tableau I.4 : Eléments constituant le rotor de la turbine	21
Tableau III.1 : Type de surveillance selon la complexité des machines	53
Tableau III.2 : Fiche technique des équipements	55
Tableau III.3 : Fréquences caractéristiques	56
Tableau III.4 : les mesures en NG (accélération [g]) [0-10000 Hz]	59
Tableau III.5 : Les mesures en NG (accélération[g]) [0-500 Hz]	63
Tableau III.6 : Les amplitudes des fréquences d'engrènement [5000 et 2800 Hz]...	72
Tableau III.7 : Les amplitudes des fréquences de rotation [85,34 et 50 Hz].....	77

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE :

Dans notre monde, les machines élaborent aujourd'hui les produits finis sans intervention directe de l'homme. Le développement de l'automatisation de la conduite des machines pousse l'homme à quitter la scène de la production. Sa place reste cependant entière dans ce processus incontournable qu'est la maintenance des matériels [1].

Les Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines, que l'on dit "tournantes", ont un point commun : elles comprennent des organes en rotation. Suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournants à des vitesses de rotation différentes. Mais ce qui caractérise avant tout ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements et engrenages, notamment) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillance sont donc multiples : l'écaillage d'un roulement, la rupture d'une dent d'un engrenage, le désalignement d'un des axes, le balourd, etc [2].

Les machines tournantes jouent un rôle vital dans la production (c'est le cas par exemple d'une turbine à gaz dans le domaine d'électricité, d'un broyeur de cimenterie ou encore d'une centrifugeuse dans un réacteur chimique...), ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et des pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et "traquer" tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une grande variété de techniques d'analyse [1].

Face aux systèmes automatisés, l'homme seul ne connaît que peu de choses du comportement et de la vie des machines qui fonctionnent quasiment sans son intervention. Dans ce contexte, les outils de maintenance prévisionnelle qui permettent de surveiller les machines afin de prévenir les défaillances, jouent un rôle de plus en plus déterminant. Les capteurs, les systèmes de mesure et de traitement de données fournissent de précieuses informations sur les tendances et les évolutions du comportement de certains organes. Basés sur des principes physiques indiscutables, les outils de maintenance prévisionnelle facilitent aussi la rationalisation de l'acte de diagnostic [1].

L'Analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance prévisionnelle de l'outil de production industrielle. Grâce à l'analyse du signal que permet l'informatique, l'analyse vibratoire, a fait de grands progrès.

Les objectifs d'une telle démarche sont de [1]:

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse.

- Fiabiliser l'outil de production.
- Augmenter son taux de disponibilité.
- Mieux gérer le stock de pièces détachées, etc.

A partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique [3].

Dans ce travail on va utiliser l'analyse vibratoire qui englobe deux procédures principales : La surveillance et le diagnostic.

La surveillance est le concept de base sur lequel reposent les deux formes de maintenance préventive que sont la maintenance conditionnelle et la maintenance prévisionnelle. Surveiller une machine nécessite de choisir un certain nombre d'indicateurs, de les mesurer soit de manière continue (surveillance «on line») soit de manière périodique (surveillance «off line») et d'en suivre les évolutions dans le temps. Toute évolution significative de la valeur d'un indicateur doit conduire immédiatement à l'apparition d'une procédure adaptée (validation de l'évolution, identification de l'anomalie et de sa gravité, programmation d'actions correctives, arrêt d'urgence, exploitation en mode dégradé...). La fiabilité et le coût de la surveillance, la précocité de révélation des défauts sont fonctions du choix des indicateurs mais aussi de nombreux autres paramètres liés à la prise de mesures et à l'exploitation des résultats. Le coût de la surveillance et de la logistique à associer à cet acte (et malheureusement le degré de fiabilité qui en découle directement), doit être adapté à la criticité de chaque installation et aux enjeux économiques [1].

La finalité de la surveillance par analyse de vibration a considérablement évolué ces dernières années. Initialement, cette surveillance était essentiellement destinée à permettre l'arrêt de la machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette protection est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de la vibration (le plus souvent le déplacement relatif de l'arbre dans un palier) atteint des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière. Elle est maintenant devenue le pilier d'une stratégie de maintenance [1].

Dans ce concept de maintenance, la surveillance doit non seulement remplir sa fonction «sécurité», qui devient alors secondaire, mais surtout permettre la détection précoce de défauts et le suivi de leur évolution dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires en les intégrant, si possible dans les arrêts techniques de fabrication ou en provoquant des arrêts programmés à des moments opportuns, en fonction notamment des impératifs de production.

Si détecter l'apparition à un stade précoce d'un défaut et suivre son évolution présentent déjà un grand intérêt, l'exploitant ou l'ingénieur de maintenance désire de

plus en plus connaître la nature du défaut et sa gravité pour prendre une décision. Il lui est en effet impératif, dans un contexte industriel difficile où la disponibilité de l'outil de production, l'absence de stock, et la réduction des coûts sont des objectifs stratégiques, de connaître de manière précise l'état du parc de machines dont il doit gérer la disponibilité et assurer la maintenance. La réponse à ces nouvelles exigences est du ressort du *diagnostic* [1].

Le diagnostic met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés, permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. La surveillance peut être confiée à un personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de bonnes connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal [4].

Ainsi, en raison des conséquences importantes et coûteuses que peut engendrer l'apparition d'un défaut sur les processus industriels, le diagnostic des défauts fait l'objet d'un engouement prononcé depuis le début des années 70 [5].

En effet, la recherche dans ce domaine n'a fait que prendre de l'importance dans le monde entier. Généralement, lorsqu'on parle du diagnostic des défauts, on se réfère à la procédure de détection et d'isolation de ces derniers, que l'on trouve dans la littérature sous la forme FDI (faultdetection and isolation). Le rôle d'une telle procédure est de détecter la présence du défaut et de localiser sa provenance le plus rapidement possible [5].

La surveillance a pour finalité, tout au moins sous sa forme primaire, de détecter à un stade le plus précoce possible, l'existence d'une anomalie et d'en suivre l'évolution à partir d'indicateurs préalablement définis. Un indicateur de surveillance ne peut être sensible à l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter une machine. La définition préalable des indicateurs de surveillance sous-entend donc que les indicateurs définis peuvent être insensibles à l'apparition de défauts initialement non envisagés. **Le diagnostic**, au contraire, doit permettre de statuer sur l'existence d'anomalies, d'en identifier la nature et d'en préciser la gravité. Le diagnostic par analyse de vibrations est non seulement l'outil de base de la maintenance prévisionnelle, mais aussi du contrôle qualité dans le cas d'une recette vibratoire d'une installation neuve ou après remise en état [1].

L'objectif de notre travail est de suivre le comportement vibratoire d'une machine tournante (turbine à gaz), par l'analyse vibratoire des relevés expérimentaux à l'aide d'une chaîne d'acquisition dans le but d'identifier les différents défauts qui peuvent affecter notre turbine à gaz comme le balourd, le désalignement... La démarche pour l'investigation, consiste en premier lieu, de faire une analyse des NG (niveau globale accélération) qui déclare le problème dans son ensemble, ce qui nécessite de faire une

analyse poussée en utilisant la méthode de l'analyse spectrale pour identifier l'origine du problème.

Une telle démarche nécessite une étude cinématique complète de l'installation concernée pour pouvoir sortir tous les organes sensibles aux vibrations. Dans ce contexte, un stage a été effectué au sein de la centrale électrique de Boufarik. Cette dernière comprend quatre groupes de production. Chaque groupe comprend essentiellement un turbocompresseur, un alternateur, un réducteur de charge, et un réducteur auxiliaire.

Un générateur dans une centrale électrique est considéré comme une machine importante que l'on ne peut pas laisser tomber en panne. Pour cela, on a effectué des mesures réelles sur site en ciblant les points optimaux spécifiés sur la chaîne cinématique à l'aide d'un système MicrologGX.

Ce système contient principalement un collecteur de données Microlog GX et un ordinateur sur lequel est installé le logiciel Machine Analyst. Sur le logiciel machine analyst une hiérarchie est préalablement préparée selon la chaîne cinématique de l'équipement qu'on veut surveiller. Cette hiérarchie sera déchargée dans le Microlog GX pour effectuer les mesures appropriées au niveau des points de mesure choisis. Après la prise des relevés à l'aide de l'accéléromètre relié avec le Microlog, la hiérarchie sera chargée dans le logiciel machine analyst pour pouvoir manipuler facilement les spectres collectés et traités par le Microlog afin de recueillir les informations nécessaires sur l'état vibratoire de l'installation.

Les résultats obtenus sont satisfaisants pour juger l'état vibratoire de notre installation, l'analyse par l'indicateur vibratoire donne déjà des résultats encourageants. L'étude des spectres de fréquences permet une meilleure compréhension de la détection et l'identification des défauts.

Notre travail englobe trois principaux chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la représentation de la centrale électrique de Boufarik suivi d'une étude cinématique de groupe N°2 de cette dernière, en faisant sortir tous les organes vibratoires, dans le but de spécifier les points de mesure concernés par notre suivi.

Le deuxième chapitre est consacré à une généralité sur les machines tournantes et leurs principaux défauts tout en finissant par une stratégie de maintenance basée sur l'analyse vibratoire en citant les différents outils d'analyse pour la surveillance et le diagnostic.

Le troisième chapitre représente l'étude expérimentale effectuée avec tous les relevés expérimentaux et l'analyse et interprétation des résultats obtenus.

CHAPITRE I:
PRESENTATION DE LA
CENTRALE DE BOUFARIK

I.1 Introduction :

L'électricité fait partie de la trame de notre civilisation. Elle joue un rôle capital dans notre vie quotidienne, elle doit être, toujours, omniprésente et disponible, apportée aux multiples points d'utilisation.

Sur le plan technique, on distingue deux modes essentiels de production de l'énergie électrique, le plus souvent elle est créée dans des grandes centrales thermiques ou hydraulique utilisant soit des combustibles fossiles (charbon, hydrocarbure, uranium), soit l'énergie hydraulique.

Une turbine à gaz fait partie de premier mode, tel que, des générateurs, appelée alternateurs y produisent de l'électricité sous une forme alternative, la puissance unitaire de ces groupes est considérable. Cette énergie est amenée aux centres industriels et urbains grâce à des réseaux de transport et de distribution. Dans notre pays, les turbines à gaz occupent une place essentielle dans la production de l'électricité. La tombée en panne d'un groupe d'une telle centrale provoque une perte considérable d'électricité au sein du parc national de production. Les causes sont multiples, parmi ces causes, on trouve au premier lieu les vibrations.

Dans ce travail, on va passer un stage pratique pendant cinq (5) mois au sein de la centrale de Boufarik (turbine à gaz) pour bien comprendre le fonctionnement de celle-ci dans le but de surveiller l'état vibratoire d'un groupe turboalternateur qu'on va le choisir parmi les quatre groupes constituant cette centrale.

I.2 Définition et description d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz est un moteur à combustion interne «**machine tournante**» qui produit de l'énergie suivant un cycle similaire aux cycles Otto ou Diesel, dans la mesure où ces trois cycles comprennent les mêmes quatre étapes: admission compression, détente, et échappement.

La turbine à combustion interne plus connue sous le nom de turbine à gaz est une machine motrice constituée de trois éléments principaux:

- un compresseur à flux axial de grande efficacité qui aspire l'air de l'atmosphère à travers une chambre de filtration et élève sa pression à 10 bars. L'air fourni par le compresseur est utilisé dans le système de combustion de la turbine.
- une chambre de combustion dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-combustible de la combustion, et augmente en même temps son volume.

- une turbine, dans laquelle le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans deux étages pour produire de l'énergie mécanique. Une partie de cette énergie sert à entraîner le compresseur d'air, le reste sert à fournir une puissance utilisable, recueillie par un alternateur pour la production de l'énergie électrique.

I.3 La turbine à gaz de BOUFARIK [MS 5001] :

I.3.1 Présentation de la centrale de Boufarik :

Site :

La centrale électrique de Boufarik se situe à 37 Km au sud d'Alger et à 2 Km du centre ville de Boufarik.

Existence :

Sa réalisation a commencé en 1974, elle est entrée en production en 1978 pour répondre aux besoins de l'Algérie en énergie électrique.

Production :

La centrale se compose de quatre turboalternateurs d'une puissance unitaire de 24,250MW, soit au total, une puissance d'environ 100MW.

L'énergie produite par la centrale est débitée au poste de Boufarik qui est chargé du transport et de la distribution.

Cette centrale fait partie du sous groupement TG centre auquel fait partie aussi la centrale d'EL-Hamma et de Bab-Ezzouar.

Départements :

La centrale de Boufarik se compose de :

- Un bâtiment principal qui contient : le bureau de chef de la centrale, le bureau de chef service, une salle de conférence, la salle de commande et finalement la salle des machine.
- Un atelier qui contient un magasin des pièces de rechange et pièces usées, une chaîne des machines (un tour, une fraiseuse...etc.) pour la réparation des pièces.
- Un moteur diesel de secours.
- Une plate-forme de déchargement.
- Un poste de gaz.
- Un réchauffeur (chaudière).

Personnel : la centrale de Boufarik fonctionne selon l'organigramme suivant :

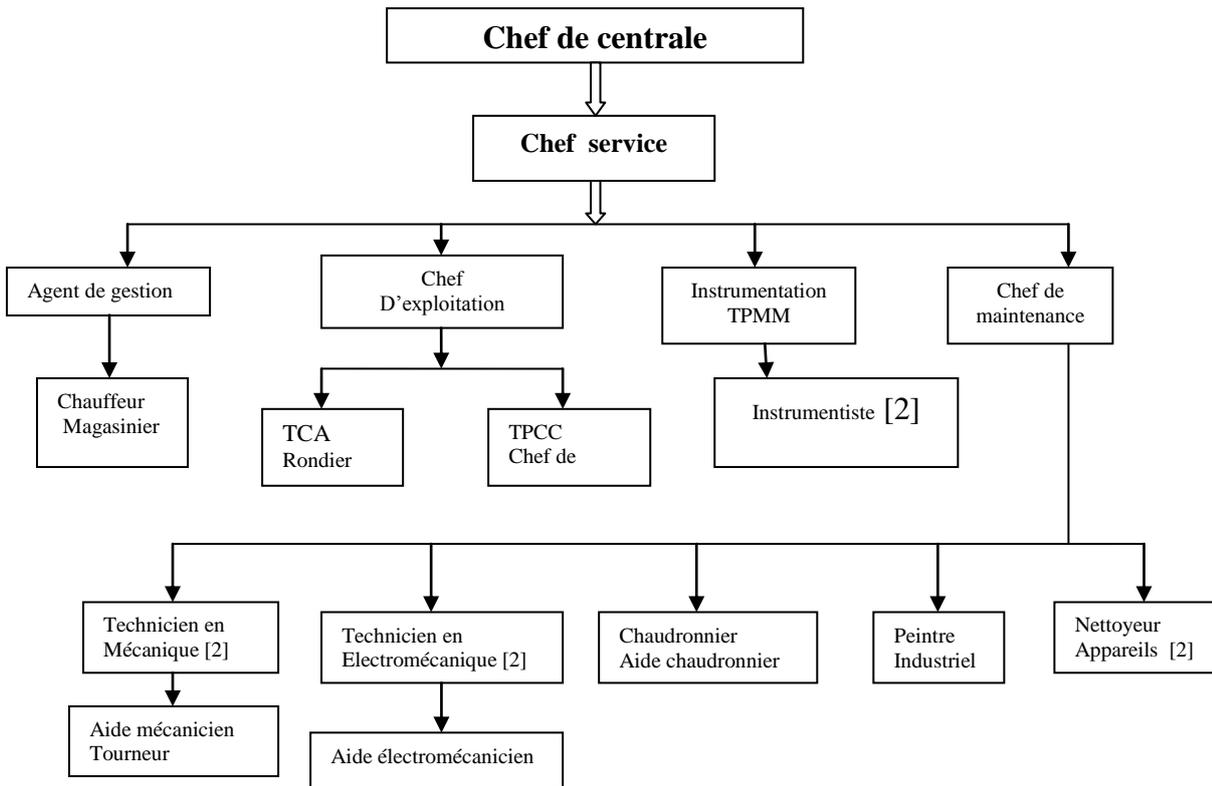


Fig. I.1: Organigramme du personnel de la centrale de Boufarik.

TPMM : technicien principal de méthodes maintenance.

TCA : technicien conduite auxiliaire.

TPCC : technicien principal conduite centrale.

[*] : Nombre de personne.

I.3.2 Principe de fonctionnement (chaîne de production) :

I.3.2.1 L'arrivée de gaz :

L'arrivée de gaz est assurée par un poste de gaz à une pression de 60 jusqu'à 70 bars. Par la suite, le gaz passe par deux filtres A et B l'un en marche et l'autre est considéré comme un secours. Le gaz sorti du filtre principal passe par la chaudière pour augmenter sa viscosité. Après la chaudière, le gaz passe par un détendeur qui diminue sa pression à 17 bars. Ensuite, il entre dans un collecteur puis dans un séparateur qui le divise en dix parties selon le nombre des chambres de combustion. Finalement chaque partie du gaz passe par une vanne de gaz qui assure l'injection de celui-ci dans les chambres de combustion.

I.3.2.2 Fonctionnement de la turbine :

Au démarrage un moteur de lancement fait tourner le rotor de la turbine jusqu'à 85% de sa vitesse nominale.

A 20% de la vitesse nominale, l'injection de combustible se fait dans la chambre de combustion et pendant les cinq minutes qui arrivent, l'ensemble de turbine se stabilise à cette vitesse (20%) pour permettre le balayage des gaz résiduels et l'alimentation en combustible. Pendant ce temps, l'aspiration et la compression d'air au niveau du compresseur se fait telle que les soupapes anti-pompage sont ouvertes pour éviter les vibrations axiales du compresseur et les aubes variables sont ouvertes à 45°.

L'air comprimé se dirige vers la chambre de combustion et se mélange avec le combustible (gaz) injecté pour augmenter son énergie thermique. Après l'allumage, la combustion se produit dans les chambres de combustion pour obtenir à la fin un mélange brûlé dont la pression et la température sont très élevées. Ce mélange va se détendre au niveau de la turbine où cette dernière va convertir l'énergie thermique de pression en énergie mécanique de rotation, donc on peut parler d'une machine tournante autonome.

A la vitesse de 85% de la vitesse nominale, le moteur de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle s'accélère jusqu'à sa vitesse nominale. Les soupapes anti pompage se ferment et les aubes variables s'ouvrent à 90°.

L'augmentation de la quantité de combustible injectée dans la chambre de combustion augmente l'énergie développée de la combustion, ce qui fait augmenter la circulation du gaz au niveau de la turbine, ce qui implique l'augmentation de la vitesse de rotation jusqu'à la vitesse nominale (5100 tpm).

Une partie de l'énergie mécanique produite au niveau de la turbine est utilisée pour faire entraîner le compresseur, qui est couplé directement par un accouplement flexible avec la turbine, tandis que, l'autre partie est transformée par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse pour faire tourner l'alternateur.

Le rôle du réducteur est de délivrer à l'alternateur une vitesse de rotation de 3000 tpm (50Hz).

Le mélange air-gaz de combustion, appelé gaz d'échappement, sort de la turbine à une température relativement élevée (450 à 550°C).

I.3.2.3 Constitution de l'alternateur :

L'alternateur possède deux parties principales :

Le rotor que l'on appelle l'inducteur, il est constitué d'une bobine parcouru par un courant continu, ou parfois constitué d'aimants permanents pour les faibles puissances.

Le stator que l'on appelle l'induit parcouru par des courants alternatifs.

- Le rotor a pour rôle de créer dans l'entrefer de la machine un champ magnétique tournant représentant deux paires de pôle. Il existe trois grandes familles de rotor : les rotors bobinés à pôles lisses, les rotors bobinés à pôles saillants ainsi que les rotors à aimants.
- Le stator est constitué d'enroulements (bobines) disposés à 120° dans le cas d'un alternateur triphasé. Chaque enroulement sera le siège d'une f.e.m induite puisque soumise au flux magnétique variable de l'inducteur.

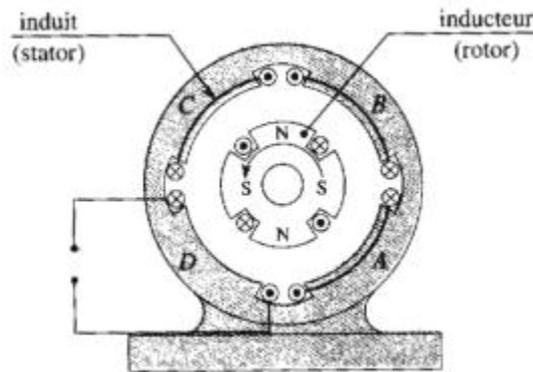


Fig. I.2 : Disposition de Stator et de rotor d'un alternateur

- ❖ Donc sans rotation de rotor de l'alternateur, on ne peut pas avoir un champ magnétique tournant et par suite un flux magnétique variable pour générer une f.e.m (**force électromotrice**).

I.3.2.3.1 Principe :

Nous savons que tout circuit électrique soumis à une variation de flux est le siège d'une f.e.m E . l'alternateur est composé de trois enroulement d'induit qui se comportent chacun comme l'enroulement de l'alternateur monophasé.

I.3.2.3.2 Expression des f.e.m induites E :

I.3.2.3.2.1 Alternateur monophasé :

La f.e.m synchrone est donnée par :

$$E = KNf\phi_{max} \quad \text{(I.1)}$$

Avec :

K : coefficient de Kapp de la machine (voisin 2,2).

N : nombre de conducteurs actifs de l'enroulement statorique.

ϕ_{max} : flux maximum à travers chaque spire de rotor.

f : fréquence du courant et de la tension au stator.

I.3.2.3.2 Alternateur triphasé :

L'alternateur triphasé est équivalent à trois alternateurs monophasés identiques que l'on couple en étoile (presque toujours) soit en triangle (rarement).

Si le stator complet de l'alternateur possède N_t conducteurs, alors chaque enroulement en comporte : $N_t = 3N$

La f.e.m induite aux bornes de chaque enroulement est donc :

$$E = KNf\phi_{max} \quad (I.2)$$

I.3.2.4 Excitation :

Pour que le rotor crée un champ magnétique tournant, on peut disposer des aimants permanents qui ne permettent pas un champ magnétique très important ou bien disposer d'électroaimant. Dans ce cas il faut fournir un courant continu au rotor (inducteur), soit par l'intermédiaire de balais soit en prélevant une partie de la tension d'induit, qui, après redressement alimente l'inducteur (on parle alors d'alternateur auto excité). Les puissances d'excitation des alternateurs de forte puissance sont telles (dans notre cas turbine à gaz plusieurs mégawatts) qu'il est intéressant d'utiliser la puissance mécanique disponible sur l'arbre pour fournir le courant d'excitation. On utilise alors un système d'excitation monté sur le même arbre que le rotor de l'alternateur. De plus il' est alors possible de supprimer les contacts glissants nécessaires à l'alimentation d'excitation.

L'excitatrice est en fait un alternateur inversé où le circuit d'excitation est placé sur le stator. Le rotor comporte un système d'enroulement triphasé dont les courants sont redressés afin d'alimenter l'inducteur de l'alternateur.

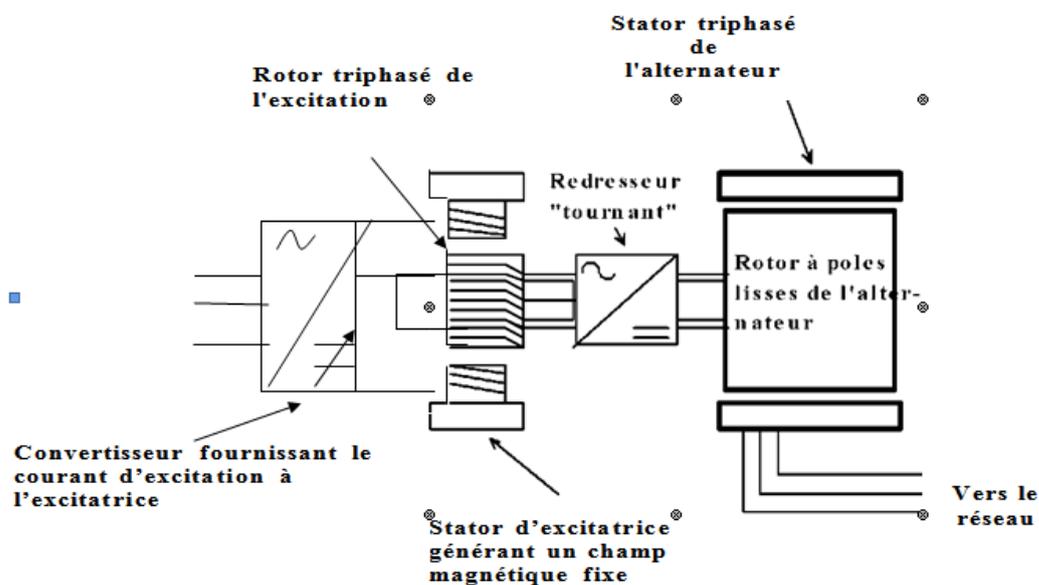


Fig. I.3 : Mécanisme d'excitation.

I.3.2.5 Couplage de l'alternateur :

On fait débiter l'alternateur sur une charge triphasée équilibrée.

Les enroulements du stator sont le siège de courants alternatifs triphasés équilibrés.

Il possède le même nombre de paires de pôles.

Les courants alternatifs de pulsation ω dans le stator créent un champ magnétique tournant à la vitesse Ω_s , elle est égale à la vitesse du champ tournant créée par le rotor, ce qui fait que les deux champs dans l'entrefer sont immobiles l'un par rapport à l'autre. Le rotor ne peut tourner qu'à la vitesse de synchronisme Ω_s .

$$\Omega_s = \omega/p \quad (\text{I.3})$$

$$N_s = f/p \quad (\text{I.4})$$

$$\omega = 2\pi f \quad (\text{I.5})$$

Ω_s : vitesse de rotation de champ tournant en rad.s^{-1}

ω : pulsation des courants alternatifs en rad.s^{-1}

N_s : vitesse de rotation de champ tournant en trs. s^{-1}

f : fréquence de courants alternatifs en Hz.

p : nombre de paires de pôles.

❖ Pour coupler le système avec le réseau, il faut établir les deux égalités :

➤ $f = f_{\text{réseau}}$ (en agissant sur la vitesse).

➤ $U = U_{\text{réseau}}$ (en agissant sur l'excitation).

U : la tension de courant électrique (volt).

But du travail :

Les vibrations sont une image des efforts internes des machines tournantes. Elles permettent donc de surveiller leur état mécanique et en cas de défaut d'effectuer un diagnostic afin de déceler des anomalies.

Dans ce travail, on va suivre l'évolution des vibrations au niveau du turbocompresseur, au niveau de l'alternateur ainsi qu'au niveau du réducteur de la turbine à gaz [MS 5001]. A cet effet, des relevés expérimentaux suivis d'une analyse vibratoire en utilisant l'indicateur vibratoire et l'analyse spectrale à l'aide d'une chaîne d'acquisition ont été effectués. Pour cela, on établit en premier la chaîne cinématique complète de la chaîne de production pour pouvoir sortir tous les organes sensibles aux vibrations dues aux différents défauts qu'on peut rencontrer comme :

- Le défaut du balourd (déséquilibre massique).
- Le défaut d'alignement des paliers et des accouplements.
- Le défaut des engrenages.

I.4 La chaîne cinématique de la turbine à gaz de BOUFARIK [MS 5001] :

La figure I.4 représente la chaîne cinématique complète de l'unité de production (groupe turboalternateur N°2) de la turbine à gaz MS5001.

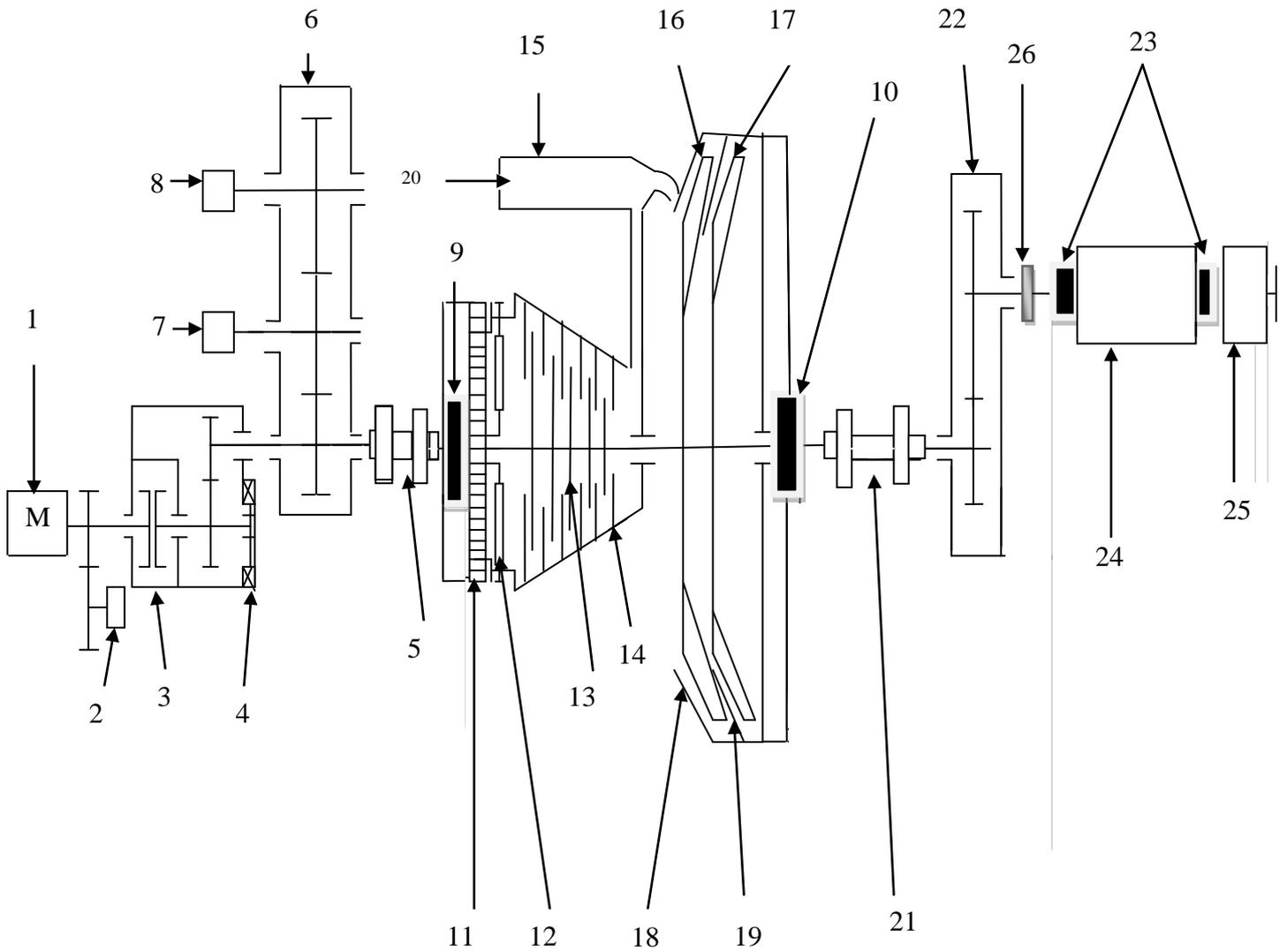


Fig. I.4 : Chaîne cinématique de la turbine à gaz MS [5001].

La nomenclature des éléments de la chaîne de production est représentée dans le tableau I.1.

I.4.1 Nomenclature des équipements la chaîne cinématique :

Sur le tableau suivant sont représentés tous les éléments constituant la chaîne de production de la turbine à gaz MS 5001.

Numéro de l'organe	DESIGNATION
01	Moteur de lancement
02	Pompe d'huile de convertisseur
03	Convertisseur
04	Vireur (système de virage)
05	Accouplement auxiliaire
06	Réducteur auxiliaire
07	Pompe à eau
08	Pompe à huile de graissage
09	Palier n°1
10	Palier n°2
11	Volait d'aspiration
12	Les aubes variables
13	Rotor de compresseur
14	Stator de compresseur
15	Chambre de combustion
16	roue 1 ^{er} étage
17	roue 2 ^{ème} étage
18	directrice 1 ^{er} étage
19	directrice 2 ^{ème} étage
20	Entrée de gaz
21	Accouplement de charge
22	Réducteur de charge
23	Paliers : A et B
24	Alternateur
25	Excitatrice
26	Accouplement rigide

Tableau. I.1 : Nomenclature des équipements

I.4.2 Description des équipements de la Turbine à Gaz MS 5001 de Boufarik :

I.4.2.1 Système de démarrage (Moteur de lancement) :

Le démarrage de la turbine se fait avec un moteur électrique asynchrone triphasé d'une puissance électrique de 320 kW. Le moteur est doté d'un démarrage étoile triangle et d'une protection de surcharge qui arrête celui-ci automatiquement en cas de défaut électrique.

I.4.2.2 Convertisseur de couple :

Le convertisseur de couple est une boîte dans laquelle sont disposés deux turbines, l'une motrice et l'autre réceptrice.

La turbine motrice est entraînée par le moteur de lancement, et quant à la turbine réceptrice, elle est solidaire avec l'ensemble de la ligne d'arbre du turbocompresseur et alternateur.

Une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement assure l'alimentation en huile (120-150 bars) pour le convertisseur.

La transmission du mouvement de rotation de la roue motrice à la roue réceptrice se fait par barbotage d'huile.

Le convertisseur est doté d'un clapet de décharge d'huile pour éviter les températures élevées et les éventuels dysfonctionnements du convertisseur.

Dès le démarrage du moteur de lancement, le convertisseur de couple lance la turbine progressivement jusqu'à 20% de la vitesse nominale (5100t/min).

I.4.2.3 Le système de virage (vireur) :

Le système de virage a pour fonction principale de faire tourner le rotor du turbocompresseur de $1/8$ de tours chaque trois minutes, et cela durant toute la phase de refroidissement afin d'éviter le fléchissement du rotor sous l'effet de la haute température de la turbine.

Ce système de virage est utilisé aussi au démarrage pour décoller la ligne d'arbre durant le lancement ou le démarrage de la turbine.

Le système de virage se compose de :

- un moteur électrique à courant continu (125 V).
- une pompe HP (80-105 bars).
- un système mécanique avec deux pistons et roue dentée, l'ensemble forme deux pistons et une crémaillère à roue libre.

- Un embrayage (système hydraulique qui relie le vireur et la ligne d'arbre).

I.4.2.4 Réducteur auxiliaire :

Le réducteur auxiliaire est une boîte de vitesse à deux étages couplée directement au rotor de la turbine. Il contient les trains de roues dentées nécessaires pour produire les démultiplications appropriées afin d'entraîner les accessoires (pompes) à la vitesse requise et aux couples de torsion prescrits.

Sur ce réducteur auxiliaire sont montées les pompes suivantes :

- pompe de graissage d'huile.
- Pompe à eau de refroidissement.

Le réducteur est aussi équipé d'un système de protection contre la survitesse.

I.4.2.5 L'Embrayage :

L'embrayage de démarrage placé à l'avant de l'arbre principal de l'engrenage accessoire est monté sur l'arbre de celui-ci, et relie le moteur de démarrage au rotor de la turbine à gaz. Ce système est commandé automatiquement pour le démarrage de la turbine et débrayé lorsque celle-ci atteint une vitesse d'auto entretien. Ceci dit, lorsque la turbine atteint 3000 t/min, la turbine devient autonome et le système d'embrayage est débrayé ce qui provoque l'arrêt du moteur de démarrage.

I.4.2.6 Accouplement auxiliaire (arbre flexible) :

Cet accouplement a pour rôle de permettre la dilatation du rotor sous l'effet de la température élevée. Il est à engrenage du type flexible. Il comprend un moyeu de denture mâle, ajusté à chaque extrémité avec une pièce d'écartement. Les dents entraînent un manchon femelle, de chaque côté, pour transmettre le moment. La denture mâle est à couronne, et peut glisser le long de la cannelure femelle. Ceci permet les trois types de désalignement. Le manchon est boulonné du côté entraînement accessoire, sur une bride (moyeu) ajusté par retrait sur l'arbre de l'engrenage accessoire. Le manchon du côté turbine est boulonné directement sur l'arbre de la turbine [6].

I.4.2.7 Section Compresseur :

Le compresseur est de type axial à 17 étages avec un débit de 420 000 m³/h.

La fonction du compresseur axial est de fournir de l'air à haute pression (6 à 10 bars) aux chambres de combustion pour produire les gaz chauds nécessaires pour entraîner la turbine. Le compresseur sert aussi de source d'air de refroidissement (car une portion seulement de son air de sortie est employée à la combustion) pour les

directrices de la turbine, les roues de la turbine, les pièces de transition, et les autres pièces dans la vanne des gaz chauds.

L'air qui est refoulé de façon continue du compresseur occupe un volume plus petit au refoulement du compresseur qu'à son entrée. Du fait de l'échauffement correspondant à la compression, la température de l'air augmente de plusieurs centaines de degrés pendant le passage à travers le compresseur [6].

I.4.2.7.1 Rotor du compresseur

L'ensemble du rotor du compresseur à flux axial comprend plusieurs ensembles de roues et d'aubes ainsi qu'un bout d'arbre servant au palier N° 1.

L'ensemble des aubes, du bout d'arbre et des roues est emboîté et boulonné concentriquement autour de l'axe du rotor. Les trous des boulons sont chambrés dans le bout d'arbre afin que les têtes des boulons et des écrous soient à fleur avec la surface de la roue, ce qui réduit les pertes par brassage d'air.

Le bout d'arbre est usiné pour réaliser les faces d'appui avant et arrière, la fusée pour l'ensemble du palier N°1, les surfaces des étanchéités à huile du palier N°1, et l'étanchéité à air basse pression du compresseur.

L'ensemble du rotor du compresseur est équilibré dynamiquement avant d'être monté avec l'ensemble du rotor de la turbine, ce dernier étant lui-même équilibré à l'avance. L'ensemble complet est alors équilibré dynamiquement. Ces corrections d'équilibrage sont faites à des emplacements judicieusement choisis pour compenser un déséquilibre interne de l'ensemble complet [6].

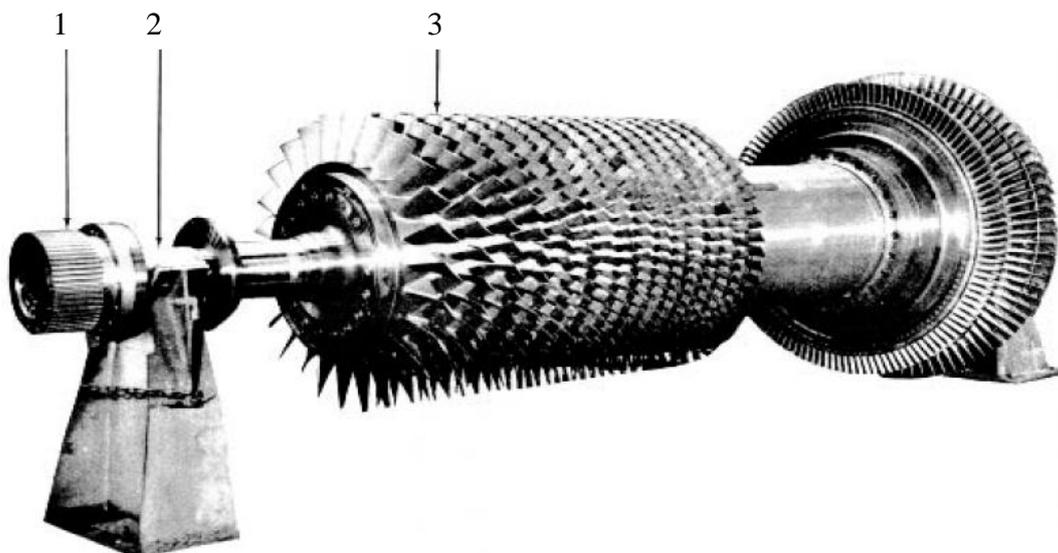


Fig. I.5 : Ensemble du rotor du compresseur [6].

N° d'organe	Désignation
01	Bride d'accouplement
02	Fusée palier n°1
03	Compresseur

Tableau. I.2 : Eléments constituant le rotor du compresseur.

I.4.2.7.2 Corps de compresseur (stator) :

Le corps du compresseur entoure la partie rotor du compresseur, il est divisé en quatre sections: corps d'admission, corps avant, corps arrière, et corps de refoulement. Toutes ces sections sont coupées horizontalement en vue de faciliter les travaux d'entretien [6].

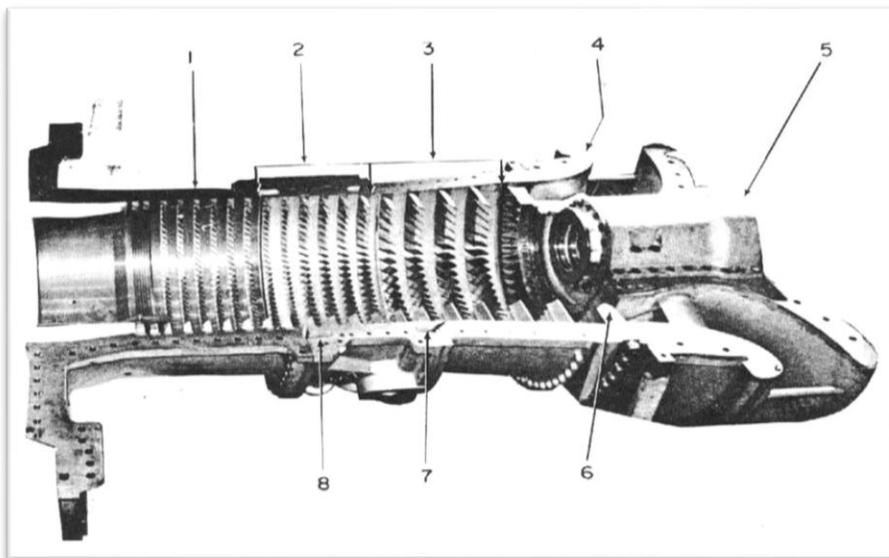


Fig. I.6 : Corps du compresseur [6].

N° d'organe	Désignation
01	Section de refoulement
02	Section arrière
03	Section avant
04	Section d'entrée
05	Carter du palier n 1
06	aubes variables à l'admission
07	espace annulaire de soutirage 4^{ème} étage
08	espace annulaire de soutirage 10^{ème} étage

Tableau. I.3 : Eléments constituant le stator du compresseur.

I.4.2.7.3 Aubages :

Les aubes du stator sont munies d'embases en queue d'aronde, qui s'emboîtent dans les ouvertures correspondantes d'un anneau semi-circulaire en deux pièces. Cet anneau s'emboîte dans une rainure de profil correspondant usinée dans la paroi du corps du compresseur. Des clavettes de blocage empêchent la rotation des anneaux d'aubes. Les aubes du rotor sont également munies d'embases en pied de sapin qui s'emboîtent dans les ouvertures en queue d'aronde des roues. Après avoir été installées dans les roues, les aubes du rotor sont bloquées par déformation du métal [6].

I.4.2.7.4 Aubes variables d'admission :

Le système des aubes variables a pour fonction de contrôler le débit air d'entrée du compresseur pendant le démarrage. Durant cette phase, les aubes variables sont ouvertes à 45°C, afin d'atténuer les vibrations axiales qui peuvent être engendrées par les turbulences d'air du compresseur.

Après la phase de démarrage et quant le régime sera stable et atteindra une vitesse nominale de 5100 tours/min, les aubes variables s'ouvrent à 95%. L'ensemble du système des aubes variables est actionné par un vérin hydraulique qui est commandé automatiquement par la speed-tronic (commande électronique de la turbine).

I.4.2.7.5 Les vannes anti-pompage :

Deux vannes sont installées sur le compresseur. Elles sont disposées sur un anneau entourant la circonférence du compresseur et raccordé au soutirage du 10^{ème} étage.

La fonction principale de ces vannes est :

- Pendant la phase de démarrage, elles doivent être ouvertes pour évacuer une quantité d'air du compresseur à l'air libre afin d'éviter les turbulences de l'air au niveau le compresseur qui peuvent générer des vibrations indésirables pour la machine.
- Durant la phase d'allumage, elles restent toujours ouvertes pour éviter le soufflage de la flamme dans les chambres de combustion en évacuant à l'atmosphère l'excès d'air dans le compresseur.

I.4.2.8 Section combustion :

La section de combustion comprend les chambres de combustion, les injecteurs de combustible, les appareils de détection de flamme, les bougies d'allumage et les pièces de transition.

Les chambres de combustion sont disposées concentriquement autour du compresseur à flux axial et elles sont boulonnées sur la cloison de la section refoulement du compresseur.

I.4.2.9 Section turbine :

I.4.2.9.1 Généralité :

La section turbine est la partie dans laquelle les gaz à haute température provenant de la section de combustion produisent la puissance développée à l'arbre. La puissance nécessaire pour entraîner la charge et le compresseur est fournie par le rotor de la turbine à deux étages. Le premier étage dit "roue haute pression" et le second étage dit "roue basse pression" sont boulonnés ensemble afin de former une seule unité à travers laquelle les directrices du premier et du deuxième étage dirigent le flux des gaz de combustion. Ces composants, ainsi que les étanchéités d'air et déflecteurs associés, sont contenus dans le corps de la turbine.

De l'air extrait du quatrième étage du compresseur est canalisé vers le corps de la turbine, il est injecté à l'arrière du corps en vue de refroidir la surface arrière de la roue de turbine deuxième étage [6].

I.4.2.9.2 Directrice premier étage :

L'ensemble de la directrice premier étage comprend des cloisons profilées situées entre la paroi latérale intérieure et la paroi latérale extérieure. L'ensemble est divisé en segments, les segments étant fixés dans un anneau de support, lui-même tenu dans le corps de la turbine par un anneau de serrage. L'anneau et les cloisons de la directrice sont refroidis par de l'air de refoulement du compresseur soutiré de l'espace de transition de la chambre de combustion. Les cloisons de la directrice sont creuses et comportent des trous d'évent pratiqués dans leur bord de fuite afin d'assurer le refroidissement. L'air de refroidissement circule autour des parois latérales de l'anneau de support, passe dans les cloisons creuses de la directrice, sort par les trous d'évent et rejoint la veine des gaz. La construction du support de la directrice permet d'enlever la moitié inférieure de l'ensemble de la directrice sans avoir à déposer le rotor [6].

I.4.2.9.3 Directrice deuxième étage et diaphragme :

L'ensemble de la directrice deuxième étage et du diaphragme est situé entre les roues de la turbine premier et deuxième étages. Cet ensemble est tenu par serrage dans le corps de la turbine. L'ensemble comprend des cloisons profilées situées entre la paroi interne et la paroi externe, elles dirigent le flux de gaz vers les aubes du deuxième étage de la turbine. Des tubes isolants sont installés dans les trous percés dans les cloisons afin de réduire au minimum l'échange de chaleur entre les cloisons de la directrice et le flux d'air se dirigeant vers l'espace des roues de la turbine. L'ensemble du diaphragme dépasse vers l'intérieur de l'ensemble directrice jusqu'au rotor de la turbine afin de diviser l'espace entre les deux roues en une zone haute pression et une zone basse pression. Cet ensemble contient les déflecteurs de refroidissement de la roue et les garnitures assurant l'étanchéité entre les espaces des roues du premier et du deuxième étage [6].

L'ensemble de la directrice et le diaphragme sont chacun divisés en deux moitiés à l'axe horizontal afin de faciliter l'entretien.

I.4.2.9.4 Ensemble du rotor de la turbine :

L'ensemble du rotor de la turbine comprend une rallonge reliant la turbine au compresseur et les roues et aubes du premier et du deuxième étage.

Les roues de la turbine sont des pièces forgées en alliage d'acier réfractaire pour hautes températures.

La roue du deuxième étage est forgée avec un bout d'arbre intégral sur lequel la fusée et la surface des étanchéités pour le palier N°2 et son étanchéité à huile sont usinées. Le bout d'arbre comprend une bride pour l'accouplement de la machine entraînée. Les aubes ont des queues d'aronde de type axial et de type en sapin montées dans la Jante de la roue qui comporte des rainures correspondantes en pied de sapin.

Les composants de l'ensemble du rotor sont équilibrés à l'avance, puis assemblés de telle sorte que l'ensemble complet du rotor demande un minimum de correction. L'ensemble du rotor est équilibré dynamiquement, toutes les corrections nécessaires étant faites à des emplacements judicieusement choisis pour compenser un déséquilibre interne.

L'ensemble du rotor de la turbine est boulonné sur l'ensemble du rotor du compresseur déjà équilibré. Cet ensemble complet du rotor est alors équilibré dynamiquement, toutes les corrections nécessaires étant faites à des emplacements judicieusement choisis pour compenser un déséquilibre interne [6].

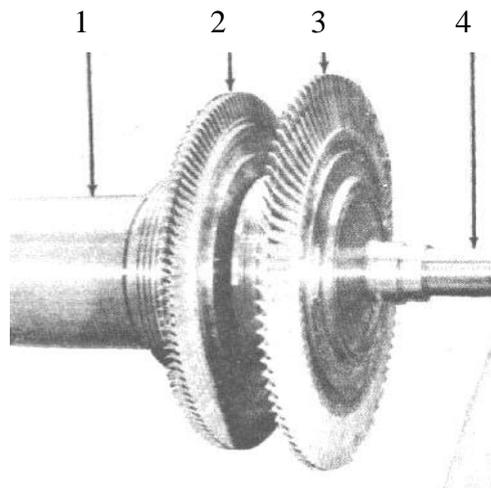


Fig. I.7 : Ensemble du rotor de la turbine [6].

N° d'organe	Désignation
01	Rallonge
02	Roue de premier étage (120 ailettes)
03	Roue de deuxième étage (90 ailettes)
04	Fusée palier n°2

Tableau. I.4 : Eléments constituant le rotor de la turbine.

I.4.2.10 Paliers :

La turbine à gaz à un arbre possède deux paliers lisses qui supportent l'ensemble de rotor du turbocompresseur.

Le palier n° 1 est situé dans le corps d'admission, alors que le palier n° 2 est situé dans le corps d'échappement.

L'ensemble du chaque palier comprend un coussinet, une butée et une contre butée, des déflecteurs d'huile, un anneau d'étanchéité, un carter dans lequel les éléments sont installés (chaise palière) et un chapeau.

Dans les deux paliers, les éléments sont clavetés dans le corps afin d'éviter qu'ils ne tournent pas avec l'arbre. Ils sont munis d'une enveloppe épaisse, ce qui leur assure une résistance maximale à la fatigue et une bonne endurance.

I.4.2.11 Accouplement de charge (arbre flexible) :

Cet accouplement est également à lubrification continue, du type flexible et de même conception que l'accouplement de l'engrenage accessoire (voir accouplement auxiliaire). La denture extérieure est usinée sur la pièce d'écartement. Les manchons sont boulonnés directement sur l'arbre de la turbine pour l'équipement de charge. Cette accouplement a pour rôle principale d'absorber la dilatation de rotor de la turbine afin d'éviter que ce dernier ne subit un fléchissement [6].

I.4.2.12 Réducteur de charge :

Le réducteur de charge comprend deux pignons superposés :

L'arbre menant (pignon **58 dents**) est posé sur deux paliers, un palier lisse (coté turbine) et un palier avec butée à simple effet formant contrebutée (coté alternateur).

L'arbre mené (pignon **100 dents**) est posé aussi sur deux paliers contrairement à l'arbre menant, un palier lisse (coté alternateur) et un palier avec butée à double effet formant butée et contrebutée (coté turbine).

Le réducteur de charge à pour fonction principale de délivrer à l'alternateur une vitesse de 3000 trs/min (50 Hz).

Le dispositif butée contre- butée est muni par des patins qui se chauffent sous l'effet de frottement. Sur ces patins sont installés des thermocouples et des sondes pour contrôler la température de rotor.

I.4.2.13 Alternateur :

L'alternateur est une machine tournante triphasée d'une puissance de 32 MVA. L'alternateur a pour rôle de transformer l'énergie mécanique produite par la turbine en énergie électrique disponible aux bornes de sortie de celui-ci.

I.4.2.13.1 Rotor :

Il est de forme cylindrique, forgé en une seule pièce à partir d'un acier dure de haute qualité. Les encoches, qui sont fraisées en direction axiale dans le bloc cylindrique, sont destinées à former les deux pôles de l'inducteur (rotor) et à recevoir l'enroulement du rotor. Des bagues de retenues et des ventilateurs centrifuges sont montées aux deux extrémités du rotor [6].

I.4.2.13.2 Stator :

- Bâti du stator : Il est fabriqué en tôles d'acier soudées en un élément rigide.
- noyau du stator : les noyaux sont constitués de tôles d'acier à faibles pertes d'une épaisseur de 0.5 mm.
- Enroulement du stator : le bobinage du stator est de type à deux couches, qui est utilisé pour réduire les pertes de courant entraînées par l'effet pelliculaire. Les bobines de l'alternateur sont couplées en étoile, le point neutre de l'étoile est mis à la terre à travers une résistance de protection de 2000 Ohms.

I.4.2.13.3 Paliers :

Le rotor de l'alternateur est posé sur deux paliers lisses (palier **A** et palier **B**) qui sont isolés électriquement pour éviter l'écoulement des courants induit pour raison d'éviter l'usure de celui-ci et qui lui permettent de tourner librement. Ces paliers sont lubrifiés avec de l'huile de graissage. Les deux paliers sont différents l'un de l'autre, le palier côté excitatrice est installé à la position isolée pour interrompre tout courant parasite susceptible de se produire et est équipé d'un joint à barrage d'air contre les émanations de vapeur d'huile.

I.4.2.14 Excitatrice :

L'excitatrice est un alternateur à courant triphasé, à pôle extérieur, c'est-à-dire contrairement à l'alternateur principal où l'inducteur est le stator et l'induit est le rotor.

I.4.2.14.1 Inducteur (stator) :

L'inducteur de l'excitatrice est constitué en tôle, les pôles portent les bobines d'excitatrices, ces bobines sont branchées en série et emmagasinent certaine énergie électrique qui est appelé tension ramant. L'alimentation de ces bobines est assurée à l'aide des phases auxiliaires et du régulateur.

I.4.2.14.2 Induit (rotor) :

Le rotor d'excitatrice à courant triphasé est placé au bout d'arbre de l'alternateur principal, il est fabriqué en tôle. Le bobinage couplé en étoile est placé dans des nervures de l'empilage des tôles, dans chaque bobine il y a un branchement connecté aux redresseurs tournants, les sorties sont reliées à la roue polaire.

I.5 Conclusion :

Une machine tournante telle qu'une turbine à gaz est une machine très importante qui joue un rôle capital dans la production d'électricité. Cette importance impose une surveillance permanente de l'état vibratoire des organes constituant notre installation. Tous les défauts susceptibles d'affecter notre installation provoquent des forces internes exercées sur la structure qui reflètent des vibrations sur les paliers, pour cette raison, on va suivre l'évolution des vibrations au niveau des paliers par niveau global suivi d'une analyse spectrale des relevés dans le but de prévenir les défaillances qui peuvent affecter notre installation.

CHAPITRE II:
LES MACHINES
TOURNANTES ET LEURS
PRINCIPAUX DEFAUTS

II.1 Introduction :

Les machines tournantes jouent un rôle souvent stratégique dans un procédé de fabrication. A l'image d'une presse dans une papeterie ou d'une turbine dans une centrale électrique, elles font partie de ces équipements que l'on ne peut pas se permettre d'immobiliser à tout moment. Pour prévenir les défaillances, il existe heureusement des outils de surveillance puissants, tels que l'analyse vibratoire, la thermographie ou l'analyse des lubrifiants. A condition bien sûr de les utiliser à bon escient et d'en connaître les limites. Car s'il est relativement simple de détecter un défaut, réaliser une analyse approfondie pour connaître les risques qu'il présente est encore souvent une affaire de spécialistes. Que l'on fasse appel à un prestataire de services ou pas, il y a une démarche rigoureuse à adopter, et quelques pièges à éviter [2]

II.2 Les machines tournantes-généralité:

II.2.1 Définitions-descriptions [7]:

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

- Un rotor.
- Une structure.
- Des liaisons.

II.2.1.1 Le rotor :

Le rotor est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation. Le rotor fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...), réalise une fonction bien définie : manipulation de fluides, de solides, parcours dans un champ électromagnétique...

II.2.1.2 La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- **Les coussinets** de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements.
- **Les paliers** qui relient les coussinets (bague) au stator.
- **Le stator** ou enveloppe de la machine : il contient des éléments essentiels : circuit magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines...etc.
- **Le massif** des systèmes embraqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radiers. Une interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'envenimement.

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

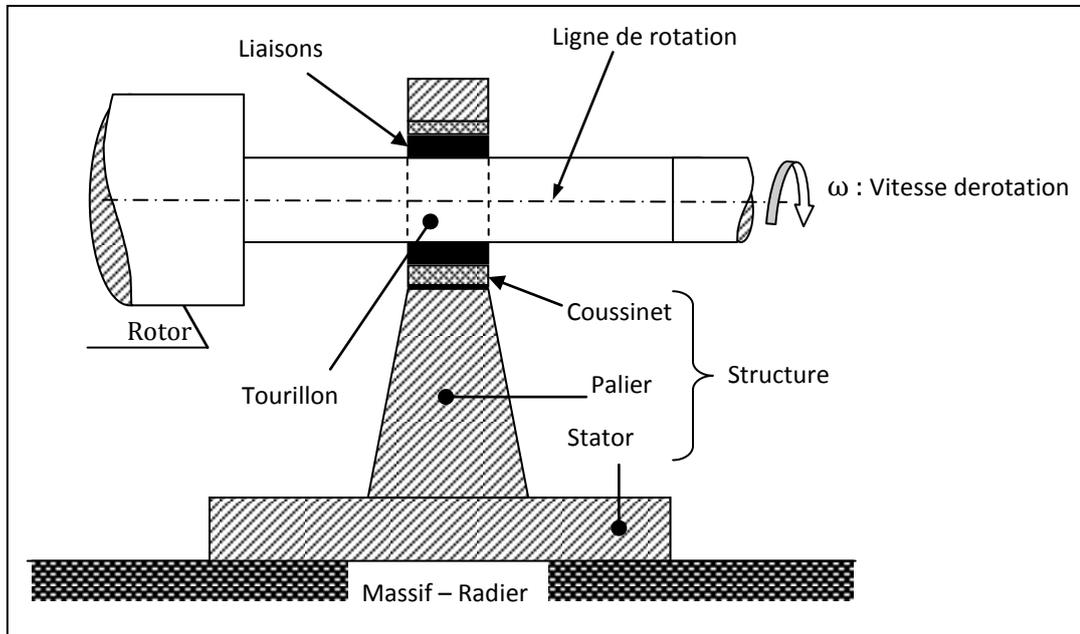


Fig. II.1: Éléments d'une machine tournante [7].

II.2.1.3 Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor. Les liaisons sont classées comme suit :

- Les liaisons à fluide.
- Les liaisons à roulement.
- Les liaisons magnétiques.

II.2.2 Vibrations des machines tournantes :

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic. La modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations, voire de pannes [8].

II.2.2.1 Définition d'une vibration :

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

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre. Si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort [8].

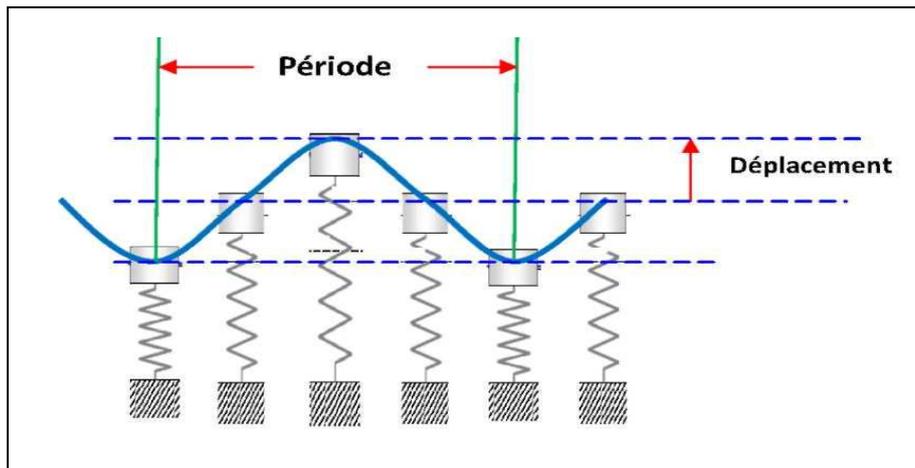


Fig. II.2: Mouvement d'une masse suspendue à un ressort [8].

II.2.2.2 Caractéristiques d'une vibration [8]:

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

II.2.2.2.1 Fréquence :

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz [Hz].
1 hertz = 1 cycle/seconde.

Si la fréquence f d'un phénomène est de 50 hertz, c'est-à-dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (ou période T) est de $1/50^{\text{ème}}$ de seconde. La fréquence f est l'inverse de la période T :

$$f = 1/T \quad (\text{II.1}) \quad \text{avec : } T = 2\pi/\omega \quad (\text{II.2})$$

- Si l'unité normalisée de la fréquence est l'hertz [Hz], on rencontre parfois des valeurs exprimées en CPM (cycle par minute) ou RPM (rotation par minute).

D'où: $1 \text{ hertz} = \text{CPM}/60 = \text{RPM}/60. \quad (\text{II.3})$

II.2.2.2 Amplitude :

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre et on peut définir :

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

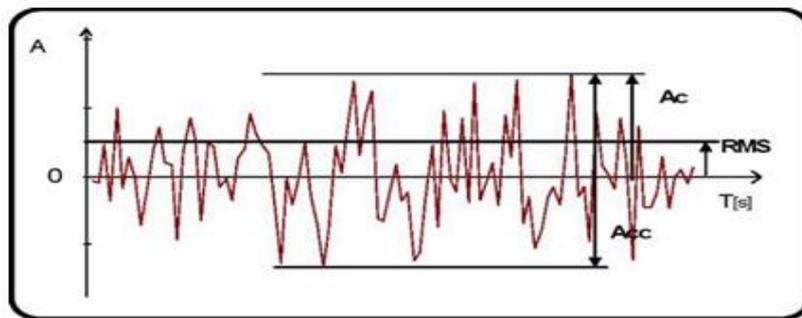


Fig. II.3: vibration complexe [8].

La valeur efficace est la mesure la plus intéressante des amplitudes de vibration. En plus de tenir compte de l'évolution du signal dans le temps, le calcul de la valeur efficace est lié à l'énergie vibratoire et donc au « potentiel de détérioration » de la vibration.

❖ Cas d'une vibration sinusoïdale

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

$$A_{eff} = (\sqrt{2}/2) A_c = 0.707 A_c \quad (\text{II.4})$$

❖ Cas d'une vibration quelconque :

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

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dx} \quad (\text{II.5}); \quad A_{eff} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N x(n)^2}{N}} \quad (\text{II.6}).$$

T : durée d'analyse du signal, **x(t), x(n)** : amplitude instantané, **n** : nombre de points.

II.3 Principaux défauts des machines tournantes :

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

II.3.1 Déséquilibre, défaut de balourd [8]:

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor **[figure II.4]**. De cette non concentricité, résulte l'application de forces centrifuges proportionnelles à la vitesse de rotation qui déforment le rotor selon la relation :

$$F = Mr \omega^2 \quad (\text{II.7})$$

M : masse de la section (en Kg).

r: rayon du rotor (m).

ω : vitesse de rotation du rotor (rad.s⁻¹).

On dit que le rotor présente un balourd. Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, ou est la conséquence:

- d'une altération mécanique : perte d'ailette, rupture d'aube, érosion ou encrassement (dépôt de matière), Fluage, défaut de virage ... [figure 1].
- d'une altération thermique : déformation suite a des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme : Déformation des rotors de turbine, Déformation des rotors d'alternateur, Coincement de barre d'alternateur, Glissement contrarié des barres d'alternateur, Frottement, Balourd évolutif...

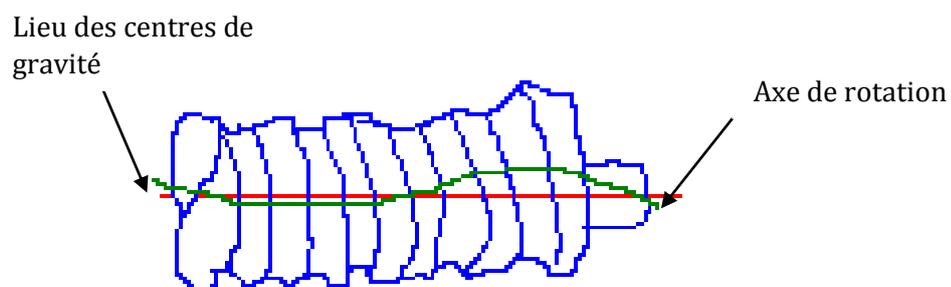


Fig. II.4 : Tolérance d'usinage sur un rotor [8].

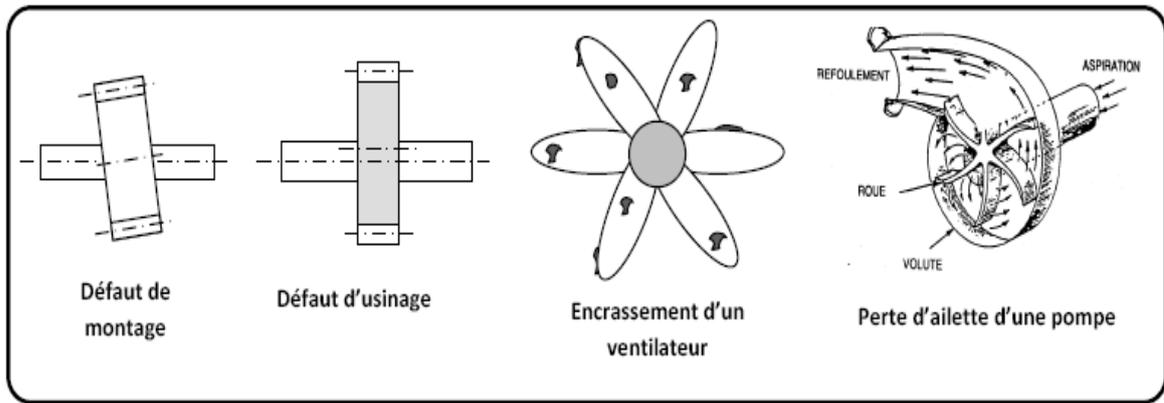


Fig. II.5 : Exemples de défauts induisant un balourd [8].

II.3.1.1 Mesure

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale).

II.3.1.2 Signature vibratoire :

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

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation f_r . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de f_r [figure II.6]. La bande de mesure est conçue de façon à prendre en compte de légères variations autour de la vitesse de rotation affichée par le constructeur.

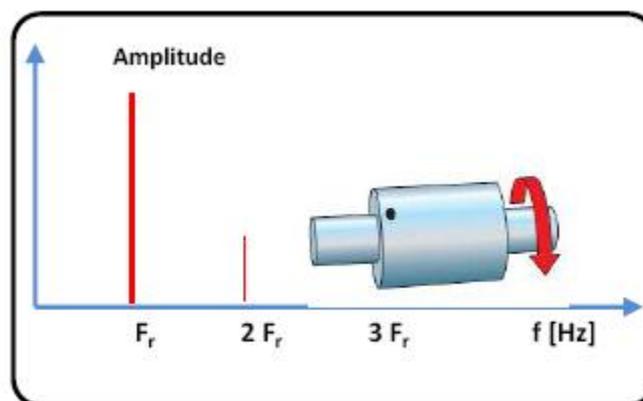


Fig. II.6 : spectre théorique d'un défaut de balourd [8].

II.3.1.3 Balourds statique et dynamique :

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

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

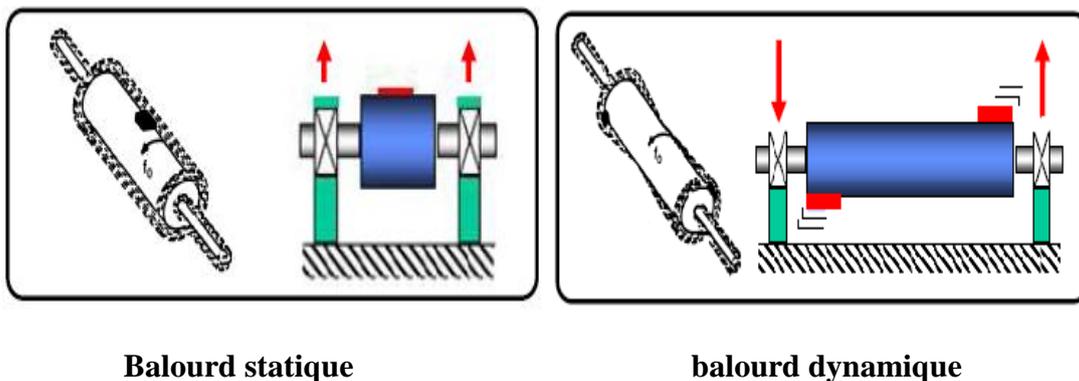


Fig. II.7 : balourd statique et dynamique [8].

II.3.2 Défaut d'alignement [8]:

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

II.3.2.1 Désalignement d'arbres accouplés :

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux.

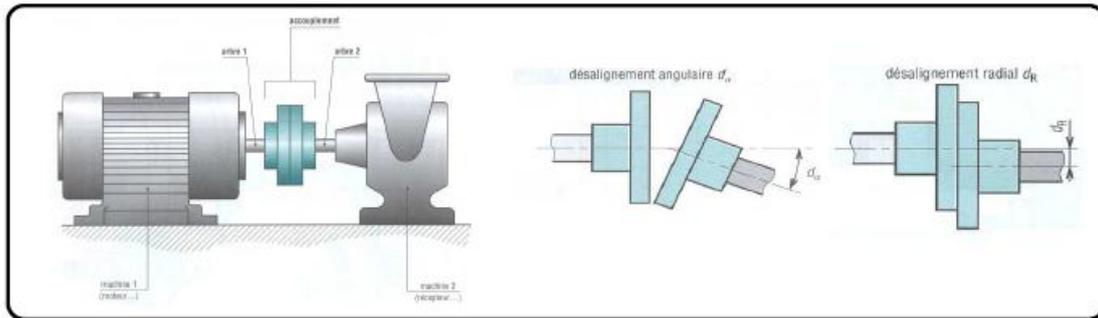


Fig. II.8 : défaut d'alignement d'arbres [8].

❖ **Signature vibratoire :**

On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = 1 tour), mais également des phénomènes se répétant chaque 1/2 tour et 1/3 tour. Cela se traduira le plus souvent par la présence des composantes de l'ordre 2, 3 ou même 4 fois la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1. Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante à, généralement, 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois).

II.3.2.1.1 Désalignement radial :

Il apparaît une vibration dans la direction radiale de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d'ordre 3, voire exceptionnellement d'ordre 4), avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1. Le même phénomène se manifeste dans la direction axiale.

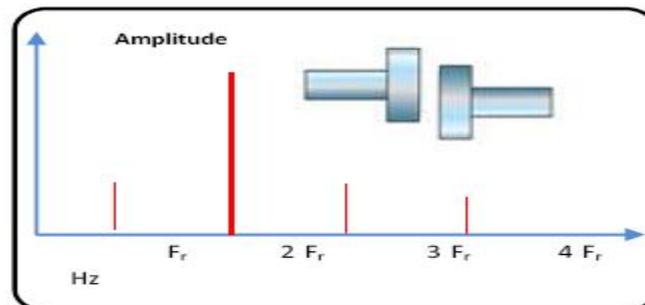


Fig. II.9 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [8].

II.3.2.1.2 Désalignement angulaire :

Il apparaît une vibration axiale de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales correspondantes.

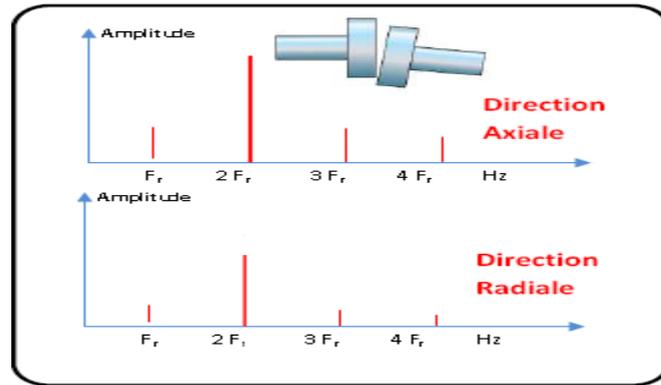


Fig. II.10 : Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [8].

II.3.2.2 Désalignement des paliers :

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

II.3.3 Les défauts des engrenages (réducteurs, multiplicateurs) :

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant [3].

II.3.3.1 Fréquence d'engrènement [8]:

Observons un engrenage, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences f_1 et f_2 . Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engrènement des dents selon une fréquence d'engrènement f_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents.

$$f_e = f_1 \cdot Z_1 = f_2 \cdot Z_2 \quad (\text{II.8})$$

f_e : fréquence d'engrènement.

f_1 et f_2 : fréquences de rotations des roues 1 et 2

Z_1 et Z_2 : Nombre des dents des roues 1 et 2.

Les incidents caractéristiques des engrenages sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée, ou abîmée, usure uniforme ou non, *pitting* (piquage, écaillage) localisé ou réparti, mauvais centrage). On peut aussi observer du *fretting* (corrosion

sous frottement), qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié ou que les efforts sont importants [3].

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact. C'est donc dans les fréquences nf_r (n entier) que sont contenues les informations, surtout s'il y a trop de jeu, ou au contraire un montage trop serré. Cela se traduira, sur le spectre, par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement f_e et de pas f_r . Ce peigne n'est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement f_e [3].

Les défauts envisagés (défaut d'une dent) se traduisent en plus par une impulsion à chaque fois que la dent abîmée est en contact avec une autre, par une raie à la fréquence f_1 ou f_2 , selon la roue intéressée [3].

II.3.3.2 Signatures vibratoires des défauts d'engrènement [8]

II.3.3.2.1 Détérioration d'une dent

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.

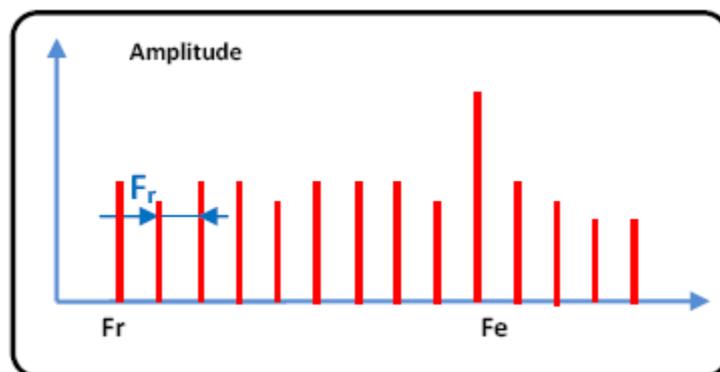


Fig. II.11 : Image vibratoire d'un défaut d'engrenage [8].

II.3.3.2.2 Détérioration de deux dents sur les deux roues

Si les deux roues dentées présentent chacune une dent détériorée, les chocs peuvent être importants lorsque les deux défauts se rencontrent «coïncidence ». La rencontre s'effectue à la fréquence f_{co} , appelée fréquence de coïncidence et telle que :

$$f_{co} = f_e / \text{PPCM} (Z_1, Z_2) \quad (\text{II.9})$$

f_e : fréquence d'engrènement

PPCM : plus petit commun multiple de Z_1 et Z_2

La fréquence de coïncidence f_{co} est inférieure aux fréquences de rotation f_1 et f_2 . Le spectre montre non seulement les deux peignes correspondant aux fréquences de

rotation de chaque roue, mais aussi un peigne de raies de pas correspondant à la fréquence de coïncidence f_{co}

II.3.3.2.3 Détérioration de l'ensemble de dentures :

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée.

II.3.3.2.4 Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture) :

Ce phénomène se traduit par l'apparition d'une raie d'amplitude prépondérante à deux fois la fréquence d'engrènement f_c et la disparition partielle de l'amplitude à cette fréquence.

II.3.3.2.5 Jeu de fond de denture trop grand :

Un jeu de fond de denture trop grand a pour conséquence un choc dur à chaque passage d'une dent à l'autre ("rattrapage" du jeu).

On obtient alors un spectre de choc dur, périodique, à la fréquence d'engrènement (Présence de nombreuses harmoniques de niveau du même ordre de grandeur).

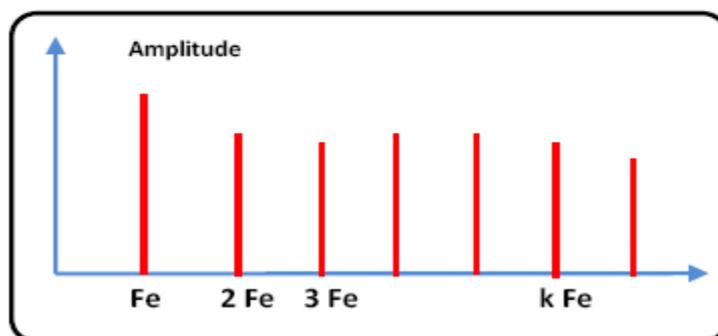


Fig. II.12 : Image vibratoire théorique d'un jeu de fond [8].

II.3.3.2.6 Défauts induisant une modulation d'amplitude :

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal vibratoire par la fréquence de rotation due à la modulation de l'effort d'engrènement. L'image vibratoire théorique, présente autour de la fréquence d'engrènement (fréquence porteuse) ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut. C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude. Il faut noter que les amplitudes de ces bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence porteuse (entre 2 et 20 fois inférieures) et ne sont visibles que dans des spectres exprimés en décibel.

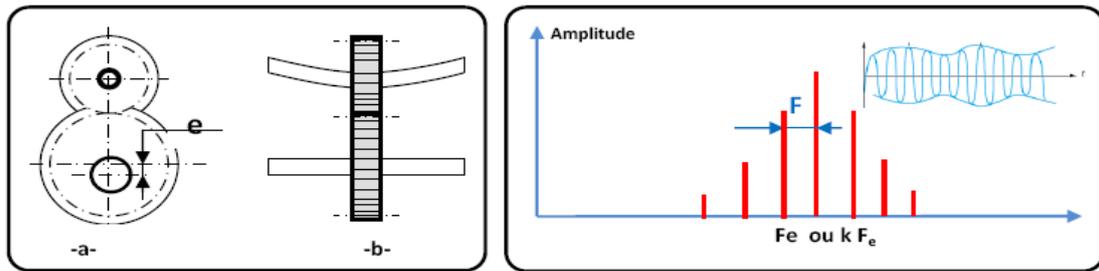


Fig. II.13 : Defaut d'engrenage(a-faux rond d'un pignon b-déformation d'arbre) et son image vibratoire [8].

II.3.3.3 Gravité des défauts [3] :

La difficulté, concernant les engrenages, est de juger de la gravité des défauts. En effet, même sur une machine en bon état, on obtient ces images. Seule l'augmentation des amplitudes des raies décrites ci-dessus permet de diagnostiquer une dégradation de l'engrènement.

On peut néanmoins retenir deux règles toujours vérifiées :

- si les amplitudes du peigne de raies ne dépassent pas celle de la fréquence centrale (f_e), l'engrènement peut être considéré comme en bon état ;
- un zoom présentant une image dissymétrique des modulations autour de la fréquence centrale est caractéristique d'un engrènement dégradé.

II.3.3 Défauts de Palier à film d'huile-défauts de lubrification-instabilité [3] :

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 induire du piquage ou « *pitting* » (surtout sur les alternateurs). Un palier trop 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 souvent rapide et le niveau n'est pas stable.

La fréquence dominante de la vibration est à la demi-fréquence de rotation ($fr/2$). Elle peut être proche de 1/3 ou 1/4 de la fréquence de rotation si une vitesse critique du rotor synchronise le phénomène.

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 dont leur amplitude est relativement importante.

Tourbillonnement de film d'huile :

Ce phénomène apparaît sur les paliers lisses, lubrifiés en graissage hydrodynamique.

Il se produit à la moitié de la fréquence de rotation de l'arbre ($f_r/2$)

En réalité, du fait des frottements de l'huile sur les surfaces d'écoulement, la fréquence de tourbillonnement sera légèrement inférieure :

$$0,42f_r < f_{\text{tourbillonnement}} < 0,49f_r$$

Fouettement d'huile (*Oil-Whip*) [1] :

Lorsque la fréquence de précession du tourbillon d'huile coïncide ou devient supérieure à la première fréquence critique de l'arbre, il apparaît une augmentation importante des vibrations : le rotor est soulevé périodiquement par le film d'huile puis retombe. Cette instabilité appelée **fouettement d'huile (*Oil-Whip*)** n'apparaît que pour 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: on observe un mouvement de précession de l'axe du rotor dans le sens de rotation de l'arbre, dont la fréquence est égale à 0,3 jusqu'à 0,5 fois la fréquence 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.

II.3.4 Défauts d'accouplements [3]:

Les accouplements sont des organes destinés à raccorder entre eux deux ou plusieurs rotors. Ils doivent transmettre le couple. Ils doivent aussi parfois permettre les dilatations axiales de la machine, ou les déplacements radiaux. Seuls quelques défauts susceptibles de perturber leur fonctionnement seront évoqués.

II.3.4.1 Accouplements de type cardans ou doubles cardans :

Un cardan est un joint conçu pour encaisser des déplacements relatifs importants des axes de rotation des machines entraînés et entraînant. Il se comporte comme un arbre dissymétrique, et à ce titre, il va engendrer des efforts à la fréquence $2f_r$.

II.3.4.2 Accouplements à doigts :

Les accouplements à doigts sont des organes qui permettent une déformation axiale et radiale en raison de la souplesse des doigts. Ils sont plutôt destinés aux efforts faibles et le centrage relatif des arbres peut évoluer avec le couple transmis. On pourra donc observer des évolutions du balourd (vibration à la fréquence f_r) en fonction du couple transmis.

II.3.4.3 Accouplements à denture :

Ce type d'accouplement est souvent utilisé si l'on veut permettre des déplacements axiaux importants entre la machine entraînante et la machine entraînée ou une dilatation axiale importante des rotors ou arbres longs avec des variations de température importantes.

Le premier défaut de ces accouplements vient d'un mauvais glissement qui interdit la dilatation. L'arbre contrarié dans sa dilatation va fléchir et son balourd va évoluer avec la dilatation de l'arbre. Ce type de défaut peut parfois être mis en évidence en supprimant le couple moteur pour permettre à la denture de glisser. On verra des vibrations disparaître en arrêtant le moteur pendant quelques secondes et en le redémarrant.

D'autres phénomènes plus complexes peuvent être observés :

- défauts de denture (comme sur les engrenages, et présentant les mêmes symptômes).
- instabilités des lames de lubrifiant centrifugées si elles sont épaisses.

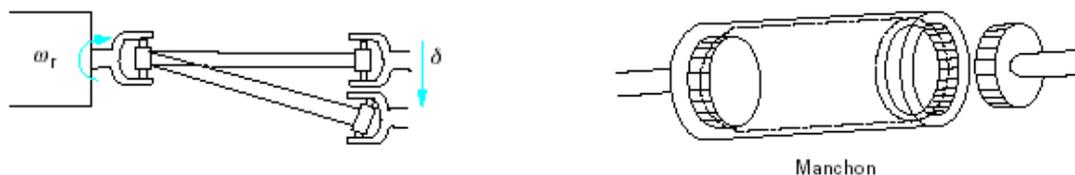


Fig. II.14 : Accouplement de type cardan et Accouplement à denture [3].

II.3.5 Jeu, desserrage, mauvaise fixation [3]:

Cette classe de défauts concerne les fixations des machines sur leurs supports ou massifs. Si le montage est défectueux, on pourra observer différents phénomènes.

- S'il y a du jeu, le fonctionnement ne sera pas linéaire, et le mouvement vibratoire sinusoïdal se transformera en un mouvement périodique d'autant plus riche en harmoniques que le signal sera déformé.
- Si la fixation a une raideur insuffisante, c'est par des mesures de déformées qu'on pourra la mettre en évidence. Les points faibles d'une structure y apparaissent comme des singularités de forme (déformation locale excessive, dissymétries de

comportement vibratoire). De la même façon on pourra mettre en évidence des résonances de structures, ou des modifications dans le temps des ancrages par une évolution des déformées.

Ce défaut peut présenter plusieurs images caractéristiques. Il fait ressortir la fréquence fondamentale f_r et ses harmoniques. Contrairement au défaut d'alignement, les harmoniques peuvent ressortir sur une gamme très étendue de fréquences et pas seulement jusqu'au 4^e ordre. Il peut aussi parfois faire apparaître la fréquence $1/2 f_r$ et ses harmoniques à un niveau toutefois moindre que les harmoniques de la fréquence fondamentale.

II.3.6 Passage d'aubes [3]:

La fréquence de passage des aubes est définie par :

$$f_{aubes} = n f_r \quad \text{(II.10)}$$

Avec : f_r : fréquence de rotation du rotor.
 n : 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_{aubes} 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.
- Encrassement des aubes qui peut aussi provoquer du balourd.

Ce défaut n'est pas directionnel, il se repère aussi bien en radial qu'en axial.

II.4 Stratégie de la maintenance des machines tournantes par analyse des vibrations :

L'analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance conditionnelle de l'outil de production industrielle [4].

Les objectifs d'une telle démarche sont de :

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse.
- Fiabiliser l'outil de production.
- Augmenter son taux de disponibilité.
- Mieux gérer le stock de pièces détachées...etc.

A partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique [4].

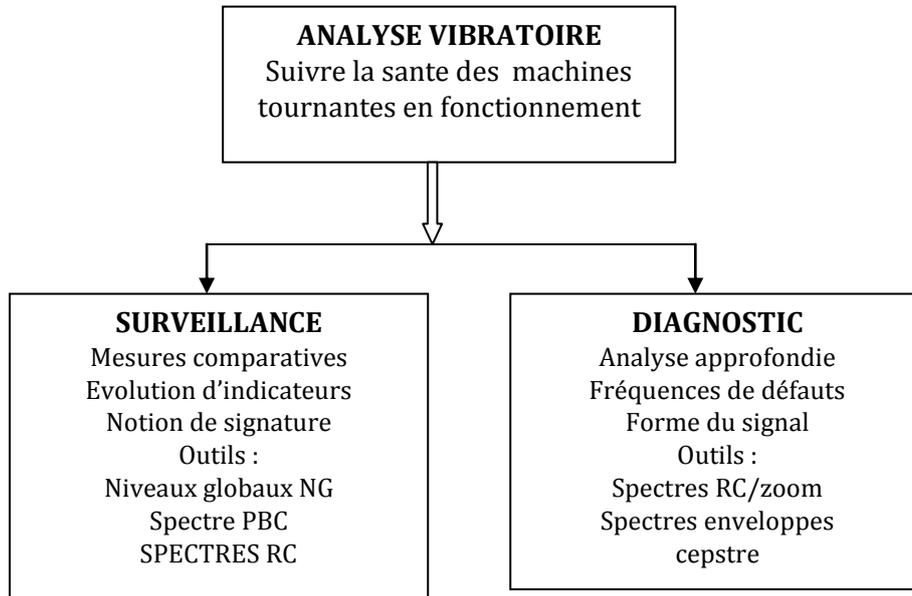


Fig. II.15 : analyse vibratoire en maintenance [4].

II.4.1 La surveillance :

Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la **signature** alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée [4].

II.4.1.1 Choix de la grandeur à mesurer (indicateur) [4]:

Le choix de la grandeur à mesurer (déplacement, vitesse ou accélération) pour la surveillance d'une machine tournante dépend essentiellement du défaut recherché et la plage de fréquences dans laquelle il est susceptible de s'exprimer. La grandeur retenue est appelée paramètre ou indicateur de surveillance.

II.4.1.1.1 Déplacement crête-crête entre 1 et 500 Hz ($D_{cc}[1-500 \text{ Hz}]$ (en μm)) :

- Puisque le déplacement est inversement proportionnel au carré de la fréquence, la mesure en mode déplacement aura pour effet d'atténuer toutes les composantes moyennes et hautes fréquences et d'amplifier les composantes basses fréquences, son utilisation est réservée donc aux très basses fréquences dont les composantes

prépondérantes se situent à 1 ou 2 fois la fréquence de rotation (déséquilibre, déformation, désalignement, desserrage, ...).

II.4.1.1.2 Vitesse efficace entre 10 et 1 000 Hz ($V_{\text{eff}}[10-1\ 000\ \text{Hz}]$ (en mm/s)) :

La vitesse est inversement proportionnelle à la fréquence. Plus la fréquence augmente, plus la vitesse diminue : Son utilisation est réservée aux basses fréquences.

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

II.4.1.1.3 Accélération efficace entre 1 et 20 kHz ($Acc_{\text{eff}}[1\ 000-20\ 000\ \text{Hz}]$ (en g ou mg)) :

L'accélération, représentative des forces dynamiques, ne dépend pas de la fréquence. C'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur un large domaine de fréquences.

La mesure en mode accélération (directement proportionnelle aux forces dynamiques induisant le mouvement) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées (engrenement sur un multiplicateur, passage d'encoches sur un moteur, ...) ou qui génèrent des signaux impulsionnels de courte durée, riches en composantes haute fréquence (écaillage de roulement, jeu, cavitation, ...).

g : accélération due à la pesanteur ($9,81\text{m/s}^{-2}$), pris comme unité d'accélération avec son sous-multiple **mg** (10^{-3}g).

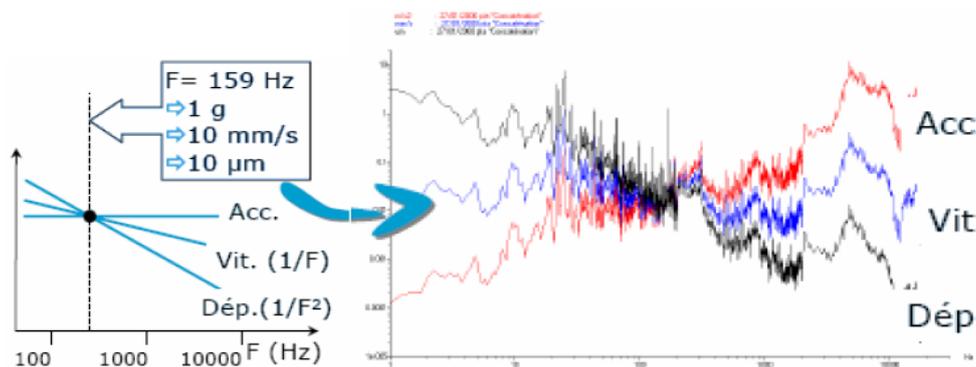


Fig. II.16 : Choix des grandeurs physiques à mesurer en fonction de la nature des défauts recherchés [9].

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

Le suivi d'un seul niveau global ne permet pas d'établir un quelconque diagnostic, mais en comparant l'évolution des trois indicateurs, on peut avec des moyens simples se faire une première idée des types de défauts qui affectent la machine. Par exemple si la mesure effectuée, au même endroit, sur un même palier montre une évolution importante des indicateurs de déplacement et de vitesse, alors que l'indicateur d'accélération reste stable, on peut donc supposer que l'anomalie se situe en basses fréquences et que le défaut est dû à un balourd, un désalignement ou un desserrage du palier [9].

II.4.1.2 Indicateurs vibratoires de surveillance (détection des défauts) :

Un indicateur de surveillance est une grandeur vibratoire dérivant des trois grandeurs cinématiques de base caractérisant un mouvement vibratoire (accélération, vitesse, déplacement), qui est sensible à l'apparition ou à l'évolution d'un défaut ou d'un ensemble de défauts. Pour un suivi correct, l'indicateur doit présenter deux qualités essentielles : la simplicité de la prise de mesure et la signification importante de leur contenu [10].

En fonction de leurs paramètres, ces indicateurs peuvent être regroupés en deux grandes familles [10] :

- Les indicateurs scalaires ou niveaux globaux (NG).
- indicateurs typologiques ou comportementaux.

Ces indicateurs constituent, lors d'une première campagne de mesures réalisée sur la machine en bon état (ou supposée telle), **la signature** de la machine [10].

II.4.1.2.1 Indicateurs scalaires-Niveau global (NG) [4]:

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

La mesure des vibrations en niveau global permet de qualifier l'état général d'une machine par comparaison à des normes (seuils) ou des mesures précédentes. Cette stratégie de surveillance consiste à suivre l'évolution dans le temps d'un ou de plusieurs indicateurs (déplacement, vitesse ou accélération) dans une bande fréquentielle plus ou moins étendue. Leurs évolutions permettent d'alerter le technicien d'une dégradation du fonctionnement sans pour autant désigner l'élément défectueux. Le suivi se fait de deux façons différentes : continu (en ligne), ou

périodique sous forme de rondes plus ou moins espacées dans le temps. La périodicité des mesures est adaptée en fonction de l'évolution des indicateurs. Plus une augmentation est rapide, plus les contrôles doivent être rapprochés.

Il est obligatoire que les conditions de fonctionnement de la machine ainsi que les conditions de mesure (vitesse, charge, températures etc.) doivent être rigoureusement identiques d'une mesure à l'autre.

II.4.1.2.1.1 Différents types de suivi :

II.4.1.2.1.1.1 Suivi en mode global « large bande » :

Pour ce type de suivi les capteurs mesurent l'amplitude sur une plage de fréquences très large, généralement la bande passante de l'appareil de mesure.

Le niveau global mesuré NG est tel que: $NG = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2 + \dots}$ avec a, b, c, ... les amplitudes respectives des composantes A, B, C, ... dues aux différents défauts présents dans la machine.

Compte tenu de cette élévation au carré, il est certain que cette valeur de NG est essentiellement sensible à l'évolution de défauts induisant des vibrations d'amplitude élevée et qu'une évolution importante d'un défaut induisant des vibrations d'amplitude moindre (mais pas forcément de gravité moindre) risque d'être complètement masquée. Ce phénomène, nommé **l'effet de masque**, est l'écueil le plus sérieux de ce type de suivi et en limite considérablement le domaine d'utilisation et la fiabilité [9].

II.4.1.2.1.1.2 Suivi en mode global par bande de fréquence [9] :

Pour minimiser le danger d'effet de masque, certains appareils offrent la possibilité de mesurer les indicateurs à l'intérieur de plusieurs bandes de fréquences définies par l'utilisateur et de suivre l'évolution du niveau global à l'intérieur de chacune de ces bandes. Cette technique est aisée à mettre en place et à exploiter lorsqu'il est possible de :

- définir des bandes de fréquences bien dissociées en fonction des principaux défauts redoutés sur la machine à surveiller.
- fixer, pour chacune de ces bandes, un seuil d'intervention.

II.4.1.2.1.2 Limites du suivi en mode global :

Le suivi en mode global permet d'appréhender l'état de la machine par une évolution significative d'une dégradation ou par la comparaison à des seuils d'alarme et de danger, mais ne permet pas d'établir un diagnostic précis. C'est l'analyse spectrale qui le permettra [8].

II.4.1.2.2 Les indicateurs spectraux [9]:

Ce mode de suivi consiste à comparer une image spectrale du signal à un gabarit défini à partir de la même image spectrale élaborée généralement lors de la recette de comportement vibratoire à la mise en service de l'équipement ou après remise en état.

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

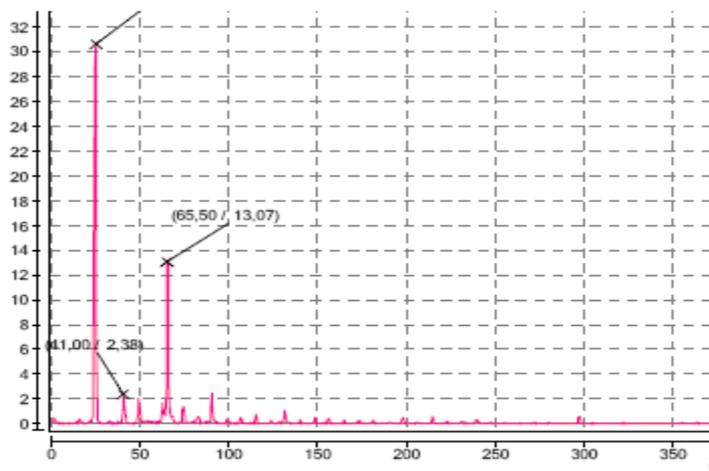


Fig. II.17 : Exemple d'un spectre fréquentielle.

II.4.1.3 Incidences du choix d'un indicateur [9] :

Le choix d'un indicateur est loin d'être neutre. Chaque paramètre le définissant a une signification physique propre (accélération, vitesse, déplacement, valeur efficace, valeur crête, bande fréquentielle de définition, temps d'observation...) et correspond à un aspect particulier du comportement vibratoire. De ce fait, ce choix privilégie la détection de l'apparition d'un défaut ou d'une famille de défauts en édulant souvent la détection des autres.

Prenons pour exemple l'indicateur scalaire représentant la valeur efficace de la vitesse vibratoire mesurée dans la bande [10-1000 Hz]. Cet indicateur n'est pas sensible aux défauts ayant une influence sur le premier ordre de la fréquence de rotation si cette dernière est inférieure à 600 tr/mn!

II.4.1.4 Seuil d'un indicateur [9]

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

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

Dans ces deux situations, la surveillance se trouve discréditée, ce qui rend le choix de la valeur du seuil un acte fondamental.

Le seuil, associé à chaque indicateur, sera déterminé par l'expérience, par référence à une norme ou à la spécification d'un constructeur ou bien, plus généralement, par comparaison avec le niveau qu'avait l'indicateur lorsque la machine était jugée en bon état de fonctionnement. Il faut donc définir des méthodes qui permettront de déterminer des seuils "d'avertissement" et "d'arrêt", avec une bonne probabilité de réussite.

Les systèmes de surveillance définissent au moins deux seuils hiérarchisés :

- Le premier seuil dit seuil d'avertissement est également appelé niveau d'alarme : Le dépassement du seuil d'alarme doit systématiquement déclencher une procédure de diagnostic afin de localiser, l'origine exacte de l'anomalie qui a déclenché cette alarme.
- Le second seuil dit seuil de danger : Le dépassement du seuil de danger nécessite de procéder à un diagnostic immédiat de l'état de l'installation pour statuer sur l'urgence d'un arrêt et d'une action corrective.

II.4.2 Diagnostic :

Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire [4].

Le diagnostic, est un outil particulièrement utile dans le cadre de la mise en place d'un concept de maintenance prévisionnelle.

La démarche du diagnostic repose sur l'analyse systématique du signal vibratoire, tant sa forme spectrale que temporelle, pour l'identification de la nature des défauts à un stade précoce. Dans la pratique, la présence des défauts aux fréquences caractéristiques n'est pas toujours facile à déceler. Pour les mettre en évidence, on fait appel à des techniques d'investigation généralement plus poussées que le simple suivi

d'indicateurs scalaires, commandées par la complexité et la précision du diagnostic demandé en fonction des enjeux économiques liés à la panne redoutée [10].

Les techniques utilisées sont principalement [10]:

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

II.4.2.1 Formulation du diagnostic [1]:

Un diagnostic n'est pas toujours, en état des connaissances, une certitude mais plutôt un faisceau de présomptions convergentes. La formulation d'un diagnostic nécessite :

- De connaître les fréquences caractéristiques de l'installation, le principe de fonctionnement et/ou le procédé de fabrication et les conditions exactes d'exploitation et, si possible, la signature vibratoire de l'installation à sa mise en service ou après une révision et les historiques d'évolutions des indicateurs de surveillance.
- De connaître les symptômes ou images vibratoires de tous les défauts potentiels susceptibles d'affecter une machine, ses modes de défaillances et les vitesses de dégradation.
- De rechercher de manière systématique l'existence éventuelle de ces symptômes dans les signaux délivrés par les capteurs.
- D'analyser les évolutions des indicateurs dits secondaires (concentration et spectre dimensionnel des particules véhiculées par le lubrifiant, température ou thermographie d'un palier, baisse de rendement...).
- D'émettre un certain nombre d'hypothèses et de ne retenir par réduction que celle ou celles compatibles avec tous les symptômes (vibrations et autres) identifiés. Le diagnostic est d'autant plus fiable que le nombre symptômes identifiés est élevé.

II.4.2.2 Principaux outils de diagnostic :

Ils sont utilisés lorsque l'on détecte une anomalie à l'aide des indicateurs de surveillance. Cette anomalie est souvent une évolution jugée importante par rapport à la signature.

II.4.2.2.1 Analyse temporelle [9]:

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

Un autre intérêt de l'analyse temporelle, est qu'elle permet de connaître les variations des amplitudes instantanées des fonctions de modulations et surtout le nombre de ces variations par tour d'arbre puisque les fonctions de modulation sont beaucoup plus "lisible" par rapport à l'analyse spectral. Il est ainsi facile par exemple de connaître le nombre de dents écaillées d'un engrenage et de les positionner l'une par rapport à l'autre.

Plusieurs indicateurs globaux ont été définis à partir de l'analyse temporelle afin de caractériser la forme de celle-ci, mais une telle démarche ne permet pas de détecter de manière fiable un défaut, ni d'identifier son origine. Les domaines: spectral, cepstral, ou de l'enveloppe sont en général plus adaptés au diagnostic.

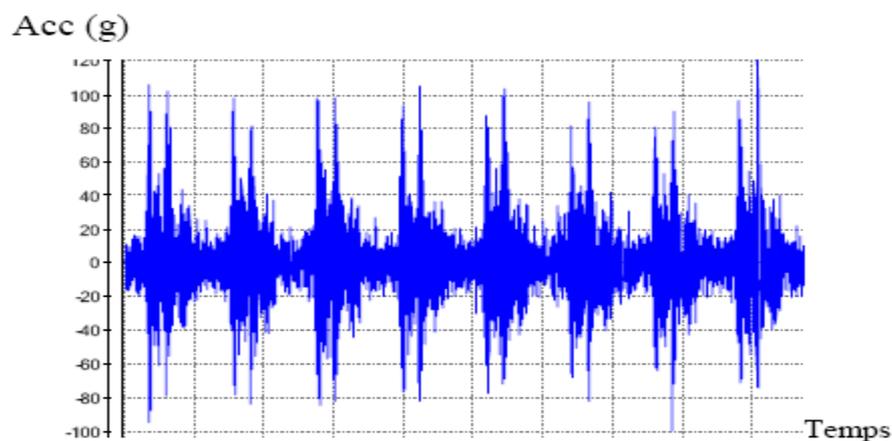


Fig. II.18 : Signal temporel en présence de défauts multiples.

II.4.2.2.2 Analyse spectrale et le zoom [4] :

Un spectre est un graphe dans lequel sont représentées les amplitudes et les fréquences de toutes les composantes vibratoires élémentaires induites par le fonctionnement d'une machine. Chaque composante est représentée par un segment vertical appelé raie dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée, l'amplitude.

Toute anomalie affectant une machine tournante (balourd, déséquilibre, phénomène de tourbillons d'huile, déformation d'arbre, desserrage de palier, défaut de roulement, anomalie électromagnétique au niveau du stator ou du rotor d'un moteur, engrenement défectueux,...) se traduit par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences d'apparition des forces qui les induisent et à leurs harmoniques (multiples des fréquences d'apparition).

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

Notons que par définition, une vibration pure ne comporte qu'une seule fréquence, donc une seule raie. Par contre, une vibration harmonique comporte un ensemble de raies, celles des vibrations pures sommées.

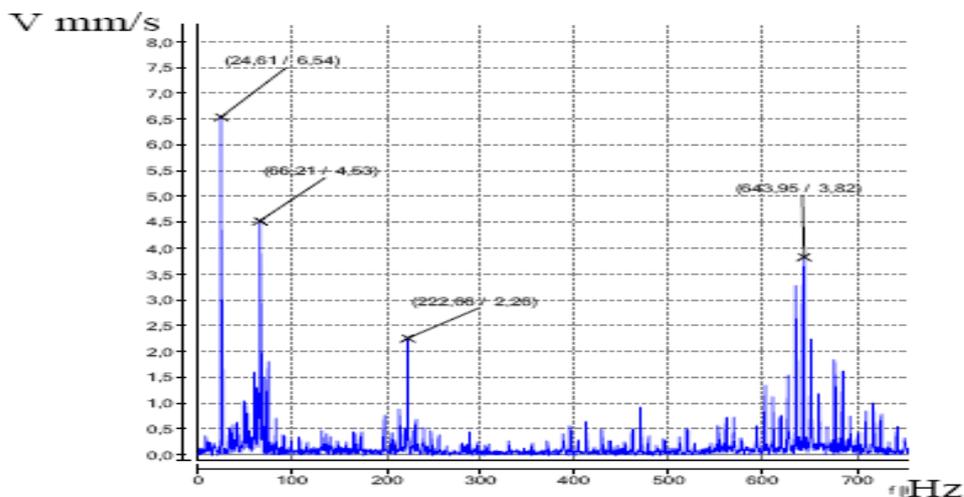


Fig. II.19 : Spectre caractéristique d'un signal de vitesse.

La bande de fréquences se définit avant de procéder aux mesures sur site. On distingue :

- Les spectres BF (basses fréquences [0-500 Hz]).
- Les spectres MF (moyennes fréquences [0-1000 Hz]).
- Les spectres HF (hautes fréquences [0-10 000 Hz]).
- Les zooms : haute résolution [f_1 - f_2], f_1 et f_2 définissant la gamme de fréquences analysée.

Par conséquent, un spectre **HF** sera un outil de surveillance sur lequel on pourra suivre l'évolution du niveau vibratoire de la machine. Si un phénomène anormal apparaît, on peut distinguer s'il s'agit d'un problème de roulement (hautes fréquences), d'engrènement (fréquences caractéristiques prédéfinies)...

Le spectre **BF** est un outil très puissant pour le diagnostic courant des défauts de grande énergie (basses fréquences) tels que le balourd, le défaut d'alignement, les jeux excessifs...

II.5 Conclusion :

Maintenir un système de production n'est pas une tâche facile. Ceci exige, entre autres, des ressources humaines compétentes, des outils, et du matériel adapté aux équipements ainsi qu'aux installations à maintenir. Pour assurer une maintenance conditionnelle efficace, plusieurs outils peuvent être utilisés : l'analyse d'huile, thermographie, l'analyse vibratoire...Etc.

Cependant, l'analyse vibratoire qui a fait ses preuves est la plus connue et la plus largement utilisée. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé... se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire.

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

CHAPITRE III:
ETUDE EXPERIMENTALE

III.1 Introduction :

La *surveillance* a pour objectif, tout au moins sous sa forme primaire, de détecter à un stade précoce, l'existence d'une anomalie et d'en suivre l'évolution à partir d'indicateurs préalablement définis. Un indicateur de surveillance ne peut être sensible à l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter une machine. Le *diagnostic*, au contraire, doit permettre de statuer sur l'existence d'anomalies, d'identifier sa nature et de préciser sa gravité. Le diagnostic par l'analyse des vibrations est non seulement l'outil de base de la maintenance prévisionnelle, mais aussi du contrôle qualité dans le cas d'un relevé vibratoire d'une installation neuve ou après remise en état.

L'objet de cette étude est le diagnostic du turboalternateur du groupe N°2 de la centrale électrique de Boufarik (turbine à gaz **MS 5001**). L'investigation se résume aux tâches typiques suivantes :

- caractérisation du comportement vibratoire.
- Suivre l'évolution de l'état de l'équipement.
- Identifier les causes probables de détérioration de ses composants.
- Évaluer le degré de sévérité de ces détériorations.
- Dégager un rapport d'expertise.

Le turboalternateur étant composé principalement du rotor du turbocompresseur, du réducteur de charge, du réducteur auxiliaire, du rotor de l'alternateur et des paliers qui constituent une chaîne rigide. Un défaut sur un de ces composants peut influencer négativement sur le comportement global de l'équipement.

Les statistiques concernant les causes de défaillances permettent de conclure que les défauts les plus fréquemment rencontrés sont le défaut de balourd et le désalignement, ainsi que les organes les plus sensibles sont les engrenages.

Le diagnostic portera donc sur toute la chaîne synoptique du groupe selon les étapes effectuées suivantes :

- Collecte des informations techniques sur l'équipement.
- Calcul de la cinématique.
- Choix des paramètres.
- Configuration des points de mesure.
- Collecte des mesures.
- Analyse et interprétation des données.

III.2 Chaîne d'acquisition :

III.2.1 Le capteur :

Le comportement dynamique du système est étudié à l'aide de mesure d'accélération. Les accélérations qui ont constitué notre base de données sont mesurées à l'aide d'un accéléromètre piézo-électrique de type CA/CC.

Un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération. Sur le plan électrique, le matériau piézoélectrique, c'est à dire l'élément sensible, agit comme un condensateur de capacité C_a en parallèle avec une résistance de fuite interne R_a très grande [11].

III.2.2 Système Microlog GX [12] :

Le système Microlog GX permet au personnel chargé de la maintenance des machines de collecter et d'analyser les données de vibration émises par l'équipement rotatif.

Le système Microlog GX comporte deux éléments :

- Collecteur de données **Microlog GX**.
- Ordinateur hôte sur lequel est installé le logiciel **Machine Analyst** ou un logiciel Equivalent.

➤ Collecteur de données Microlog GX [12] :

Le collecteur de données Microlog GX est un terminal portatif léger à double canal pour l'acquisition et le stockage de données. Il collecte les mesures de vibration, de température et autres mesures d'état des machines. Combiné aux observations visuelles, le Microlog GX permet une analyse temporelle et fréquentielle approfondie de l'état des machines dans un environnement industriel hostile.

Le Microlog collecte automatiquement les mesures dynamiques (vibration) et statiques (traitement) depuis pratiquement n'importe quelle source.

Outre sa fonction de collecteur de données, le Microlog comprend toutes les caractéristiques et fonctionnalités d'un analyseur puissant pour capturer et afficher des spectres haute résolution permettant une analyse approfondie. Un spectre de fréquence FFT (transformation de Fourier rapide) peut être affiché sur l'écran couleur LCD (à cristaux liquides) (voir l'annexe fiche technique de **Microlog GX**)



Fig. III.1 : Image réelle de Microlog GX [12]

➤ **Logiciel hôte Machine Analyst [12] :**

Le logiciel auxiliaire Machine Analyst de SKF fonctionne avec le Microlog pour aider le personnel de maintenance des machines à configurer les mesures et à gérer les données collectées sur l'état des machines.

Le logiciel hôte Machine Analyst est un programme conçu pour aider le personnel de maintenance à comprendre l'état véritable des machines rotatives et à décider des mesures de maintenance d'après l'état actuel des machines.

Le logiciel hôte Machine Analyst facilite le réglage des mesures et présente les données machine collectées sous forme de statistiques, rapport et tracé graphique temporelle et fréquentielle permettant d'obtenir des données d'analyse utiles.

Le logiciel machine analyst offre la possibilité de représenter les relevés successifs en cascade pour pouvoir constater un changement possible de l'état vibratoire de la machine. Il offre aussi la possibilité de faire le **zoom** autour d'une fréquence caractéristique et de tracer les courbes de tendance.

III.2.3 Hiérarchie

Une hiérarchie est une collection de données organisée [12].

Sur le logiciel machine analyst une hiérarchie est préalablement préparée selon la chaîne cinématique de l'installation qu'on veut surveiller. Cette hiérarchie sera déchargée dans le **Microlog GX** pour effectuer les mesures appropriées au niveau des points de mesure choisis. Après la prise des relevés à l'aide d'un accéléromètre relié avec le **Microlog**, la hiérarchie sera chargée dans le logiciel machine analyst pour pouvoir manipuler facilement les spectres représentatifs de comportement vibratoire de notre structure collectés et traités par le **Microlog** afin de recueillir les informations nécessaires sur l'état vibratoire de l'installation.

III.2.4 Liste hiérarchique [12]

Par liste hiérarchique, on désigne une liste de points de mesure, répartis en groupes. En règle générale, une liste hiérarchique se compose de trois niveaux d'organisation, découlant du nœud racine.

Élément hiérarchique Groupe

Les éléments hiérarchiques Groupe permettent de repérer rapidement des machines spécifiques et leurs points de mesure. Les groupes sont des JEUX, des machines ou des types de groupes définis en fonction de nos besoins.

Élément hiérarchique Machine

Du point de vue hiérarchique, les éléments hiérarchiques Machine constituent le niveau d'organisation final, duquel seuls les points de mesure découlent.

Élément hiérarchique Point

L'élément hiérarchique Point permet de définir l'emplacement de la machine sur lequel les données de mesures sont collectées et le type de mesures (vibration vitesse, vibration-accélération enveloppée, température, etc.).

La liste hiérarchique qu'on va suivre dans notre travail est la suivante :

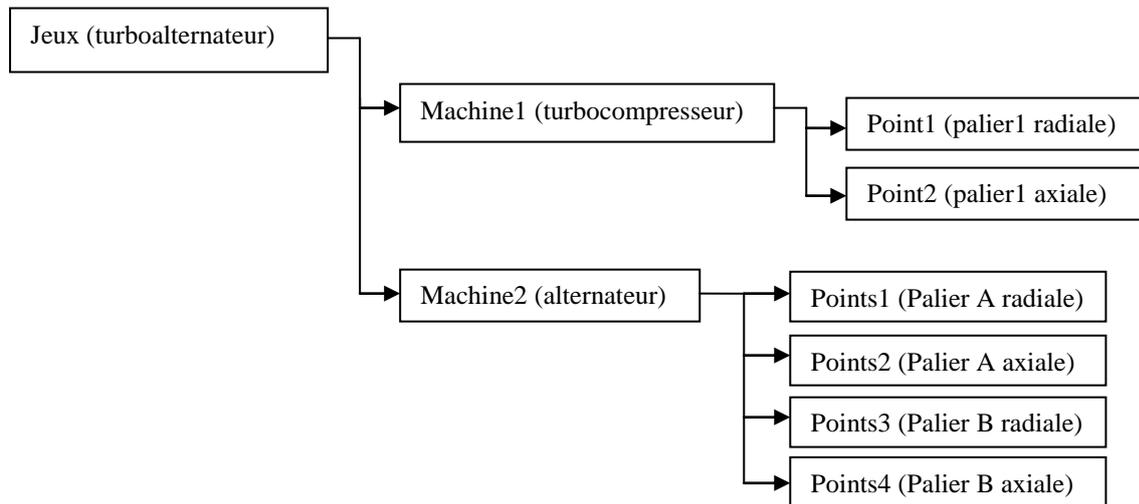


Fig. III.2 : liste hiérarchique

III.3 Application à l'Etude du turboalternateur :

Le turboalternateur comprend essentiellement :

- Un turbocompresseur posé sur deux paliers à fluide.
- Deux accouplements flexibles (l'un coté compresseur et l'autre, coté turbine).
- Un réducteur auxiliaire comprend deux étages d'engrènement.
- Un réducteur de charge comprend un seul étage.
- Un alternateur posé aussi sur deux paliers à fluide et muni d'une excitatrice sur le même arbre.

III.3.1 Etude cinématique :

Avant de réaliser les mesures sur les machines, il est indispensable de préparer soigneusement son itinéraire en fonction de ses objectifs. Cela doit aboutir à [4]:

- un choix des machines à surveiller.
- la connaissance précise de ces machines.
- un choix du nombre et de l'emplacement des mesures effectuées sur chaque machine.

III.3.1.1 Classement « VIS » des machines [4] :

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

Machines vitales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt immédiat de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables.

Machines Importantes : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.

Machines secondaires : Machines doublées ou non dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

En fonction de ce classement, d'un indice de vétusté, d'un indice de complexité des machines, on détermine les outils de surveillance à employer, leur paramétrage et la fréquence des campagnes de relevés (exemple dans le **tableau III.1**)

Complexité de la machine	Machine		
	vitale	importante	Secondaire
Complexe (présence de réducteur)	Surveillance spectrale	Surveillance spectrale	Surveillance par niveau globale
Simple (une seule ligne d'arbre)	Surveillance spectrale	Surveillance par niveau globale	Surveillance par niveau globale

Tableau. III.1 : Type de surveillance selon la complexité des machines [4].

Un générateur dans une centrale électrique est considéré comme une machine importante dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Donc, il nécessite une surveillance par niveau global suivie par une analyse spectrale.

III.3.1.2 La chaîne cinématique :

On ne peut surveiller correctement une machine que l'on ne connaît pas. Avant de recueillir quelques signaux vibratoires que ce soit, il faut prendre connaissance de la cinématique de l'installation à surveiller [4].

Parmi les indications les plus importantes, on doit connaître [4] :

- La vitesse de rotation de chaque ligne d'arbre ;
- Le nombre de pales ou d'aubages sur les ventilateurs et les pompes ;

- Le nombre de dents des engrenages ;
- Le diamètre des poulies et la longueur des courroies ;
- Le type des roulements.
- Le nombre de barres de la cage d'écurueil du moteur, etc.

Tous ces renseignements sont indispensables pour déterminer les outils adéquats à une surveillance efficace. Ils permettent de calculer les fréquences caractéristiques des défauts susceptibles d'apparaître sur les machines.

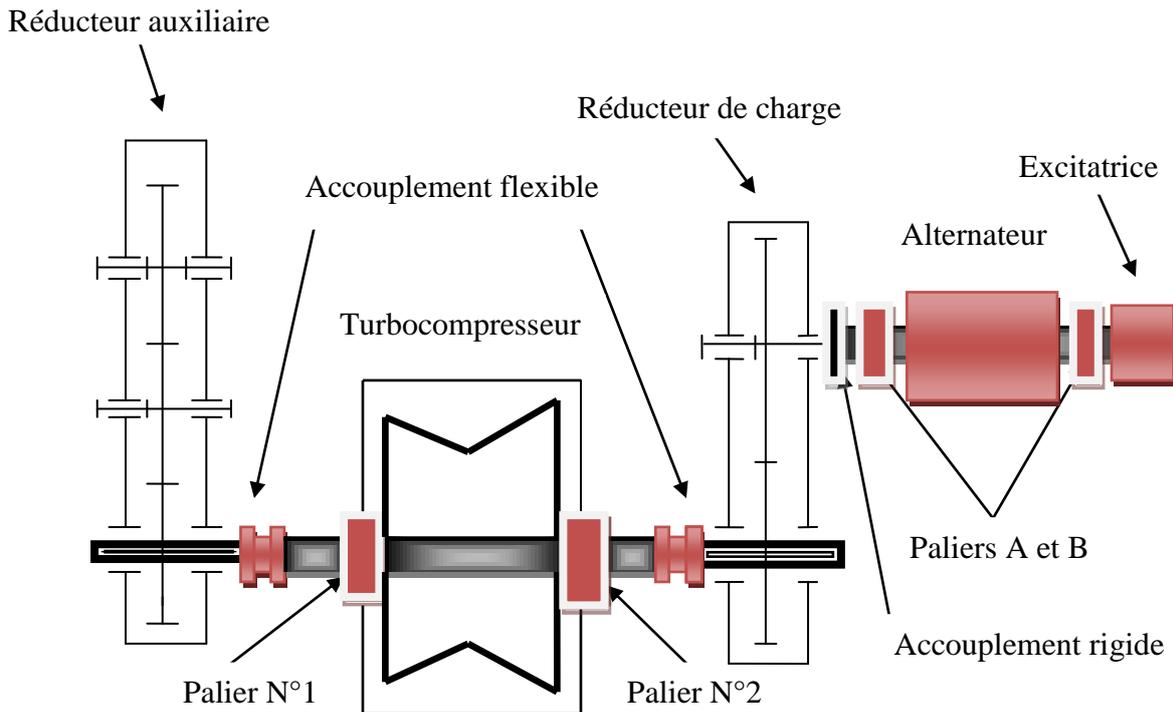


Fig. III.3 : chaîne cinématique.

III.3.1.3 Eléments cinématiques :

Vitesse de rotation	Théorique	5100 rpm
	Pratique	5120,6 rpm
Poids	9,5.10 ³ Kg.(compresseur + turbine)	
Nombre d'étages	17 étages	
Nombre d'ailettes	Environ 28 ailettes pour chaque étage	
température	Entrée	15°C
	Sortie	280°C
Type de paliers	Paliers à fluide	

Tableau. III. a : Fiche technique du compresseur.

Vitesse de rotation	5120,60 rpm	
Nombre d'étages	2 étages	
Nombre d'ailettes	1 ^{er} étage	120 ailettes
	2 ^{eme} étage	90 ailettes
température	Entrée	950°C
	Sortie	481°C
Type de paliers	Paliers à fluide	

Tableau. III. b : Fiche technique de la turbine

Vitesse 1 ^{er} étage	Entrée (rotor)	5120,6 rpm
	Sortie (pompe à eau)	3582,6 rpm
Vitesse 2 ^{eme} étage	Entrée (pompe à eau)	3582,6 rpm
	Sortie (pompe de graissage)	1884,2 rpm
Nombre de dents (1 ^{er} étage)	Pignon	Z = 33
	Roue	Z = 47
Nombre de dents (2 ^{eme} étage)	Pignon	Z = 47
	Roue	Z= 90
Type de paliers	Palier à fluide	

Tableau. III. c : Fiche technique du réducteur auxiliaire

Vitesse de rotation	Entrée (turbine)	5120,6 rpm
	Sortie (alternateur)	3999,95 rpm
	Rapport de vitesse exacte	1/1,706896
Nombre de dents	Pignon	Z = 58
	Roue	Z = 100
Type de paliers	Paliers à fluide	
Puissance active	Environ 25 MW (en pleine charge)	

Tableau. III. d : Fiche technique du réducteur de charge.

Vitesse de rotation	3999,95 rpm
Poids	10,5.10 ³ Kg
Puissance active	Environ 25 MW (en pleine charge)
Type de paliers	Paliers à fluide

Tableau. III. e : Fiche technique de l'alternateur.**Tableau. III.2 :** Fiche technique des équipements (a, b, c, d, e).

III.3.1.4 Calcul des données techniques principales :

Sur le schéma synoptique sont représentés tous les principaux éléments constituant le turboalternateur, ainsi que les points de mesure sur lesquels est disposé l'accéléromètre pour la mesure des vibrations. Ces points correspondent aux paliers qui supportent les efforts auxquels est soumis le rotor du turboalternateur. Les fréquences caractéristiques sont obtenues après substitution des données figurant dans les tableaux indiqués ci-dessus.

Désignation		fréquence	
Fréquence de rotation	Turbocompresseur	85,340 Hz	
	Alternateur	49,999 Hz	
Fréquence d'engrènement	Réducteur auxiliaire	2800 Hz	
	Réducteur de charge	5000 Hz	
Fréquence de passage d'aube	Compresseur	2389,52 Hz pour chaque étage	
	Turbine	1 ^{er} étage	10240 Hz
		2 ^{eme} étage	7680,6 Hz

Tableau. III.3 : Fréquences caractéristiques.

III.3.2 La configuration des points de mesure :

Il est extrêmement important de ne pas oublier qu'une force est une grandeur vectorielle et qu'un capteur de vibration est un capteur directionnel. Certains défauts induisent des forces d'excitation directionnelles selon des directions bien définies (radiale, verticale, horizontale, axiale...) et ne seront révélés que si le capteur est correctement positionné. La fiabilité de la surveillance exige d'effectuer les prises de mesures selon les **trois directions**.

Toute force est transmise à la structure par l'intermédiaire des paliers et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. On conçoit que les meilleurs points de mesurage dans le cadre de la maintenance des machines sont les paliers.

Pour notre groupe, les deux rotors sont posés sur quatre (4) paliers principaux. De plus, il y a quatre paliers pour le réducteur de charge et quatre pour le réducteur auxiliaire.

Théoriquement : il y a, au total, 12 paliers concernés par la prise des mesures, sur chaque palier, on a deux (2) points de mesure (radiale et axiale), donc, au total, 24 points de mesure pour toute l'installation.

Pratiquement : A cause de la température très élevée au niveau du réducteur de charge et au niveau du palier N°2 (coté turbine) suite à des fuites excessives des gaz chauds de la turbine, et comme notre équipement ne dispose pas d'une protection suffisante, par mesure de sécurité, la prise des relevés ne sera effectuée que sur trois paliers (palie N°1 du turbocompresseur et paliers A et B de l'alternateur), donc , on a six (6) points de mesure.

Cette décision n'influe pas vraiment sur les informations récoltées sur l'état vibratoire de notre installation, car les organes vibratoires de la machine constituent une chaîne rigide, donc tout défaut d'engrenage au niveau de réducteur de charge, ou, au niveau du réducteur auxiliaire va refléter une image vibratoire sur les autres paliers de la chaîne et provoquer un changement du comportement global de l'équipement. Le réducteur auxiliaire n'a pas une importance capitale dans le fonctionnement de la chaîne, en plus les paliers ne sont pas accessibles à cause de leurs dimensions (très petites dimensions), mais s'il y a un défaut d'engrenage, on peut le détecter au niveau de palier N°1.

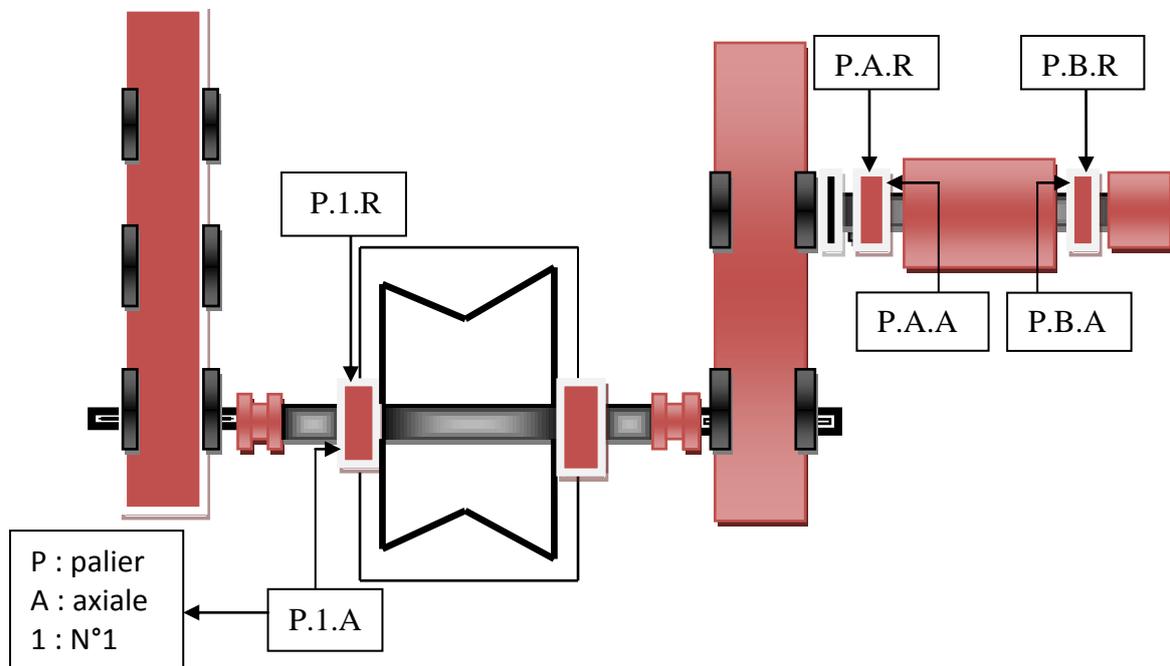


Fig. III.4: les points de mesure.

III.4 La méthodologie de diagnostic:

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

Pour l'analyse du comportement vibratoire global du turbocompresseur, on choisit les paramètres suivants :

III.4.1 Niveau global large bande accélération [0-10000 Hz] :

Ce paramètre est mesuré sur une large bande, spectre pour capter principalement les défauts surgissant à haute fréquence, tels que les défauts d'engrènement. C'est la première approche pour l'analyse, mais pour une meilleure compréhension du comportement vibratoire global du groupe, l'analyse des autres paramètres est indispensable.

III.4.2 Niveau global [0-500 Hz] :

L'observation du comportement vibratoire du groupe à travers ce paramètre donne des informations sur les anomalies qui apparaissent en moyenne et basse fréquence, tels que balourd, délignage, arbre fléchi ...etc. [7].

Remarque: importante concernant la mesure par niveau global [7] :

L'effet de masque est l'écueil le plus sérieux de ce type de suivi.

$$NG = \sqrt{(a^2 + b^2 + c^2 + d^2 + \dots)}$$

Avec a, b, c, d, ... les amplitudes respectives des composantes A, B, C, D, ... du spectre. Compte tenu de cette élévation au carré, il est certain que cette valeur de **NG** est essentiellement sensible à l'évolution de défauts induisant des vibrations d'amplitude élevée à basse fréquence et que l'évolution importante d'un défaut induisant des vibrations d'amplitude moindre, risque d'être complètement masquée, (Défaut d'engrènement). Pour minimiser les interférences (le danger) de l'effet de masque, on va choisir de nouveaux indicateurs :

III.4.3 Indicateur d'après la fréquence d'engrènement Fe:

Pour les engrènements on va suivre la fréquence d'engrènement « Fe », et c'est possible, ses harmoniques (deuxième et troisième 2Fe et 3Fe). C'est un indicateur très fiable pour la détection précoce des défauts d'engrènements.

III.4.4 Indicateur d'après la fréquence de rotation fr, avec ses harmoniques :

On peut aussi suivre l'évolution de l'amplitude de la fréquence de rotation et ses harmoniques (2fr, 3fr, 4fr) pour la détection des défauts basse fréquence tels que le balourd, désalignement, desserrage, instabilité des paliers...etc.

Nous avons conçus un ensemble de deux gammes spectrales (500Hz, 10000Hz). Le spectre concaténé est un spectre unique avec la résolution fréquentielle adaptée dans chaque gamme de fréquences, ce qui permet de faire ressortir les défauts en basse, et en haute fréquence, avec l'utilisation des outils d'analyse puissants tels que les curseurs harmoniques et les curseurs de bandes latérales.

III.5 Analyse et interprétation des Résultats expérimentaux :

La surveillance du groupe N°2 a été établie suivant un programme bien déterminé dans le cadre d'une maintenance conditionnelle prévisionnelle, un programme qui dépend de plusieurs critères, tels que l'état de la machine, sa criticité, sa disponibilité et son importance dans la production. Le suivi a été effectué pendant un mois, tel que, chaque deux mesure consécutive ont été espacées de quatre à six jours. Donc, nous avons pris au total cinq relevés vibratoires au niveau des points de mesure représentés sur le schéma ci-dessus.

Pour juger l'état vibratoire d'une telle machine, il faut baser sur une référence (norme) ou une signature vibratoire établie lors de la première mise en service ou après une révision.

III.5.1 Analyse par niveau global :

III.5.1.1 Plage fréquentielle [0-10000 Hz] :

Sur le tableau suivant sont représentés les niveaux globaux d'accélération de toutes les compagnes de mesure effectuées pendant notre suivi au niveau de tous les points de mesure choisis dans une plage fréquentielle du 0 à 10000 Hz.

points	NIVEAU GLOBAL [g]				
	22/06/2011	27/06/2011	03/07/2011	07/07/2011	11/07/2011
P1R	3,599	3,366	4,760	5,563	4,466
P1A	5,462	3,507	2,792	7,140	4,683
PAR	1,684	1,695	1,502	1,249	1,421
PAA	2,639	1,238	2,169	1,973	2,377
PBR	1,471	1,164	0,704	0,747	0,707
PBA	0,939	0,624	0,741	0,861	0,572

Tableau. III.4 : les mesures en NG (accélération [g]) [0-10000 Hz].

Le tableau ci-dessus montre clairement que les niveaux globaux sont stables et ne représentent pas une évolution significative dans le temps au niveau de tous les points de mesure dans toutes les directions (radiale et axiale). Donc, on peut considérer que l'état vibratoire de notre installation est stable.

On constate aussi que le niveau global de palier N°1 est important par rapport au celui de paliers A et B de l'alternateur dans les deux directions (radiale et axiale).

Les niveaux globaux au niveau des paliers A et B sont faible, ce qui nous conduit à conclure que l'alternateur est en bon état vibratoire.

En général, le niveau global de notre installation est acceptable et ne nécessite pas une intervention, mais l'existence d'un défaut mécanique qui peut être derrière le niveau global important du palier N°1 et qui peut évoluer dans le temps n'est pas évidente, ce qui impose de passer à une analyse spectrale approfondie pour détecter ce défaut.

Courbes de tendance :

Les courbes de tendance représentées ci-dessous, sont tracées à l'aide du logiciel **Machine analyst**. Ces courbes montrent l'évolution du niveau global en fonction du temps au niveau de chaque point de mesure.

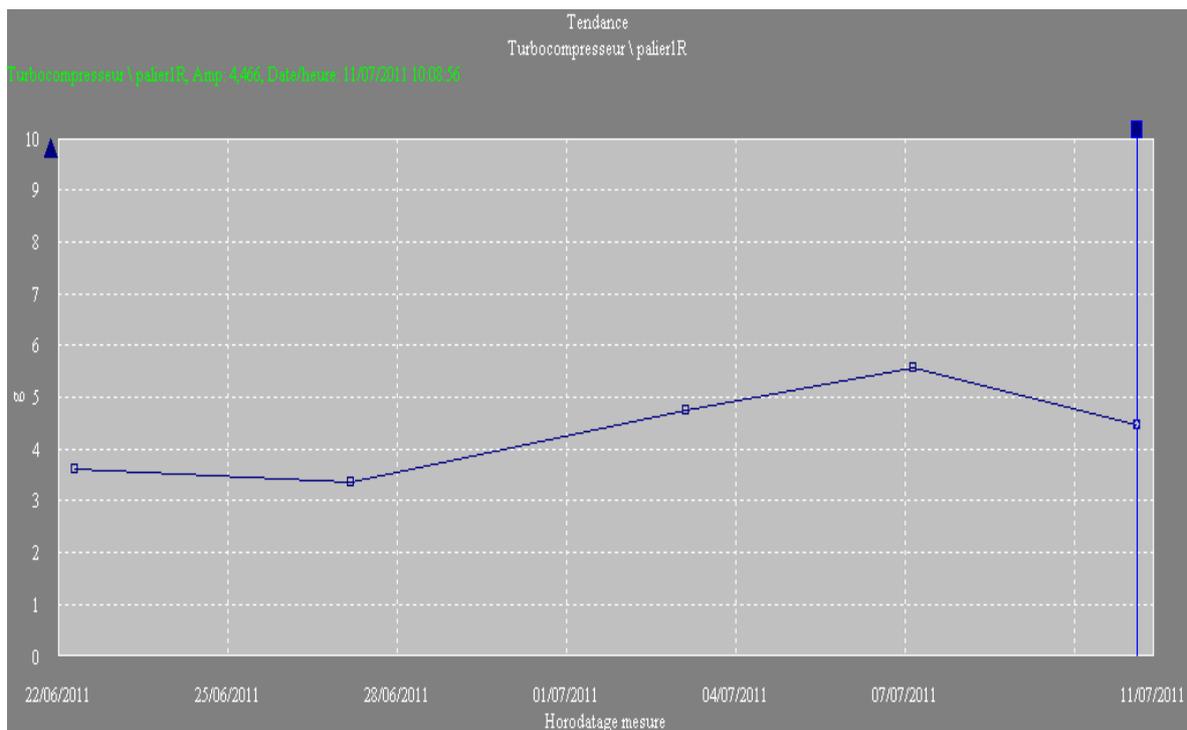


Fig. a : La tendance du point P1R

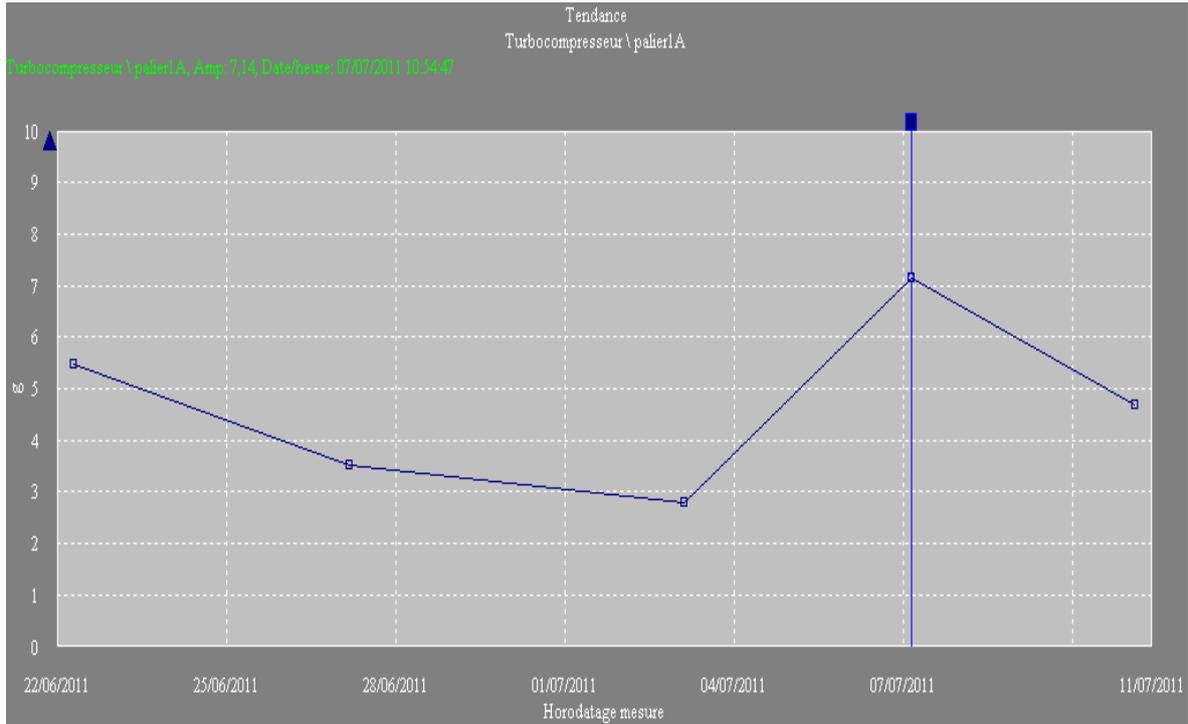


Fig. b : La tendance du point PIR

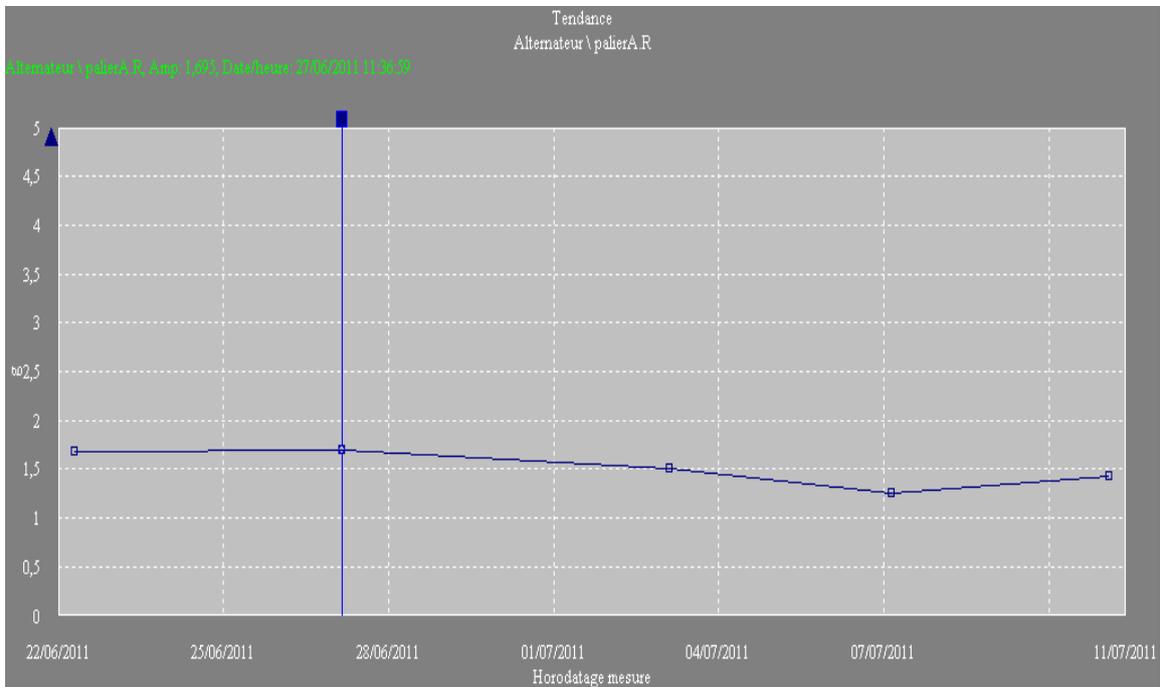


Fig. c : La tendance du point PAR

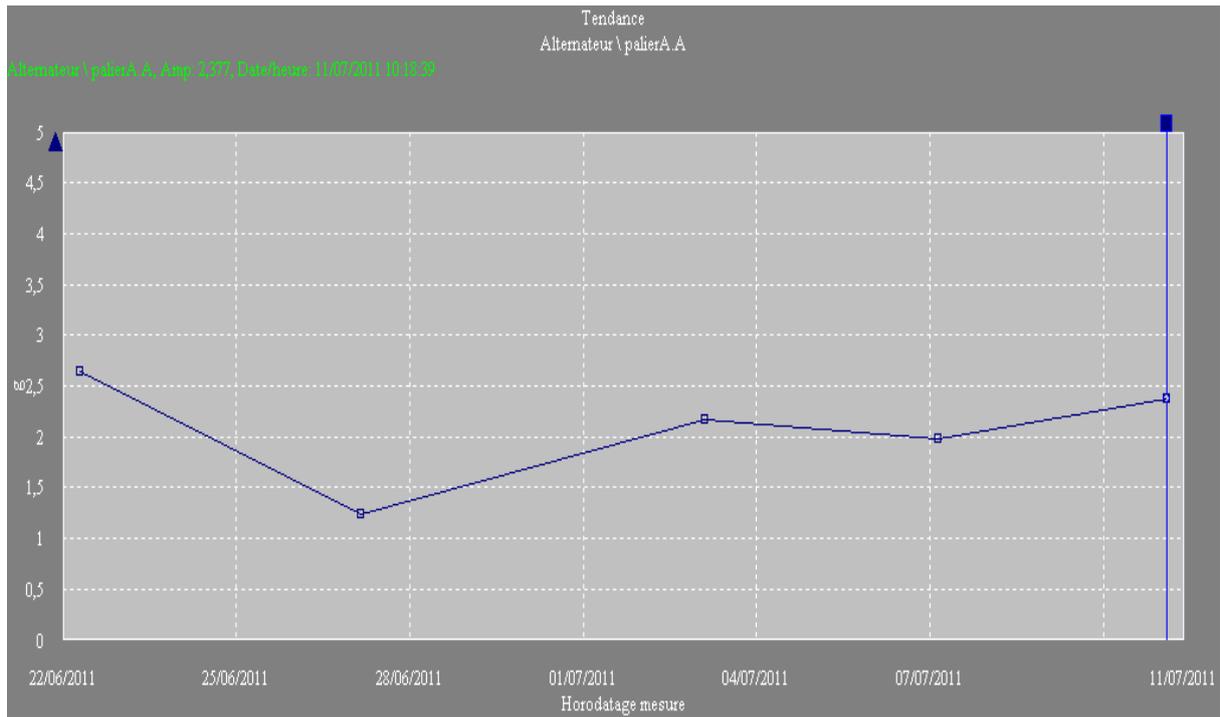


Fig. d : La tendance du point PAA

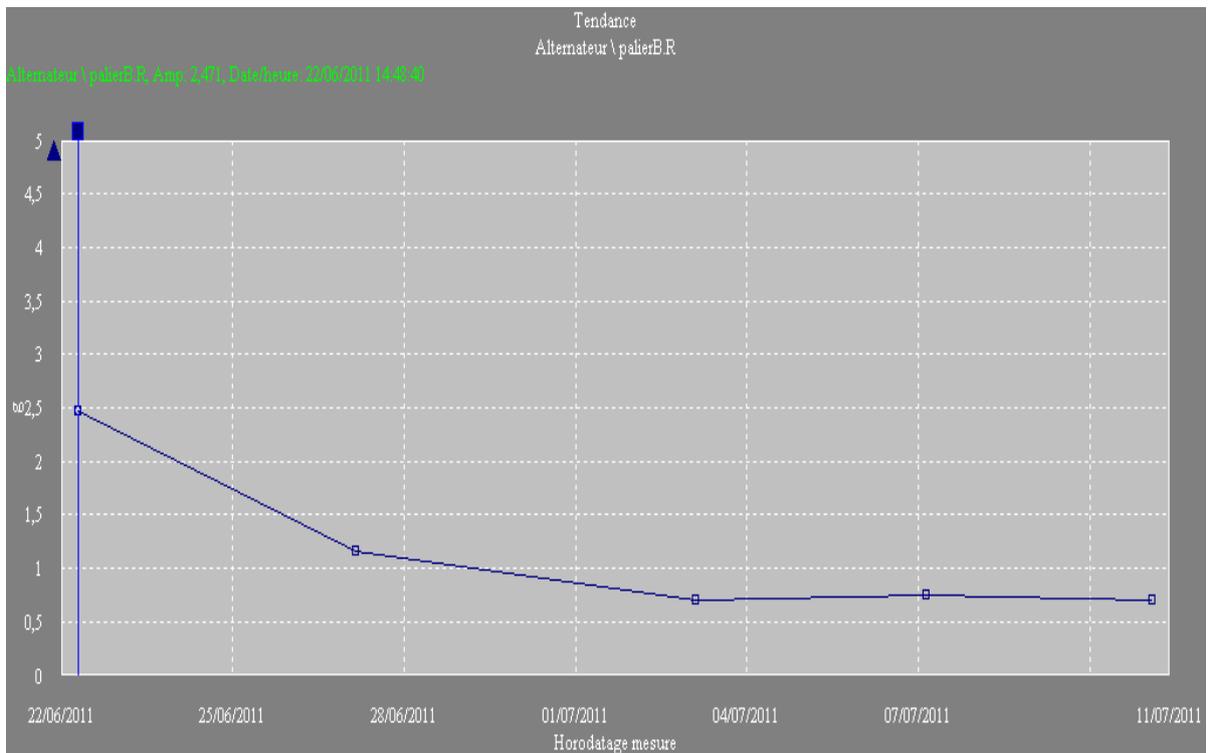


Fig. e : La tendance du point PBR

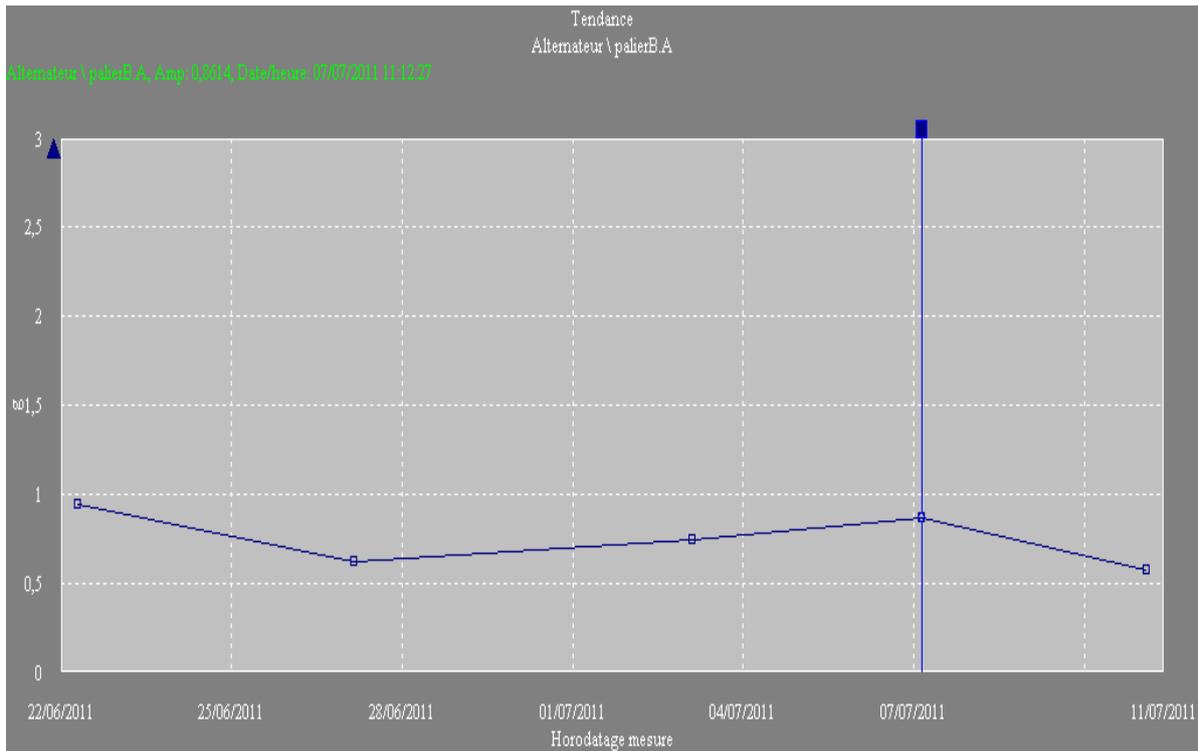


Fig. f : La tendance du point PBA

Fig. III.5 : Les courbes de tendance en NG [Accélération(g)] (a, b, c, d, e, f).

Les courbes de tendance confirment bien la stabilité de notre installation.

III.5.1.2 Plage fréquentielle [0-500 Hz] :

Sur le tableau ci-dessous sont représentés les niveaux globaux de chaque campagne de mesure au niveau de tous les points choisis dans les deux directions dans une plage fréquentielle du 0 à 500 Hz.

points	NIVEAU GLOBAL [g]				
	22/06/2011	27/06/2011	03/07/2011	07/07/2011	11/07/2011
P1R	0,159	0,177	0,262	0,226	0,161
P1A	0,101	0,108	0,099	0,192	0,102
PAR	0,446	0,387	0,242	0,564	0,444
PAA	0,605	0,739	0,631	0,812	0,679
PBR	0,260	0,337	0,337	0,677	0,360
PBA	0,759	0,522	0,633	0,606	0,508

Tableau. III.5 : les mesures en NG (accélération[g]) [0-500 Hz]

Le tableau ci-dessus montre clairement la stabilité vibratoire de notre installation dans les basses fréquences. Les niveaux globaux sont très faibles et ne représentent pas une évolution significative, donc, on peut conclure que notre structure ne représente pas un défaut de basse fréquence, comme, le défaut balourd, le désalignement, instabilité des paliers... etc. La conclusion la plus importante qu'on peut tirer à partir du tableau, ci-dessus, est la suivante : les vibrations excessives au niveau de palier N°1 **par rapport** aux deux paliers A et B de l'alternateur ne sont pas dues aux défauts de basse fréquence.

L'analyse par niveau global est une approche fiable, mais elle reste toujours insuffisante pour juger l'état vibratoire de telle machine à cause de l'effet de masque.

III.5.2 Analyse spectrale des relevés vibratoires:

III.5.2.1 Représentation des spectres en cascade (suivi de la forme du spectre) :

C'est une représentation en trois dimensions (amplitude, fréquence, date de la prise de mesure). En basant sur la forme du signal, Cette représentation permet de constater tout changement pouvant se manifester sur l'état des images vibratoires de différents relevés effectués sur le même point de mesure et dans la même direction pendant notre suivi.

Les figures ci-dessous montrent une représentation en cascade des spectres concaténés pendant notre suivi au niveau de tous les points de mesure choisis dans une plage du 0 à 10000 Hz.

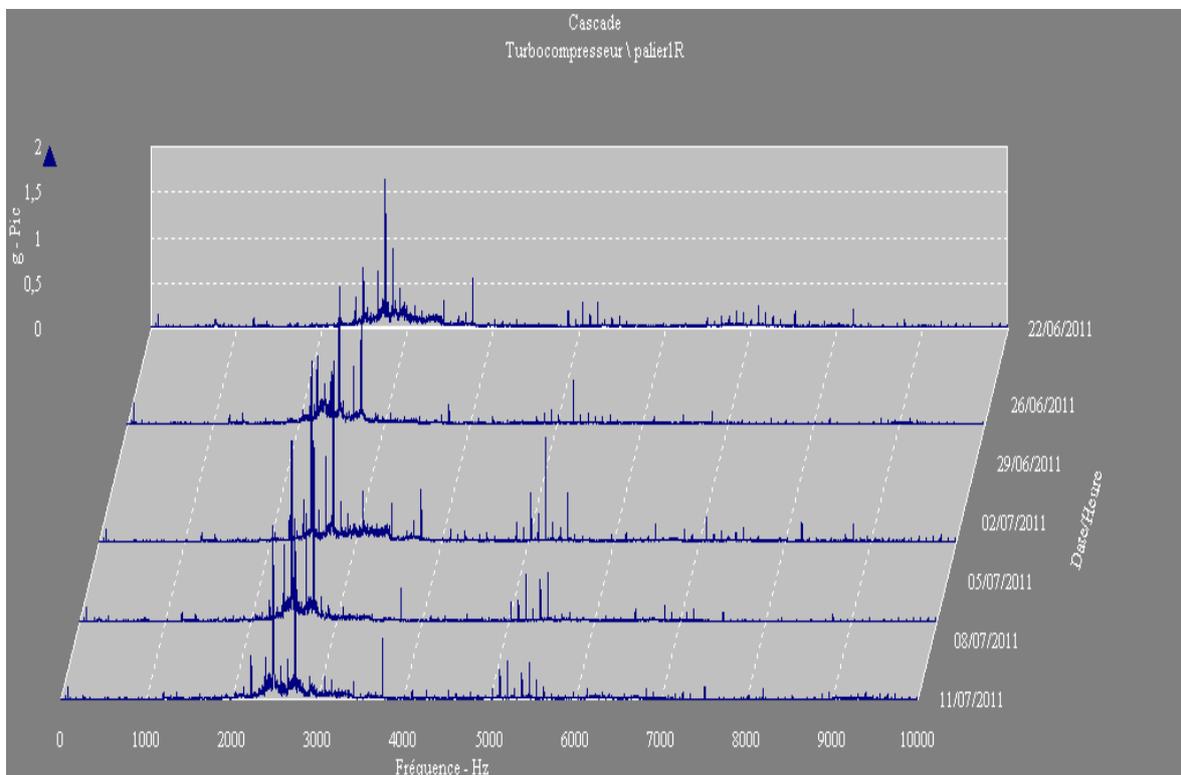


Fig. a : Représentation en cascade des spectres du palier1 (radiale)

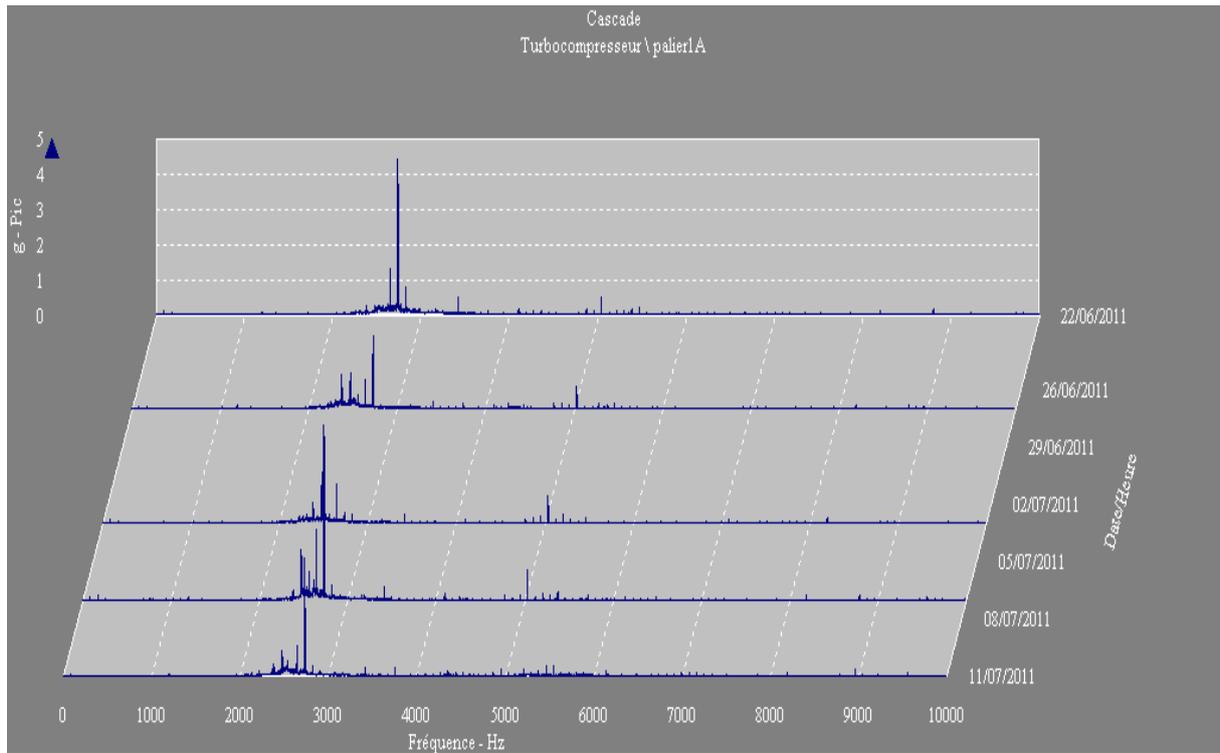


Fig. b : Représentation en cascade des spectres du palier1 (axiale)

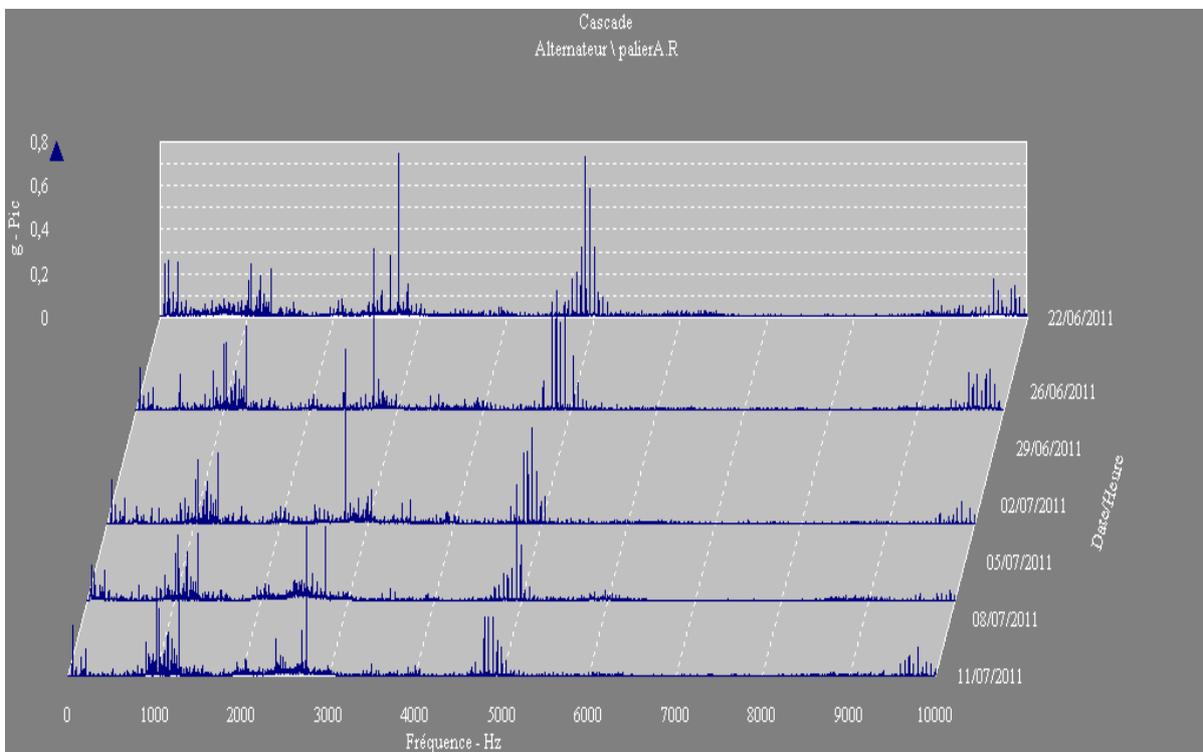


Fig. c : Représentation en cascade des spectres du palier A (radiale)

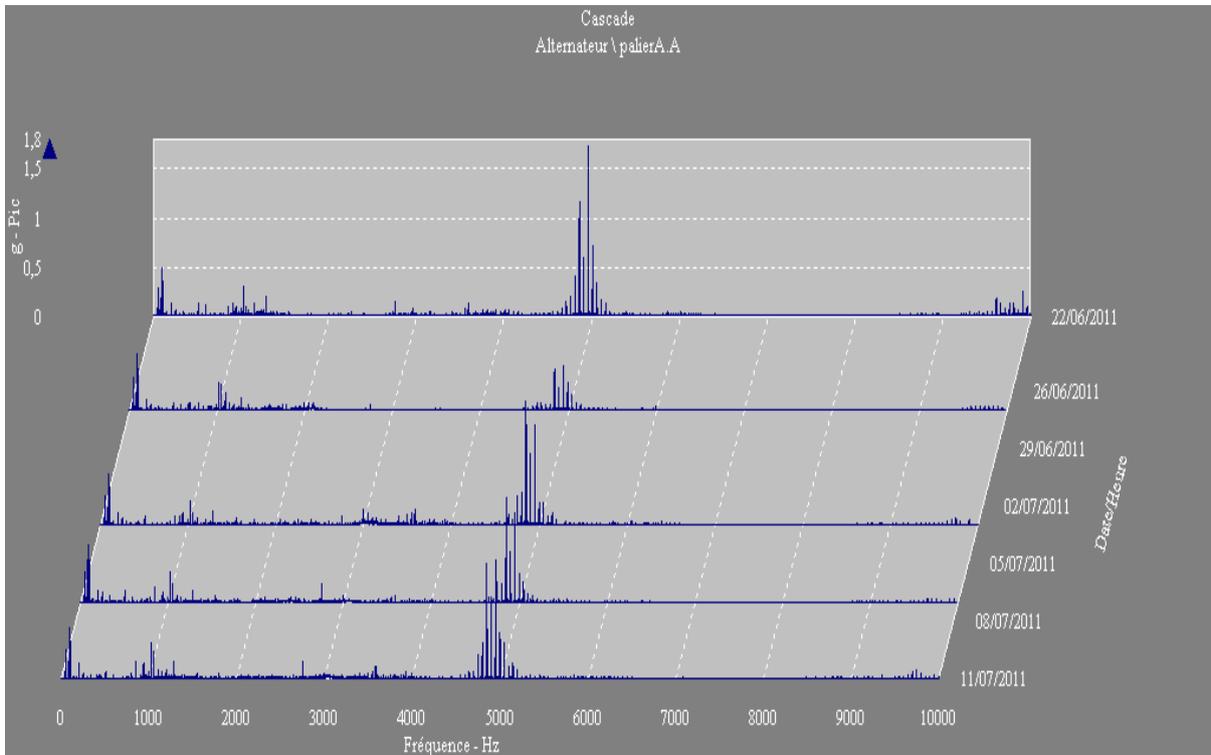


Fig. d : Représentation en cascade des spectres du palier A (axiale)

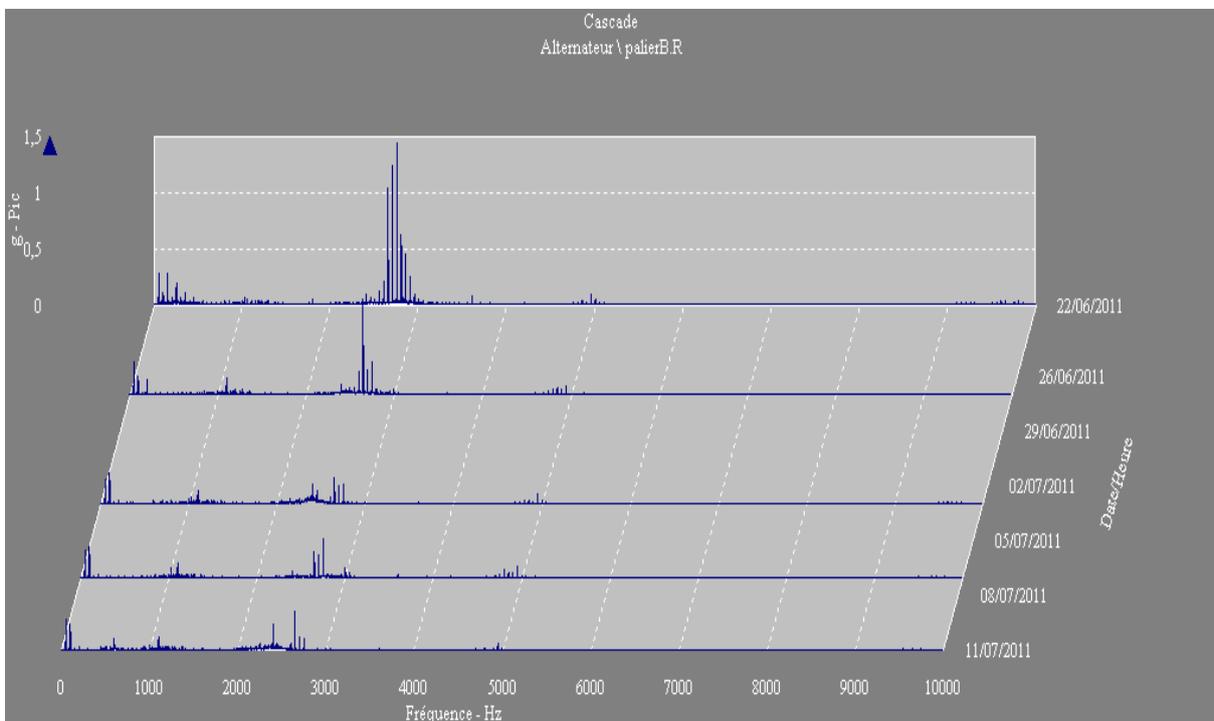


Fig. e : Représentation en cascade des spectres du palier B (radiale)

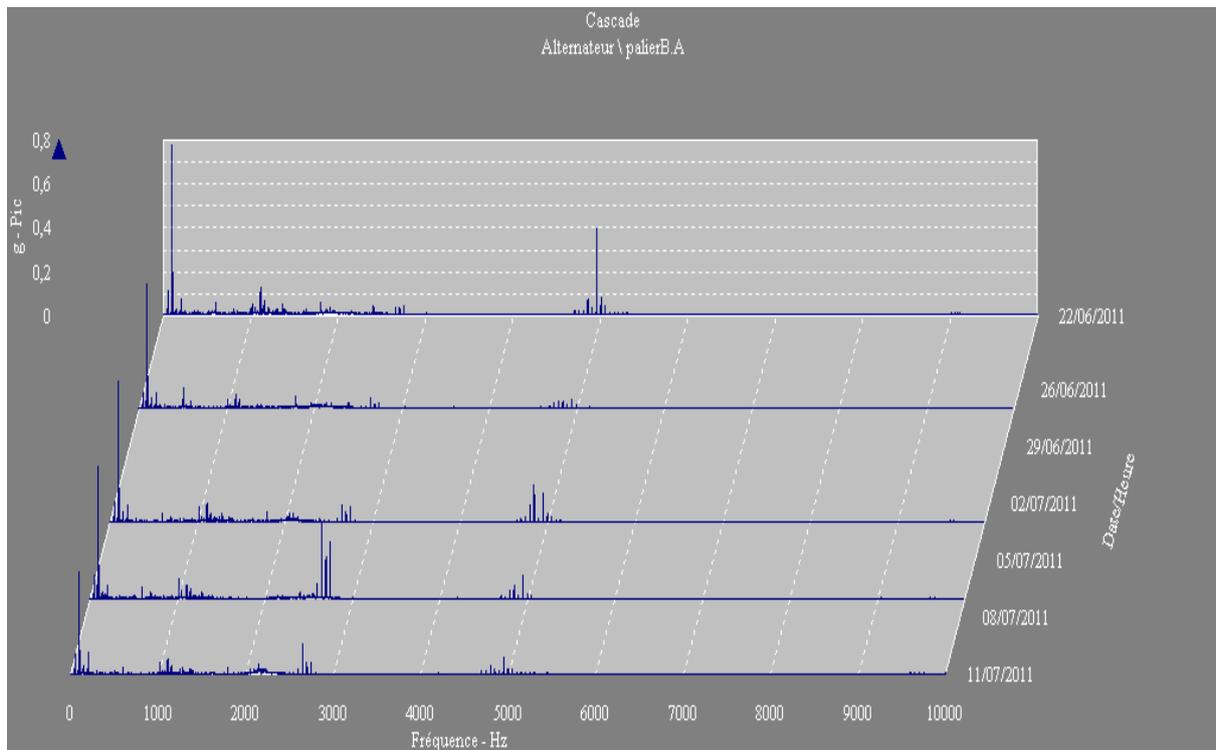


Fig. f : Représentation en cascade des spectres du palier B (axiale)

Fig. III.6 : représentation en cascade des spectres vibratoires (a, b, c, d, e, f).

Sur les figures ci-dessus, on voit clairement que la même image vibratoire se répète au niveau de chaque point de mesure. Cette représentation confirme bien les résultats obtenus précédemment par l'analyse par niveau global sur l'état vibratoire de notre installation mais, elle reste insuffisante pour juger le comportement vibratoire de notre groupe, donc, il faut passer à une analyse spectrale plus avancée en basant sur le zoom autour de fréquences caractéristiques de notre installation.

III.5.2.2 Analyse spectrale et le zoom :

III.5.2.2.1 Plage fréquentielle [0-10000 Hz] :

Les figures ci-dessous représentent les spectres vibratoires de la première compagne dans une plage fréquentielle du 0 à 10000 Hz au niveau de tous les points de mesure choisis dans les deux directions (radiale et axiale).

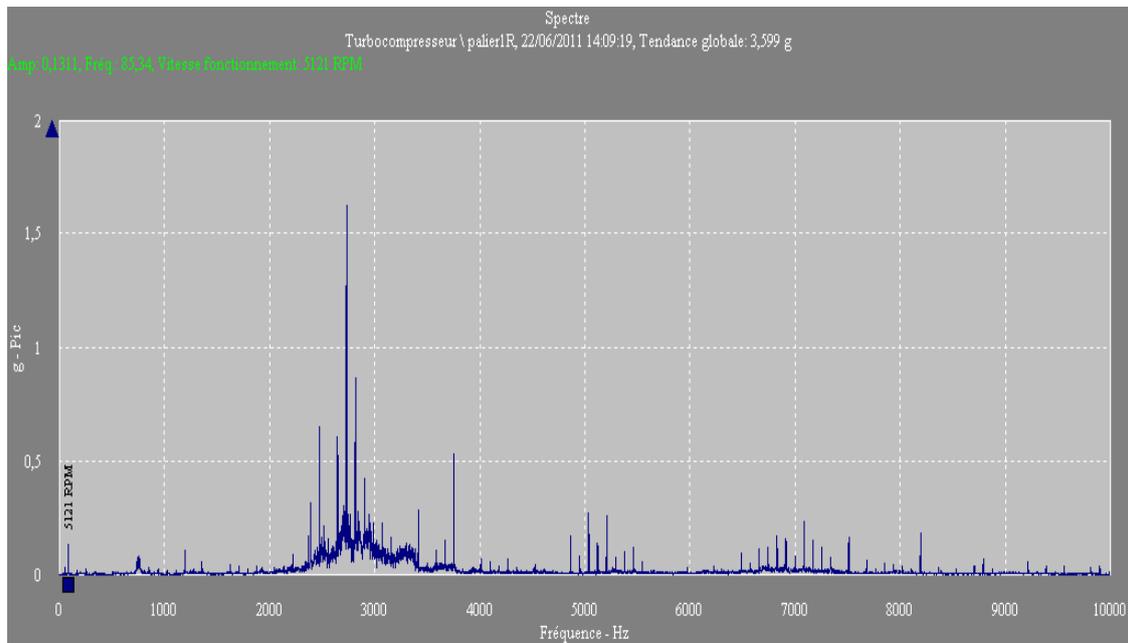


Fig. a : spectre du palier N°1 (radiale)

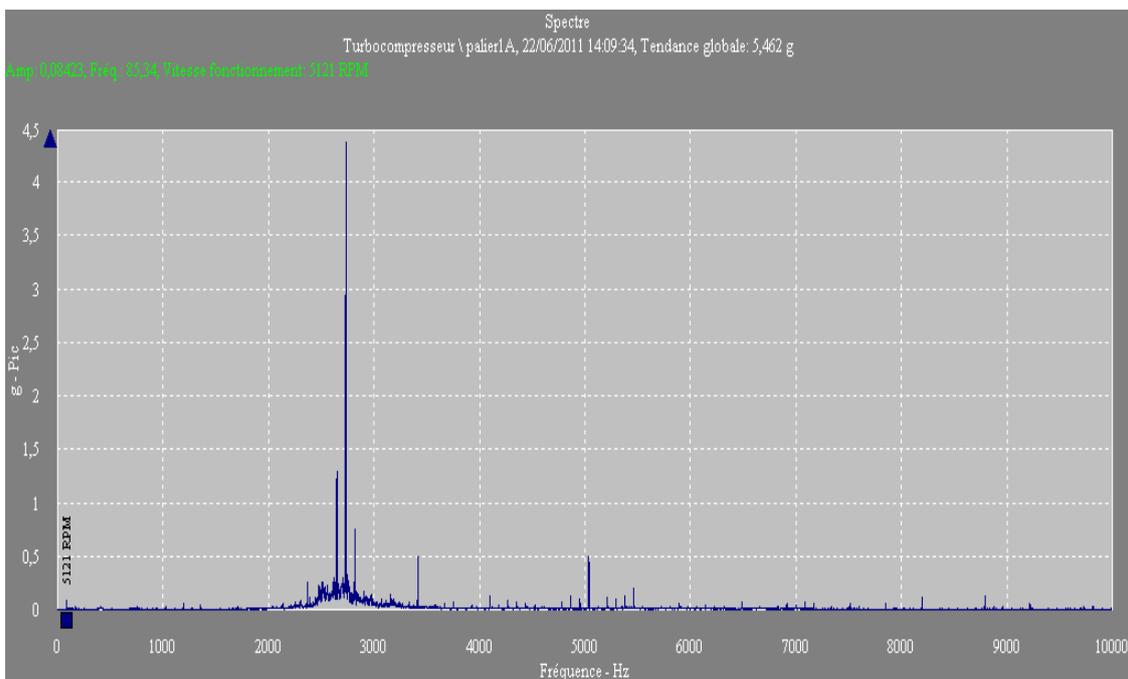


Fig. b : spectre du palier N°1 (axiale)

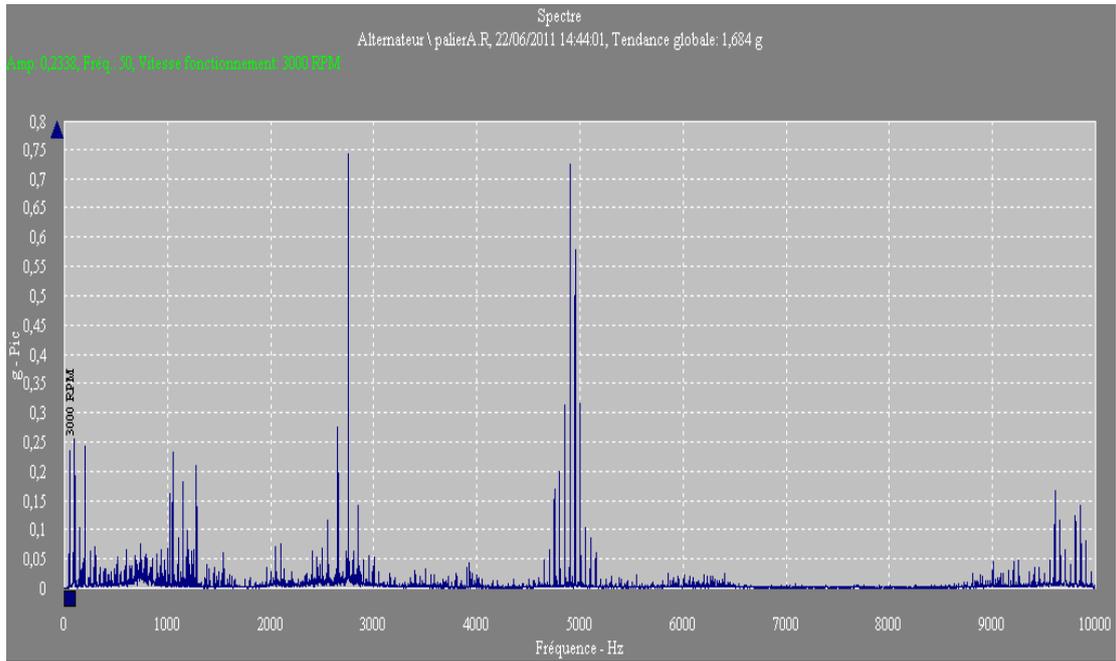


Fig. c : spectre du palier A (radiale)

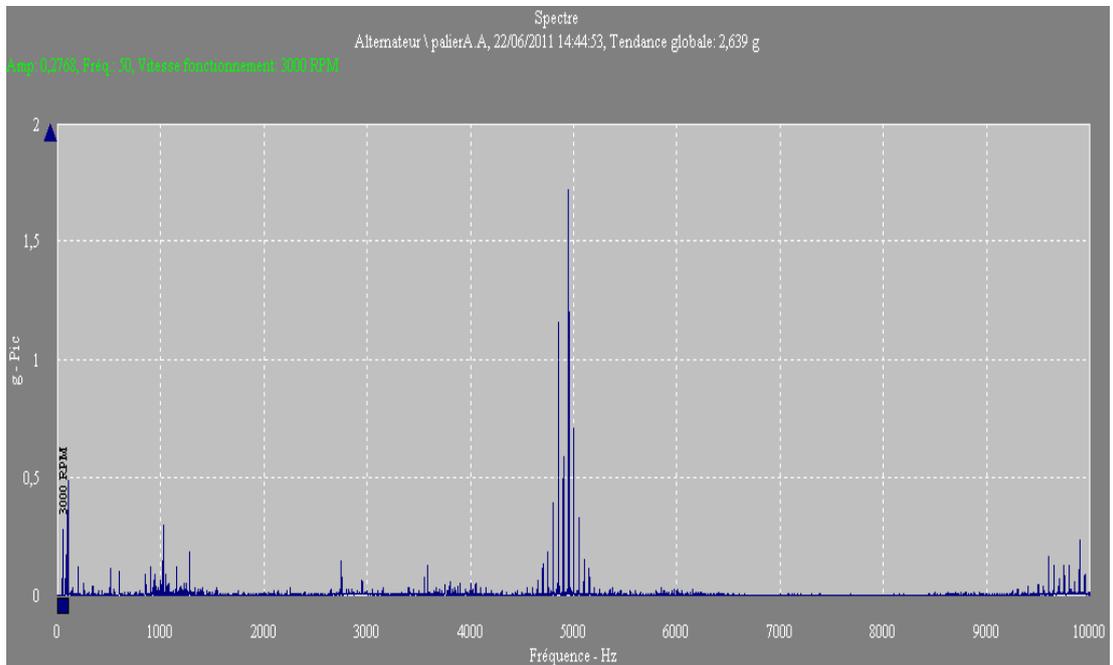


Fig. d : spectre du palier A (axiale)

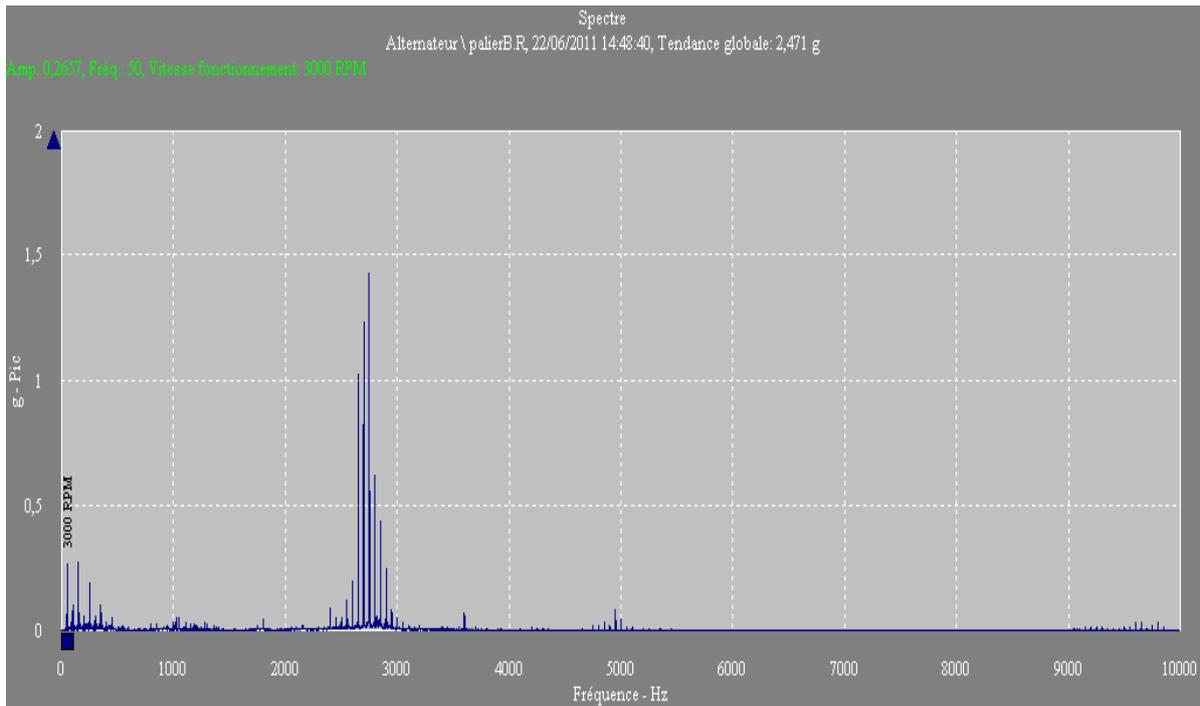


Fig. e : spectre du palier B (radiale)

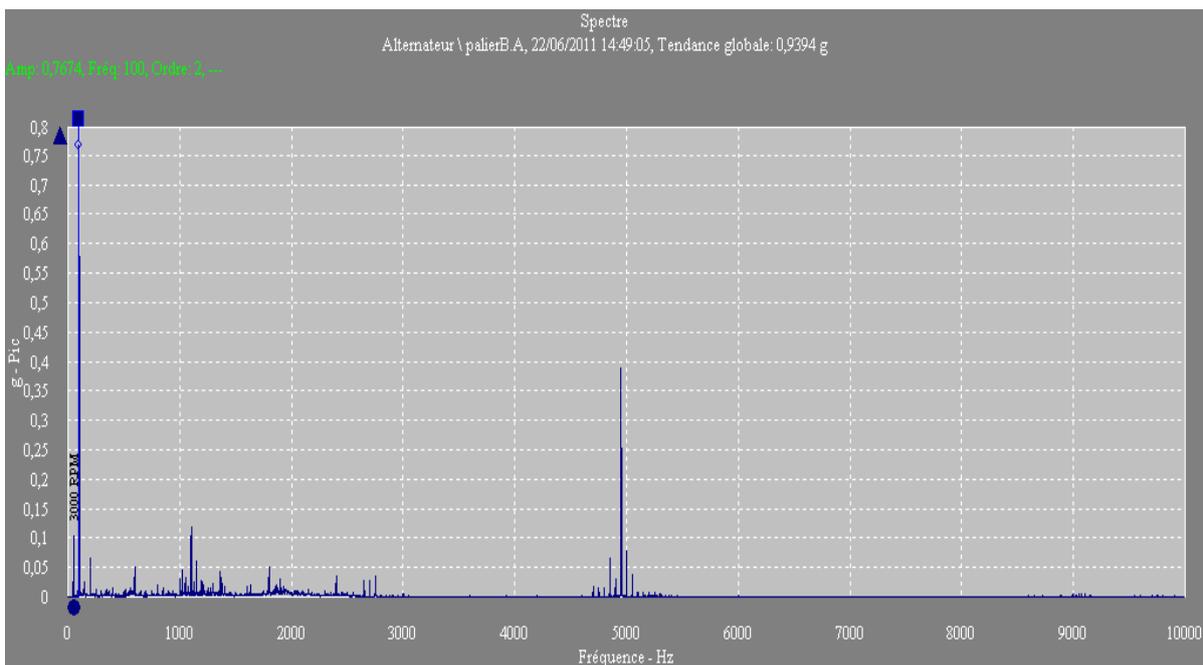


Fig. f : spectre du palier B (axiale)

Fig. III.7 : spectres concaténés en échelle linéaire le 22/06/11 [0-10000 Hz]

Tous ces spectres représentent un peigne de raies d'amplitude prépondérantes autour des fréquences d'engrènement de réducteur de charge et réducteur auxiliaire. L'existence du peigne de raies est la manifestation spectrale d'un phénomène de chocs périodiques, dont l'origine peut être les chocs internes (dégradation d'engrènement ou jeux excessifs).

Il est évident que ce spectre traité par la **FFT** manque de beaucoup de clarté. Ainsi, il est souhaitable d'agrandir ce dernier par un "Zoom", les spectres "Zoomés" sont représentés dans les figures ci-dessous.

❖ **Analyse par bandes latérales :**

Sur les figures ci-dessous est représenté un zoom effectué à l'aide du logiciel Machine analyst autour de la fréquence d'engrènement de chacun du réducteur auxiliaire et du réducteur de charge.

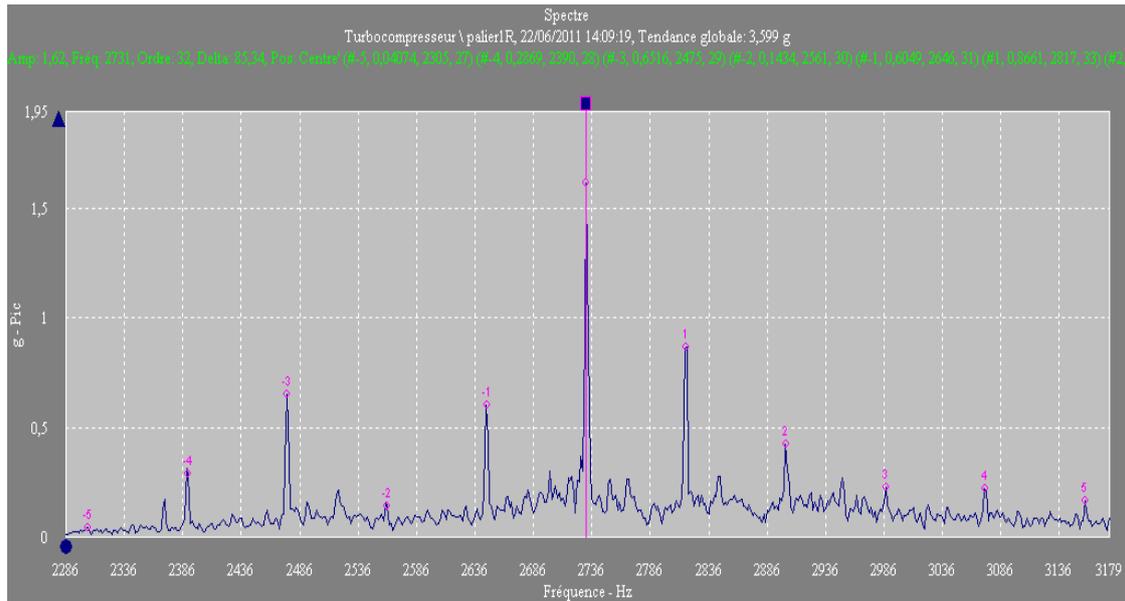


Fig. III.8 : La mise en évidence d'un phénomène de modulation autour de la fréquence d'engrènement du réducteur auxiliaire

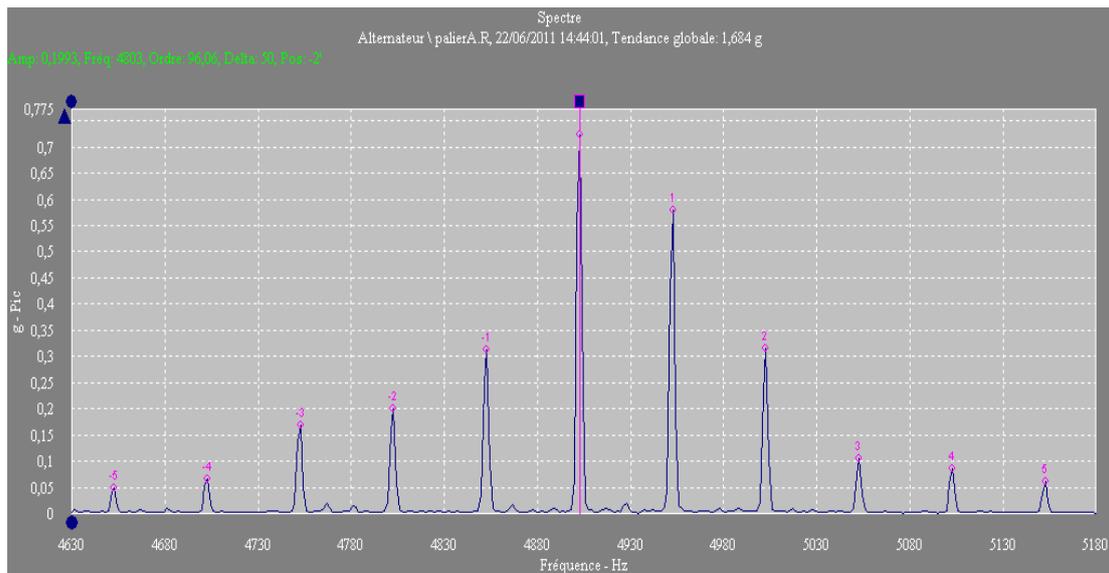


Fig. III.9 : La mise en évidence d'un phénomène de modulation autour de la fréquence d'engrènement de réducteur de charge.

Les spectres ci-dessus montrent clairement, un phénomène de modulation autour des fréquences 2750 Hz et 4901 Hz qui coïncident, respectivement, avec la fréquence d'engrènement de réducteur auxiliaire et la fréquence d'engrènement de réducteur de charge. Les deux spectres présentent des raies latérales dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'alternateur 50Hz et la fréquence de rotation de l'arbre PV du turbocompresseur 85,34 Hz.

L'apparition de ces bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement, met en évidence une déformation de l'arbre, une excentricité ou, un faux rond.

La difficulté, concernant les engrenages, est de juger la gravité des défauts. En effet, même sur une machine en bon état, on obtient ces images. Seule l'augmentation des amplitudes des raies décrites ci-dessus permet de diagnostiquer une dégradation de l'engrènement. Donc, il faut suivre l'évolution de l'amplitude de la fréquence d'engrènement de chacun de réducteur auxiliaire et de réducteur de charge.

Le tableau ci-dessous montre toutes les valeurs d'amplitude des deux fréquences d'engrènement au niveau de tous les points de mesure dans les deux directions.

points	fréquence	Amplitudes des fréquences d'engrènement [g]				
		22/06/2011	27/06/2011	03/07/2011	07/07/2011	11/07/2011
P1R	2800Hz	1,620	1,173	2,227	2,740	2,322
	5000Hz	0,270	0,482	0,520	0,209	0,105
P1A	2800Hz	4,370	2,053	1,450	5,658	3,337
	5000Hz	0,498	0,636	0,757	0,858	0,415
PAR	2800Hz	0,742	0,735	0,951	0,338	0,677
	5000Hz	0,199	0,489	0,435	0,522	0,160
PAA	2800Hz	0,142	0,146	0,154	0,192	0,201
	5000Hz	1,716	0,949	1,016	0,911	1,202
PBR	2800Hz	1,423	0,284	0,168	0,346	0,339
	5000Hz	0,079	0,073	0,086	0,102	0,062
PBA	2800Hz	0,027	0,024	0,067	0,061	0,053
	5000Hz	0,388	0,035	0,130	0,106	0,079

Tableau. III.6 : Les amplitudes des fréquences d'engrènement [5000 et 2800 Hz]

A partir du tableau ci-dessus, on peut conclure les points suivants :

- Les amplitudes de la fréquence d'engrènement de réducteur de charge sont faibles et ne représentent pas une évolution significative dans le temps. Donc on peut considérer que le réducteur de charge est en bon état vibratoire et ne nécessite pas une intervention.
- Les amplitudes de la fréquence d'engrènement de réducteur auxiliaire sont prépondérantes au niveau de palier N°1 surtout dans la direction axiale ce qui met en évidence un défaut d'excentricité ou une déformation d'un arbre de réducteur. Ces amplitudes ne représentent

pas une évolution significative dans le temps, donc on peut considérer que l'état vibratoire de réducteur auxiliaire est stable et ne nécessite pas une intervention mais il nécessite une surveillance de l'évolution de l'amplitude de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques par analyse spectrale.

- D'après la chaîne cinématique de l'installation, le palier N°1 est plus proche du réducteur auxiliaire que les autres paliers, donc, ce dernier reflète des vibrations très importantes au niveau de palier N°1 que les paliers A et B de l'alternateur, ce qui explique clairement le niveau global important du palier N°1 par rapport aux paliers A et B.

III.5.2.2.2 Plage fréquentielle [0-500Hz]

Les figures ci-dessous représentent les spectres concaténés pendant la première campagne de mesure au niveau de tous les points choisis dans les deux directions dans une plage fréquentielle du 0 à 500 Hz.

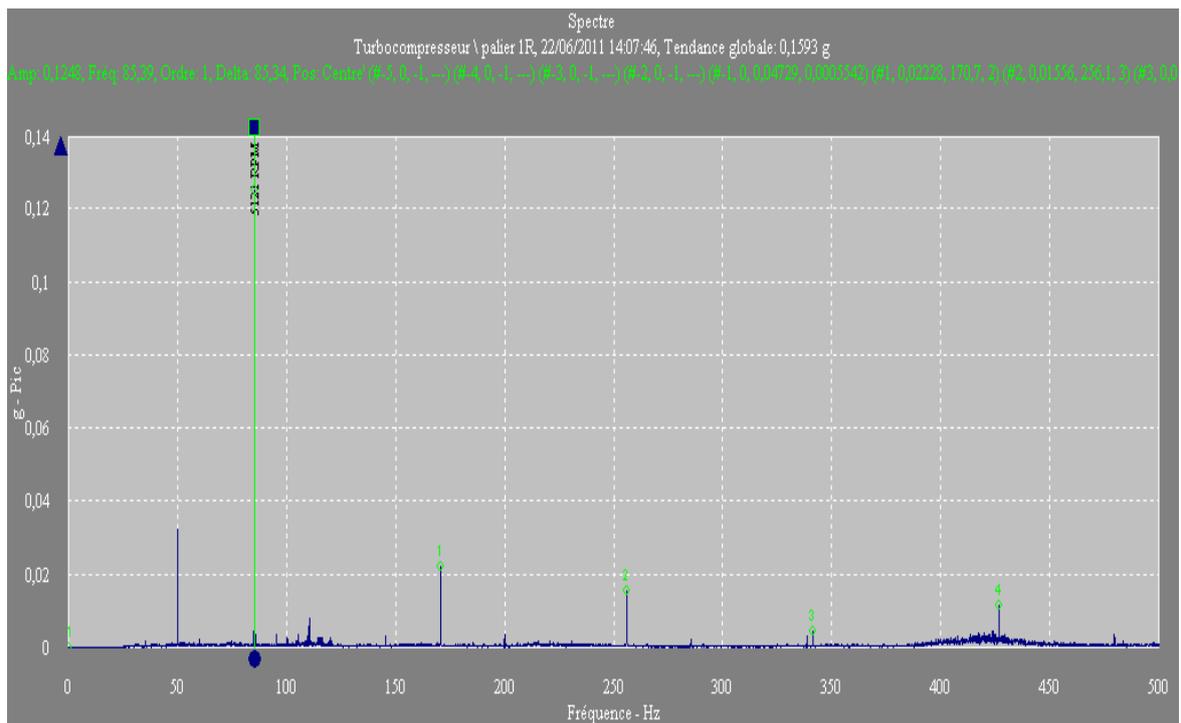


Fig. a : spectre du palier N°1 (radiale)

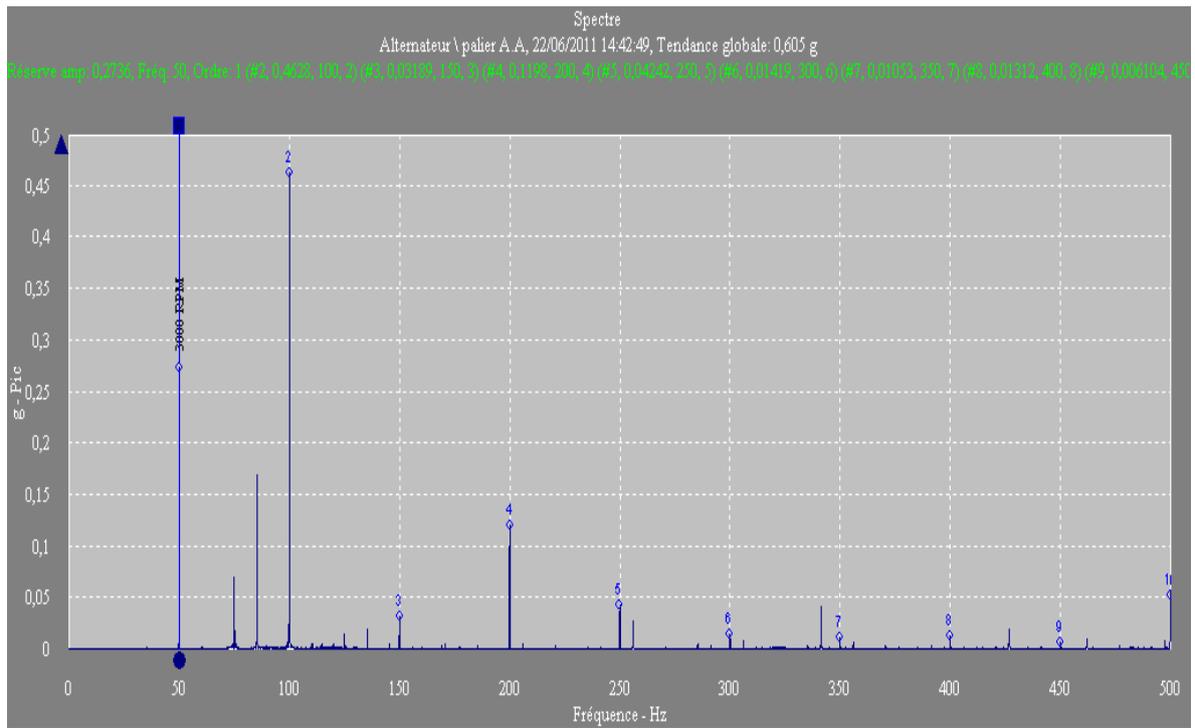


Fig. d : spectre du palier A (axiale)

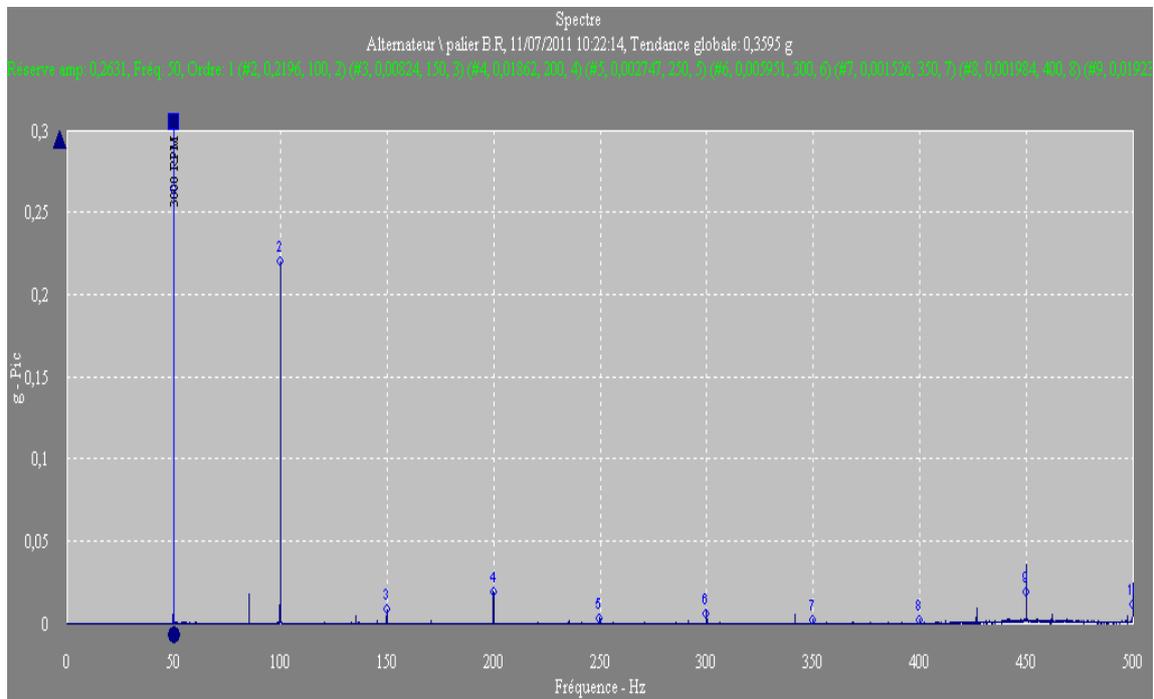


Fig. e : spectre du palier B (radiale)

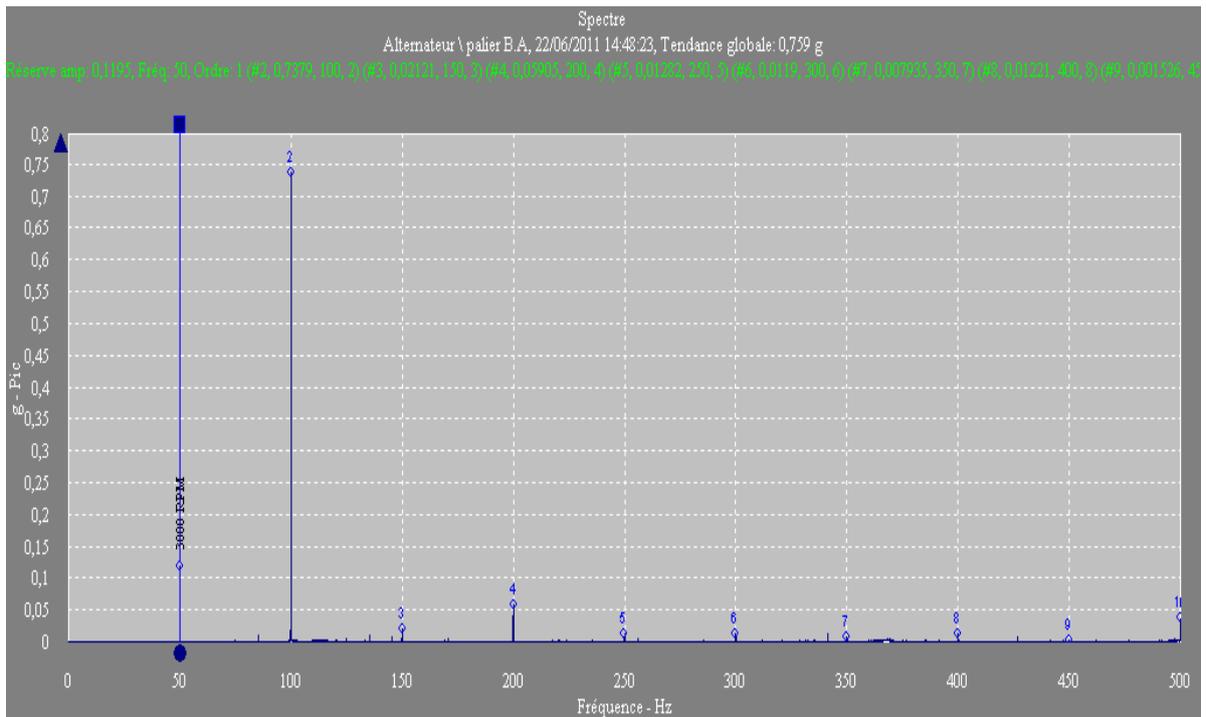


Fig. f : spectre du palier B (axiale)

Fig. III.10 : spectres concaténés en échelle linéaire le 22/06/11 [0-500 Hz] (a, b, c, d, e, f.).

Sur tous les spectres ci-dessus, on voit clairement l'existence d'un pic prépondérant à la fréquence de rotation du turbocompresseur **85,39 Hz** et de l'alternateur **50 Hz**, ce qui met en évidence un défaut de balourd, donc quel que soit le soin apporté à la construction des machines, le défaut de balourd existe toujours. Donc, l'objectif de l'analyse spectrale est d'estimer l'importance de défaut et n'est pas seulement de chercher son existence.

Sur les quatre spectres obtenus au niveau de deux paliers de l'alternateur, on voit aussi un pic prépondérant à deux fois la fréquence de rotation (**100 Hz**). Ce pic est plus important dans la direction axiale que la direction radiale, ce qui met en évidence un défaut de désalignement. Pour juger l'importance de ce défaut, il faut suivre son évolution dans le temps.

- Le tableau ci-dessous représente toutes les valeurs d'amplitude de la fréquence de rotation du turbocompresseur et de l'alternateur et ses 1^{ème}, 2^{ème}, et 3^{ème} harmoniques au niveau de tous les points de mesure choisis dans les deux directions (radiale et axiale).

points	fréquence	Amplitudes de la fréquence de rotation et ses harmoniques[g]				
		22/06/2011	27/06/2011	03/07/2011	07/07/2011	11/07/2011
P1R	85,34 Hz	0,124	0,145	0,244	0,164	0,138
	2fr	0,022	0,019	0,028	0,043	0,020
	3fr	0,015	0,015	0,010	0,028	0,002
	4fr	0,004	0,018	0,006	0,100	0,011
P1A	85,34	0,071	0,068	0,077	0,098	0,058
	2fr	0,018	0,025	0,025	0,123	0,023
	3fr	0,009	0,009	0,009	0,031	0,005
	4fr	0,007	0,006	0,005	0,032	0,006
PAR	50 Hz	0,236	0,337	0,181	0,341	0,232
	2fr	0,156	0,085	0,066	0,146	0,081
	3fr	0,096	0,078	0,055	0,089	0,077
	4fr	0,280	0,109	0,105	0,159	0,114
PAA	50 Hz	0,273	0,316	0,293	0,285	0,273
	2fr	0,462	0,566	0,496	0,487	0,473
	3fr	0,031	0,012	0,022	0,030	0,034
	4fr	0,119	0,097	0,118	0,102	0,096
PBR	50 Hz	0,263	0,282	0,212	0,247	0,263
	2fr	0,219	0,170	0,252	0,595	0,219
	3fr	0,008	0,009	0,011	0,027	0,008
	4fr	0,018	0,025	0,028	0,084	0,018
PBA	50 Hz	0,119	0,071	0,090	0,102	0,086
	2fr	0,737	0,444	0,606	0,511	0,484
	3fr	0,021	0,030	0,039	0,021	0,023
	4fr	0,059	0,067	0,067	0,073	0,085

Tableau. III.7 : Les amplitudes des fréquences de rotation [85,34 et 50 Hz].

Les amplitudes des fréquences de rotation (**85,34 Hz et 50 Hz**) et leurs harmoniques représentées dans le tableau ci-dessus sont très faibles. Et si on suit leur évolution dans le temps, on trouve une stabilité parfaite de l'énergie vibratoire de celles-ci, donc les deux défauts détectés précédemment sont très faibles et ne représentent pas un danger pour notre installation. L'existence des autres défauts de basse fréquence, comme le desserrage, instabilité des paliers, est loin d'être possible, car la 2^{ème} et la 3^{ème} harmonique sont très faible au niveau de tous les paliers et dans toutes les directions.

Remarque : d'après le tableau ci-dessus, si on fait comparer les amplitudes de la fréquence de rotation et sa 1^{ère} harmonique avec les autres harmoniques, on trouve que les deux premières sont importantes. Donc quel que soit le soin apporté à la machine (équilibrage ou alignement), les défauts de balourd et désalignement sont toujours existés, et on ne peut pas les éliminer d'une façon complète. Pour cette raison, il faut surveiller l'évolution de leur énergie vibratoire d'une façon permanente.

III.6 Conclusion:

L'objectif de ces travaux était de fournir les éléments nécessaires au suivi du comportement vibratoire des équipements. Il s'agissait de définir la démarche du diagnostic.

L'introduction d'anomalies comme les défauts d'engrenage modifie la structure des signaux : l'amplitude générale peut augmenter et des modulations d'amplitude et de phase apparaissent, les signaux recueillis ont été observés dans un domaine d'analyse spectral.

Les vibrations contiennent donc toute l'information concernant l'état des organes mécaniques de la machine. La difficulté réside dans l'analyse des signaux vibratoires et dans l'identification des composantes relatives aux éléments à surveiller. Parfois, on se trouve devant des machines très complexes générant des vibrations qui émettent des signaux aussi complexes, ou l'analyse spectrale devient un outil insuffisant pour faire un diagnostic, dans ce cas il faut compléter sa tâche par des autres outils plus performants comme l'analyse cepstrale pour interpréter le spectre, la détection d'enveloppe, la représentation de spectre en échelle logarithmique pour montrer des composantes de rapport d'amplitude très élevé.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale :

Par le biais du projet d'ingénieur, j'ai eu la possibilité d'être présent sur le terrain du travail et procéder à divers observations. La disponibilité de la tutelle d'accueil m'a permis d'élargir mon champ de connaissance et d'avoir accès à différents niveaux d'informations utiles à mon projet. Ceci m'a permis une meilleure implication dans ma tâche d'investigation.

D'une façon méthodologique, j'ai procédé à des prélèvements des mesures sur site à l'aide de capteurs placés dans des endroits optimaux.

Les signaux recueillis sont, par suite, numériquement collectés et traités par un collecteur de données Microlog GX. En général, l'analyse par niveau global a donné déjà des résultats encourageants. L'analyse spectrale a permis une meilleure compréhension de la détection et l'identification des défauts.

D'après les résultats obtenus par l'analyse des niveaux globaux au niveau des points choisis, suivie d'une analyse spectrale, j'ai constaté que l'état vibratoire au niveau du palier N°1 du turbocompresseur est importante par rapport à celle de paliers A et B de l'alternateur, mais cette importance ne représente pas une évolution significative et le niveau global est acceptable, donc, en général, l'état vibratoire de groupe N°2 choisi pour le suivi est stable et ne nécessite pas une intervention.

L'analyse spectrale m'a permis d'identifier un défaut d'excentricité des arbres de réducteur auxiliaire, qui est le responsable du niveau vibratoire important au niveau du palier N°1, mais, ce défaut ne représente pas une évolution significative dans le temps, donc, il ne nécessite pas une intervention mais, il faut suivre l'évolution de l'énergie vibratoire de la fréquence d'engrènement de ce réducteur.

D'après cette étude, on peut conclure que l'analyse spectrale est un outil très puissant pour juger l'état vibratoire d'une telle installation. Il faut dire qu'elle permet à elle seule de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.

En plus de l'analyse spectrale, il y a plusieurs outils de diagnostic, le cepstre constitue un outil puissant, pour l'interprétation des spectres, il constitue une aide efficace en permettant une identification rapide de structures périodiques spectrales souvent complexes. Mais malheureusement il est paradoxalement encore méconnu des mécaniciens.

Enfin, on peut dire que malgré l'intérêt porté par la maintenance prédictive dans le domaine de la surveillance des machines tournantes, ses applications restent rares. La principale explication réside dans un manque de formation et d'encadrement technique.

Donc pour réaliser un diagnostic fiable ou définir des indicateurs de surveillance pertinents, il ne suffit pas d'avoir un matériel adapté à ce type d'investigation, il faut aussi avoir les aptitudes nécessaires pour le mettre en œuvre.

Par ce modeste travail, j'espère apporter quelques lumières aux problèmes envisagés dans le contexte de mon étude présent. Dans les limites du temps disponible, et de mes connaissances cumulées durant mon stage pratique au sein de la centrale électrique de **Boufarik** (turbine à gaz), je me permets d'apporter quelques éléments de réponses à quelques problèmes reliés à la maintenance

Finalement, cette thèse ouvre la voie à un ensemble de sujets et devrait servir à l'avancement des connaissances dans le domaine de la gestion de la maintenance et du diagnostic.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] BOULENGER A., CHRISTIAN P, Analyse vibratoire en maintenance, AFNOR, 3^{ème} tirage 2007.
- [2] : MESURES 757. - Guide d'Achat- La surveillance des machines tournantes, septembre 2003.
- [3] AUGEIX D, -Techniques de l'Ingénieur - Traité Génie mécanique – Analyse vibratoire des machines tournantes. BM 5 145, vol BD 2 janv. 2001.
- [4] MOREL J, Techniques de l'Ingénieur – Traité Mesure et contrôle – Surveillances vibratoire et maintenance prédictive. R 6 100.
- [5] : MAQUIN D. et RAGOT J. Diagnostic des systèmes linéaires, Hermès Science Europe, 2000
- [6] : Maintenance des turbines a gaz MS 5001, General Electric.
- [7] : BIGRET R. FERON J,-L. Diagnostic, Maintenance et disponibilité des machines tournantes- MASSON- 1995.
- [8] : LANDOLSI F, cours mécanique- techniques de surveillances 04 février 2011. www.technologuepro.com
- [9] : BELHOUR S, contribution a l'optimisation de la maintenance prédictive par l'utilisation du logiciel OMNITREND, Thèse de magister, 2008.
- [10] BOULENGER A. maintenance conditionnelle par analyse des vibrations. Technique d'ingénierie. MT 9 285.
- [11] : BOUFNAR M. éléments de maintenance préventive des machines tournantes par analyse de vibration. Mémoire de magistère .ENP 2006
- [12] : MANUEL de l'utilisateur MICROLOG GX. réf-no 32001200 FR révision A.2005.

ANNEXE

Annexe.A

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 x f_{rot}	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse
Balourd	1x f_{rot}	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x f_{rot}	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x f_{rot}	Axiale et radiale	Vibration axiale est en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	Vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue en suite
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement $f_e = z \times f_{rot}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm f_{rot}$ pignon	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	

Reconnaissance des principales anomalies [BOU07].

f_{rot} = fréquence de rotation

f_e = fréquence d'engrènement ; cette fréquence est aussi notée f_{eng}

f_p = fréquence de passage de la croie

z = nombre de dents de l'engrenage.

Annexe.B : Caractéristiques techniques du Microlog GX Series :**Modes d'entrée**

Accélération, vitesse et déplacement à partir de capteurs installés

Capteurs de pression

Capteurs de température.

Traitement préalable

Détection d'Enveloppe (démodulateur) : Muni de quatre (4) filtres d'entrée sélectionnables pour améliorer la détection des défaillances au niveau des roulements et des engrenages.

Sélection du filtre :

5 Hz – 100 Hz

50 Hz – 1 000 Hz

500 Hz – 10 kHz

5 kHz – 40 kHz

Paramètres d'entrée

Tachymètre :

- TTL/analogue programmable (plage de mesure ± 40 volts)
- Plage de mesure de vitesse de 1 à 99.999 tr/mn
- Sortie d'alimentation du tachymètre de +5 volts à 100 mA

Protection contre les entrées en surtension : Pic de ± 50 volts CA, ± 50 volts CC prolongé.

Plage dynamique : >90 dB (sigma-delta CCA 20 bits)

Précision de l'amplitude : 5%

Connecteurs en entrée :

- Canal 1 : Connecteur en entrée à 6 broches Fischer x, y, z ICP™/CA/CC
- Canal 2 : Connecteur en entrée 6 broches Fischer ICP™/CA/CC, x, y, z.

Traitement et stockage des données

Microprocesseur : Intel Xscale PXA255 à 400 MHz

Processeur DSP : Motorola DSP56303

Mémoire :

- Application de stockage SE, mémoire flash 64 Mo données utilisateur
- Mémoire RAM interne 64 Mo PCMCIA.

Mesures

Plage : Mesures ROUTE : De 0,18 Hz à 40 kHz

Mesures non-ROUTE : De 0,16 Hz à 40 kHz

Calcul de la moyenne : Programmable de 1 à 9 999.

Type de calcul de la moyenne : Linéaire, Synchronisation temporelle et Continue.

Résolution : 100, 200, 400, 800, 1 600, 3 200, 6 400 et 12 800 lignes programmables (12 800 lignes en non-ROUTE uniquement).

Fenêtres de mesure : **Hanning**, Flat top et Rectangulaire.

Automatisation multi-point : Vous pouvez lier jusqu'à 12 mesures à une même collecte de données automatisées (activation avec un seul bouton) pour chaque emplacement de mesure.

Affichages de données

- Spectre, temporel, phase et données de processus.
- Orbite, phase entre voies, double spectre, tracés temporels (Off-Route double canal uniquement)
- jusqu'à 12 alarmes de bandes (fixes ou sur commande) téléchargeables à partir du logiciel SKF Machine Analyst.

Alimentation

- Taille de la batterie : Li-Ion 1 800 mAh
- Batteries au lithium ion longue durée amovibles.
- Aucune perte de données lors de la charge de la batterie.
- La batterie peut être chargée dans le collecteur.

Données physiques

- Clavier : Silicone élastomère hermétique à forte résistance chimique, tactile, numérique.
- Touches dédiées : Flèches haut, bas, droite et gauche, deux touches Entrée pour une utilisation par des droitiers et des gauchers, quatre touches de fonction.
- Touches d'activation: Peak Find, Harmonic, Expand.
- Écran à cristaux liquides : Affichage en couleur 1/4 VGA 320 pixels x 240 pixels (54 mm x 72 mm).
- Boîtier : ABS haut impact avec taux de poussière et d'éclaboussure IP 65.

Dimensions :

- 186 mm x 93 mm (7,44" x 3,72") au point le plus étroit
- 186 mm x 134mm (7,44" x 5,36") au point le plus large

Poids : 715 grammes.

Caractéristiques environnementales

Environnements dangereux : CSA, Classe I, Division 2, Groupes A, B, C, D (des conditions spéciales s'appliquent)

Marque CE

Taux IP : IP 65

Plage de températures de stockage : De -20 °C à +60 °C (de -4 °F à +140 °F)

Plage de températures de fonctionnement : De -10 °C à +50 °C (de 14 °F à +122 °F)

Humidité : 95 % sans condensation

Communications

Communications : Débit de 1 200, 2 400, 4 800, 9 600, 19 200, 38 400 et 115,200 bauds pour le transfert de données.

Impression

Imprimantes compatibles PCL via l'interface. Les écrans peuvent être enregistrés sous forme de bitmaps Windows sur une carte **PC**.