



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Réf. :

Présenté et soutenu par :

Noureddine MAANANE

Le : 11 juin 2024

Optimisation de la maintenance prédictive des machines tournantes par l'analyse vibratoire : Application a une turbine à gaz installée au niveau de la SPE/Oumache Biskra.

Jury :

Pr.	Mohamed-Said CHEBBAH	Université de Biskra	Président
Dr.	Ferhat BEKHOUCHA	Université de Biskra	Encadreur
Dr.	Djamel FITES	Université de Biskra	Examineur
Dr.	Imadeddine HARZELLI	SPE / Oumache, Biskra	Co-encadreur

Année universitaire : 2023 - 2024

Dédicace

Je suis reconnaissant envers Dieu qui m'a permis de terminer mon parcours scolaire et d'obtenir mon diplôme de master en génie mécanique, spécialisé en construction mécanique. C'est avec une grande gratitude et des mots sincères, que je dédie ce modeste travail de fin d'étude :

A mon père « **MAANANE MOHAMED** » qui est décédé avant de voir notre succès.

A la personne la plus belle et la plus gentille de l'univers, **ma chère mère**.

A ma conjointe et mes enfants ; **Oumeima, Naoufel et Mohamed**.

Sans oublier tous les membres de ma famille et toute la Promo Master Génie mécanique 2024.

MAANANE NOUREDDINE

Remerciement

Nous remercions tout d'abord ALLAH qui nous a donné la force et la puissance pour réaliser ce modeste travail.

Tout d'abord, je tiens à remercier mon directeur de mémoire, et mon enseignant le Dr. Ferhat BEKHOUCHA, pour sa patience, sa volonté et surtout sa sagesse et pour ses conseils qui ont alimenté ma réflexion. Mes remerciements vont également aux membres du jury : Le Pr. Mohamed-Said CHEBBAH. et Dr. Djamel FITES Pour avoir accepté d'évaluer ce travail.

Je remercie sincèrement le Dr. Imadeddine HARZELLI de la SPE/Oumech, pour ses orientations et ses conseils pratiques qui ont grandement contribué à la réussite des essais expérimentaux.

Mes sincères remerciements vont aussi au Directeur d'unité SPE/Oumech, pour ses encouragements et les facilités qui m'ont été offertes

Mes remerciements vont également à tous les enseignants du Département du Génie Mécanique de l'Université de Biskra, sans oublier de remercier tout le personnel technique et administratif et à toute personne qui a contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Sommaire

Dédicace	I
Remerciements	II
Table des matières	III
Liste des tableaux	VII
Liste des figures	VIII
Résumé	XII
Introduction générale	1
Chapitre I : État de l'art sur le diagnostic de défaut dans la turbine à gaz	
I.1. Introduction	4
I.2. Description des turbines à gaz	4
I.2.1. Principe de fonctionnement.....	5
I.2.2. Composants principaux	5
I.2.2.1. Compresseur	5
I.2.2.2. Section de combustion	6
I.2.2.3. Section de turbine	7
I.2.2.4. Echappement.....	7
I.3. Classification des turbines à gaz	8
I.3.1. Par le mode de construction	9
I.3.1.1. Turbines mono-arbre	9
I.3.1.2. Turbines bi-arbres	10
I.3.2. Par le mode de travail	11
I.3.2.1. Turbine à action	11
I.3.2.2. Turbine à réaction.....	11
I.3.3. Par le mode de fonctionnement.....	11
I.3.3.1. Turbine à gaz à cycle fermé.....	11
I.3.3.2. Turbine à cycle ouvert	12
I.4. Définitions et conceptions.....	13
I.5. Conception d'un système de surveillance.....	13
I.6. Principaux défauts causant des vibrations affectant la turbine à gaz	15
I.6.1. Défaut de Balourd	15
I.6.1.1. Balourd mécanique	15
I.6.1.2. Balourd thermique	16
I.6.2. Défaut d'alignement	16

I.6.3. Dégradation de l'accouplement	18
I.6.4. Défaut des engrenages.....	18
I.6.5. Passage des ailettes	19
I.6.6. Défaut d'instabilité d'arbre (tournoiement et fouettement d'huile).....	19
I.6.7. Défauts induits par un desserrage	19
I.6.8. Excitation de fréquences propres de structure (résonances)	19
I.6.9. Phénomène de RUN-OUT	20
I.6.10. Vibrations transmises à l'environnement.....	20
I.7. Conclusion	20

Chapitre II : Notion d'analyse vibratoire

II.1. Introduction	22
II.2. Notions fondamentales et types des vibrations.....	22
II.2.1. Naissance d'une vibration.....	22
II.2.2. Les correspondances : déplacement, vitesse, accélération amplitude, fréquence	23
II.2.3. Facteurs ayant une incidence sur les fréquences propres.....	25
II.2.4. Les méthodes d'analyse des vibrations.....	27
II.2.4.1. Les méthodes temporelles	27
II.2.4.2. Les méthodes fréquentielles	29
II.3. Capteur de vibration	30
II.3.1. Capteurs de déplacement	31
II.3.2. Capteurs de vitesse (vélocimétries)	32
II.3.3. Capteurs d'accélération (accéléromètres).....	34
II.3.4. Capteurs de référence de phase.....	35
II.4. Détermination pratique des seuils.....	36
II.4.1. Méthode du relevé global.....	36
II.4.2. Méthode de l'analyse spectrale	36
II.5. Seuils de jugement.....	37
II.5.1. Choix des seuils vibratoires	37
II.5.1.1. Seuils de vitesse vibratoire.....	37
II.5.1.2. Seuils d'accélération	38
II.6. Les types de mesure.....	39
II.6.1. Mesure des vibrations absolues de palier.....	39
II.6.2. Mesure des Vibrations relatives d'arbre.....	39
II.7. Technique d'analyse vibratoire turbine simense SGT5 4000F.....	39
II.7. 1.Orbite	39

II.7.1.1.Mesure de l'orbite cinétique	40
II.7.2.Diagramme de Bode	42
II.7.3. Diagramme polaire.....	43
II.7.4.Diagramme en cascade	44
II.8. Conclusion	45

Chapitre III : Généralité de la turbine à gaz SGT5 4000F

III.1. Introduction	47
III.2. Principes de fonctionnement de la TAG (SGT5-4000F) siemens.....	47
III.3. Caractéristiques et description de la Turbine SGT5-4000F	49
III.3.1. Fiche technique de la turbine à gaz SGT5 -4000F	47
III.4. Les composant principal de la TAG SGT5-4000F.....	50
III.4.1. Le compresseur.....	51
III.4.1.1. Les aubes fixes d'entrée du compresseur à orientation variable (étage 0) .	51
III.4.1.2. Aubes fixes du compresseur (stator).....	52
III.4.1.3. Aubes mobiles du compresseur (rotor).....	52
III.4.2. La chambre de combustion.....	53
III.4.3. Principe de la combustion.....	54
III.4.4.1.Les aubes fixes de la turbine à gaz (stator).....	54
III.4.4.2. Les aubes mobiles de la turbine à gaz (rotor)	55
III.4.4.3. Les paliers	56
III.4.4.3.1. Palier d'essieu et palier de butée combinés	56
III.4.4.3.2. Optimisation de dégagement hydraulique (HCO)	56
III.5. Les systèmes auxiliaires de la TAG	57
III.6. Conclusion.....	65

Chapitre IV : Diagnostic des défauts de la de turbine à gaz SIEMENS SGT5-4000F

IV.1. Introduction	67
IV.2. Normes d'évaluation vibratoire – ISO	67
IV.3. Environnement et chaine de mesure	69
IV.4. Analyse temporelle des vibrations	70
IV.5. Détection des défauts	74
IV.5.1. Régime permanent.....	74
IV.5.1.a Diagrammes FFT et Cascades	74
IV.5.1.b Diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre.....	78
IV.5.1.c Diagrammes d'orbite	79
IV.5.1.d Les tendances de phase.....	80

IV.5.2. Régime transitoire (démarrage, arrêt)	83
IV.6. Conclusions et recommandations.....	87
Conclusion général	89
Référence bibliographiques	91

Liste des tableaux

Chapitre II : Notion d'analyse vibratoire

Tableau II.1 : Nature des vibrations et facteur de crête.....	29
Tableau II.2 : Seuils d'accélération	38

Liste des figures

Chapitre I : État de l'art sur le diagnostic de défaut dans la turbine à gaz

Figure I.1 : Description des turbines à gaz.	5
Figure I.2 : Compresseur axial (01 étage IGV).....	6
Figure I.3 : Système de combustion : (a) Annulaire, (b) Individuelle	7
Figure I.4 : Section turbine	8
Figure I.5 : Corps d'un échappement.....	8
Figure I.6 : Schéma de la classification des turbines à gaz.....	9
Figure I.7 : Schéma de la turbine mono arbre.....	10
Figure I.8 : Schéma de la turbine bi- arbre.	10
Figure I.9 : Schéma d'une turbine à action et à réaction.....	11
Figure I.10 : Turbine à gaz à cycle fermé.	12
Figure I.11 : Turbine à gaz à cycle régénéré.....	13
Figure 1.12 : Principales étapes de conception d'un dispositif de surveillance.....	14
Figure 1.13 : Balourd statique.	15
Figure 1.14 : Balourd dynamique.....	16
Figure I.15 : Défaut d'alignement : (a) Défaut d'alignement radial, (b) Défaut d'alignement angulaire, (c) Défaut de flexion d'arbre.....	17
Figure I.16 : Défaut des engrenages	18

Chapitre II : Notion d'analyse vibratoire

Figure II.1 : Naissance d'une vibration.....	23
Figure II.2 : Facteurs ayant une incidence sur les fréquences propres.	25
Figure II.3 : Conversion déplacement-accélération.....	26
Figure II.4 : Les différents outils d'analyse vibratoire	27
Figure II.5 : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crêt.	28
Figure II.6 : Capteurs de vibration.	31

Figure II.7 : Capteurs de déplacement.	31
Figure II.8 : schéma d'une chaîne de mesure à courants de Foucault.	32
Figure II.9 : vélocimètre fonctionnant selon le principe électrodynamique.	33
Figure II.10 : Capteurs d'accélération (accéléromètres).	34
Figure II.11 : Capteurs de référence de phase	35
Figure II.12 : détermination des seuils par la méthode du relevé global.	36
Figure II.13 : normes AFNOR E90-300 ou ISO 2372.....	38
Figure II.14 : Mesures relatives et absolue	39
Figure II.15 : différentes orbites cinétiques dues uniquement à un déséquilibre	40
Figure II.16 : montage typique de deux capteurs sans contact permettant de mesurer l'orbite cinétique d'un arbre dans ses paliers	40
Figure II.17 : orbite cinétique constituée à partir des mesures de deux capteurs montés à 90 l'un de l'autre. Chaque vibration contient deux vibrations harmoniques f et $2f$	41
Figure II.18 : Le diagramme de Bode	42
Figure II.19 : Diagramme polaire.	43
Figure II.20 : Diagramme en cascade	44

Chapitre III : Généralité de la turbine à gaz SGT5 4000F

Figure III.1 : Fonctionnement d'une turbine à gaz.....	48
Figure III.2 : Vue en 3D d'une centrale turbine à gaz.....	50
Figure III.3 : Turbine à gaz SGT5 -4000F	51
Figure III.4 : Aubes fixes d'entrée du compresseur (IGV)	52
Figure III.5 : compresseur 15 étages	52
Figure III.6 : la chambre de combustion annulaire.....	53
Figure III.7 : la turbine à gaz	54
Figure III.8 : les aubes fixes de la turbine à gaz.....	55
Figure III.9 : Les aubes mobiles de la turbine	55
Figure III.10 : Vue en 3D de la TG et ses auxiliaires.....	57

Figure III.11 : Air d'admission - Caisson de filtration.....	58
Figure III.12 : Vue d'ensemble du package d'huile lubrification et de soulèvement.....	59
Figure III.13 : Vue d'ensemble du système d'huile de lubrification et de soulèvement. ...	59
Figure III.14 : Equipement d'aeroréfrigérant	59
Figure III.15 : Optimisation hydraulique des jeux (HCO)	60
Figure III.16 : Rack de 19 pouces	61
Figure III.17 : La carte de surveillance d'état CMC16	63
Figure III.18 : Logiciel du système de surveillance d'état (CMS) de la série VM600	64
Chapitre IV : Diagnostic des défauts de la de turbine à gaz SIEMENS SGT5-4000F	
Figure IV.1 : Turbines à gaz SIEMENS SGT5-4000F	67
Figure IV.2 : Description des turbines à gaz seuil de jugement de vibration	68
Figure IV.3 : Schéma de disposition des capteurs de vibration sur les paliers.....	69
Figure IV.4 : Chaine de mesure et collecte des données	71
Figure IV.5 : Tendances des vibrations absolues pour les 04 paliers de la TG 01	72
Figure IV.6 : Tendances des vibrations relatives pour les 04 paliers de la TG 01 : (a) Direction X (45°), (b) Direction Y (135°).....	73
Figure IV.7 : Analyse spectrale des vibrations relatives d'arbre pour les 04 paliers de la TG 01 : (a) Spectre de vibration FFT, (b) Cascade des spectres de vibration.....	75
Figure IV.9 : Forme d'onde des vibrations relatives d'arbre pour le deux palier générateur de la TG 01 : (a) Palier MBD11 Direction X (45°), (b) Palier MKD11 Direction X (45°), (c) Palier MKD12 Direction X (45°).....	77
Figure IV.10 : Diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre pour les 04 paliers de la TG 01.....	79
Figure IV.11 : Diagramme de l'orbite pour les 04 paliers de la TG 01 : Palies MBD11, (b) Palier MBD12, (c) Palier MKD11, (d) Palier MKD12.....	80
Figure IV.12 : Tendance de la phase et de l'amplitude de la raie1X pour les 04 paliers de la TG 01 : (a) Capteur MBD11CY111, (b) Capteur MBD12CY111, (c) Capteur MKD11CY041, (d) Capteur MKD12CY041.....	81

Figure IV.13 : Analyse du démarrage de l'arbre de rotor des 04 paliers de la TG01 par :
(a) Diagramme de Bode, (b) Diagramme polaire.....85

Figure IV.14 : Diagramme de Bode du palier compresseur de la TG01 pour les périodes
12/08/2022 et 18/03/2024.....86

Figure IV.15 : Cascade des spectres de vibration au démarrage pour le palier compresseur.
.....87

Figure IV.16 : Cascade des spectres de vibration au démarrage pour le palier compresseur.
.....87

Résumé :

Le présent travail consiste à améliorer la maintenance prédictive des machines tournantes par l'analyse des vibrations. L'application a été réalisée sur les turbines à gaz installées au niveau de la société de production d'électricité à SPE/Oumache, Biskra. Nous avons mené une étude théorique et expérimentale sur une turbine à gaz de marque Siemens 228 MW, dont les mesures sont effectuées à l'aide des captures des vibrations et les signaux data sont ensuite collectés et traités par le software VM 600. Deux niveaux d'analyses ont été utilisées dans l'optimisation du diagnostic des défauts, à savoir, l'analyse par niveau global donnant un premier aperçu sur l'état vibratoire de l'installation et l'analyse spectrale permettant une meilleure compréhension de la détection et l'identification des défauts.

Mots clés: Maintenance prédictive ; Vibrations des machines tournantes ; Optimisation du diagnostic ; Analyse vibratoire ; analyse spectrale.

Abstract:

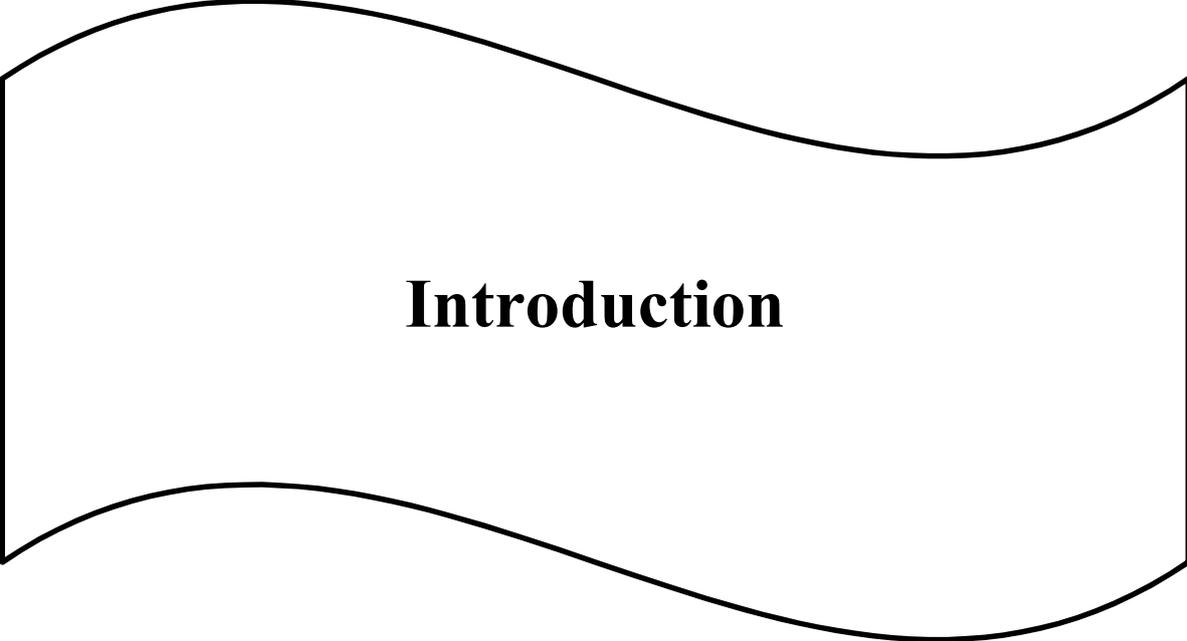
This work consists of improving the predictive maintenance of rotating machines through vibration analysis. The application was carried out on gas turbines installed at the electricity production company in SPE/Oumache, Biskra. We carried out a theoretical and experimental study on a Siemens 228 MW gas turbine, the measurements of which are carried out using vibration capture and the data signals are then collected and processed by the VM 600 software. Two levels of The analyzes were used in the optimization of fault diagnosis, namely, the analysis by global level giving a first overview of the vibration state of the installation and the spectral analysis allowing a better understanding of the detection and the identification of defects.

Keywords: Predictive maintenance; Vibrations of rotating machines; Optimization of diagnosis; Vibration analysis; spectral analysis.

الملخص:

يتكون هذا العمل من تحسين الصيانة التنبؤية للألات الدوارة من خلال تحليل الاهتزازات. تم تنفيذ التطبيق على توربينات الغاز المثبتة أو ماش بولاية بسكرة. قمنا بإجراء دراسة نظرية وتجريبية على توربين غازي من شركة SPE/شركة إنتاج الكهرباء بجهة بقدره 228 ميغاواط، حيث تم إجراء قياساتها باستخدام النقاط الاهتزازات ثم يتم جمع إشارات البيانات ومعالجتها بواسطة Siemens تم استخدام مستويين من التحليلات في تحسين تشخيص الأخطاء، أي التحليل على المستوى العالمي الذي يعطي VM 600 برنامج نظرة عامة أولى على حالة اهتزاز التركيب والتحليل الطيفي الذي يسمح بفهم أفضل للكشف عن العيوب وتحديدها.

الكلمات المفتاحية: الصيانة التنبؤية؛ اهتزازات الآلات الدوارة. تحسين التشخيص. تحليل الاهتزاز التحليل الطيفي



Introduction

Introduction générale :

Dans divers secteurs industriels, la disponibilité et le coût de maintien jouent un rôle crucial dans le processus d'une production continue et optimale. Toute altération ou interruption imprévue entraîne des pertes économiques considérables. Afin d'éviter de telles complications, il est impératif d'équiper les lignes de production des systèmes maintenance prédictive basée sur des diagnostics fiables. Ces systèmes permettent de détecter toute anomalie ou changement de fonctionnement avant qu'elle ne se transforme en panne totale.

Parmi les différentes méthodes de surveillance, l'analyse vibratoire est la plus couramment utilisée. Elle offre une surveillance fiable, un diagnostic précis et une détection précoce de la plupart des défauts, qu'ils soient d'origine mécanique, électrique, hydraulique, ou autre.

Les travaux d'entretien jouent un rôle économique crucial en permettant une transition d'une maintenance systématique à une maintenance conditionnelle plus efficace. Le principe de l'analyse vibratoire repose sur le fait que toutes les machines tournantes génèrent des vibrations en raison de divers défauts tels que le déséquilibre, le désalignement, ou l'usure des paliers lisses, des roulements ou des engrenages. Ces vibrations émettent des signaux complexes qui sont analysés à l'aide de systèmes de surveillance et d'analyse de signaux, pour identifier et localiser les défauts, comme le système VM600 monté sur la turbine à gaz SGT5-4000F de SIEMENS, objet de ce mémoire de master.

Notre objectif est d'appliquer une méthodologie d'élimination des défauts basée sur des analyses vibratoires en régimes permanent et transitoire, permettant d'optimiser la détection des défauts, tout en se restant dans les limites édictées par les normes ISO et les consignes du constructeur SIEMENS.

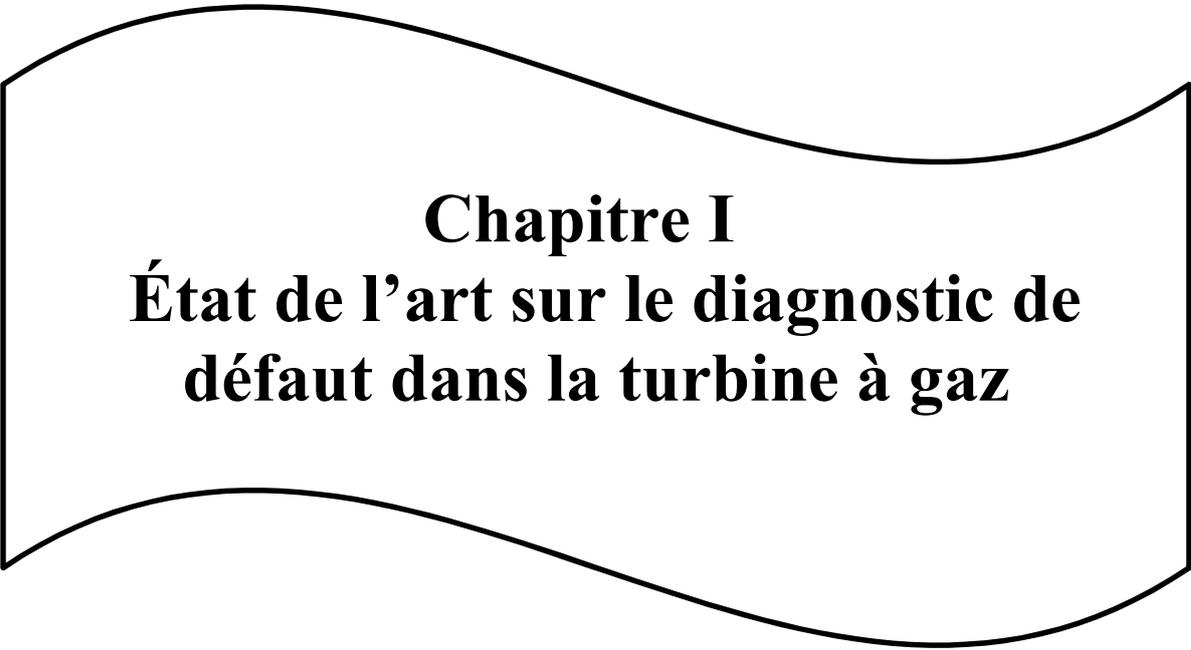
Ce mémoire de fin de cycle « master » s'inscrit dans l'objectif d'un rapprochement entre l'université et l'industrie, permettant la consolidation des connaissances acquises pendant le cursus par l'examen et la synthèse des cas pratiques. Dans cette lumière et suite à une entente mutuelle entre l'équipe pédagogique du département Génie Mécanique et les responsables de la société de production électrique SPE, l'unité Oumache-Biskra, il y a eu ce projet de mémoire, qui s'intéresse à l'optimisation de la maintenance prédictive de ladite turbine à gaz SGT5-4000F par le biais d'une analyse vibratoire.

Ce mémoire est organisé comme suit : Après cette introduction, le lecteur trouvera le premier chapitre, qui constitue un état de l'art sur le diagnostic de défaut dans les turbines à gaz.

Le deuxième chapitre évoque succinctement les notions fondamentales utilisées couramment dans le domaine de diagnostic vibratoire des machines tournante, suivi par le troisième chapitre qui est une description de la turbine à gaz SGT5-4000F ainsi que le système d'analyse incorporé composé d'une partie hardware et le logiciel de traitement.

Le quatrième chapitre est dédié à la partie expérimentale, récolte des données et la synthèse des différents diagrammes et courbes afin d'arriver à optimiser la détection des défauts dans les limites des normes actualisées et le retour d'expérience des techniciens de la société. A l'issue de laquelle, un ensemble de recommandations ont été établi afin de remédier aux défauts décelés.

Le mémoire terminera avec une conclusion générale mettant en exergue le fruit de ce travail et projette des future travaux et coopérations.



Chapitre I
État de l'art sur le diagnostic de
défaut dans la turbine à gaz

I.1. Introduction :

L'électricité joue un rôle crucial dans le développement et l'évolution des sociétés humaines, que ce soit pour améliorer les conditions de vie ou favoriser le développement des activités industrielles. Pour répondre à ce besoin, on recourt à des équipements appelés turbines pour produire de l'électricité. Parmi celles-ci, les turbines à gaz, également connues sous le nom de turbines à combustion interne, occupent une place prépondérante et sont largement utilisées.

Les turbines à gaz sont des moteurs thermiques qui transforment l'énergie chimique potentielle du combustible, tel que le fioul ou le gaz, en premier lieu en énergie thermique, puis en énergie mécanique principalement par la rotation de l'arbre. Leurs performances exceptionnelles, avec un rendement pouvant varier de 25% à 35% en fonctionnement en cycle simple et dépassant 55% en cycle combiné, leur confèrent une grande flexibilité pour s'adapter à divers modes opérationnels.

Cependant, les contraintes d'exploitation et les conditions environnementales peuvent entraîner une dégradation des performances de ces turbines, pouvant se traduire par des défaillances graves et catastrophiques pour les êtres humains, les installations industrielles et l'environnement. C'est pourquoi il est essentiel de mettre en place un plan de maintenance préventive afin de réduire ces défaillances et de minimiser les coûts de production de manière générale.

I.2. Description des turbines à gaz :

C'est une machine qui transforme l'énergie thermique en énergie mécanique. Elle est composée d'un ou plusieurs compresseurs rotatifs. Dans une turbine à gaz, l'air et le gaz constituent le fluide d'exploitation, et le flux s'écoule selon le cycle Compression - Chauffage – Dilatation, comme le montre la figure I.1 (CC : Chambre de Combustion, C : Compresseur et T : Turbine).[1]

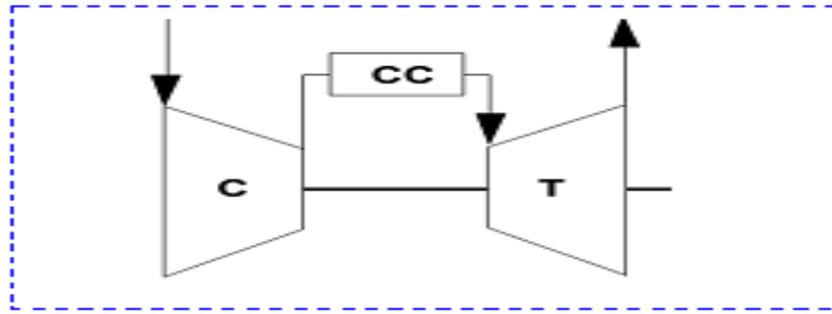


Figure I.1 : Description des turbines à gaz.

I.2.1. Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz aspire et comprime l'air ambiant à haute pression à l'aide de son propre compresseur axial, ce qui élève la température de l'air. Ensuite, du carburant (gaz naturel, kérosène, fuel, etc.) est injecté dans la chambre de combustion où il se mélange à l'air comprimé. Le mélange air-carburant est ensuite enflammé dans la chambre de combustion, provoquant une combustion qui entraîne une forte augmentation de la température et de la pression. Les gaz brûlés à haute pression s'écoulent à travers les ailettes de la turbine. En passant à travers les pales de la turbine, les gaz chauds font tourner l'arbre de la turbine à haute vitesse. L'arbre de la turbine est relié à un générateur qui convertit l'énergie mécanique en énergie électrique. Enfin, les gaz d'échappement, désormais à basse pression et température, sont expulsés de la turbine dans l'atmosphère [1, 2,3].

I.2.2. Composants principaux :

Comme cela a été mentionné dans la partie précédente, la turbine à gaz se compose de trois parties principales, qui seront décrites dans les paragraphes suivants.

I.2.2.1. Compresseur :

Le compresseur à flux axial est composé d'une série d'aubes rotatives qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivies alternativement par des aubes de stator qui transforment cette énergie cinétique en une pression plus élevée. Du côté d'admission du compresseur se trouvent les Aubes Guide Admission (ou IGV), dont la fonction principale est de contrôler la quantité d'air acheminée par le système d'admission vers le premier groupe d'aubes rotatives. La pression augmente à travers les étages du compresseur jusqu'à atteindre un maximum avant que l'air entre dans la chambre de combustion, comme illustré dans la figure I.2 ci-dessous.



Figure I.2 : *Compresseur axial (01 étage IGV).*

I.2.2.2. Section de combustion :

La section de combustion est composée d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion tubulaires disposées de manière symétrique et presque en circonférence (chambre annulaire ou individuelle), comme illustré dans la figure I.3.

La chambre de combustion est la zone où un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec de l'air comprimé, en présence d'un excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement. Son rôle est de convertir l'énergie chimique contenue dans le combustible en énergie thermique. Cette énergie peut ensuite être augmentée à travers la turbine pour produire la puissance nécessaire pour entraîner le compresseur ainsi que celle nécessaire pour alimenter une charge désirée, comme un générateur par exemple. Pour remplir cette fonction, la chambre de combustion doit :

- Mélanger l'air et le combustible ;
- Allumer le mélange air-combustible grâce à des bougies ;
- Contenir le mélange pendant la combustion ;
- Assurer la répartition de la température des gaz chauds à la sortie.



(a)



(b)

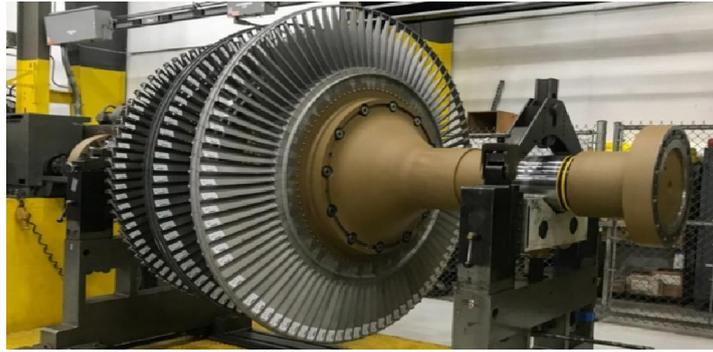
Figure I.3 : Système de combustion : (a) Annulaire, (b) Individuelle.

I.2.2.3. Section de turbine :

La section de la turbine est composée d'un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se composant d'un étage stator (la roue directrice) et d'un étage rotor (la roue turbine). Dans l'étage stator, les gaz à haute température et pression, fournis par la chambre de combustion, sont accélérés et dirigés vers un ensemble d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance. La conversion de l'énergie thermique et de la pression en énergie cinétique a lieu dans l'étage du stator. L'étage du rotor complète cette conversion, car l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre (énergie mécanique). De cette manière, on développe la puissance requise pour entraîner le compresseur, pour mettre en marche la machine conduite (générateur, compresseur, etc.) reliée à la turbine à gaz au moyen d'un accouplement, comme il est montré sur la Figure I.4.

I.2.2.4. Echappement :

Les gaz échappés du dernier étage de détente sortent avec une très grande vitesse. Il est nécessaire de réduire considérablement cette vitesse avant de rejeter les gaz dans l'atmosphère.



Figures I.4 : *Section turbine.*



Figures I.5 : *Corps d'un échappement.*

Pour ce faire, ces gaz traversent le diffuseur, constitué d'une série de déflecteurs qui modifient la direction axiale des gaz en direction radiale tout en minimisant les pertes par frottement. Ensuite, les gaz parviennent au caisson d'échappement et sont évacués dans l'atmosphère par le système d'échappement (Figure I.5). [1, 2,3]

I.3. Classification des turbines à gaz :

De nos jours, il existe de nombreuses turbines de différents types, qui se distinguent les unes des autres par leur taille ou leur utilisation. Nous pouvons les classer comme suit (Figure I.6) :

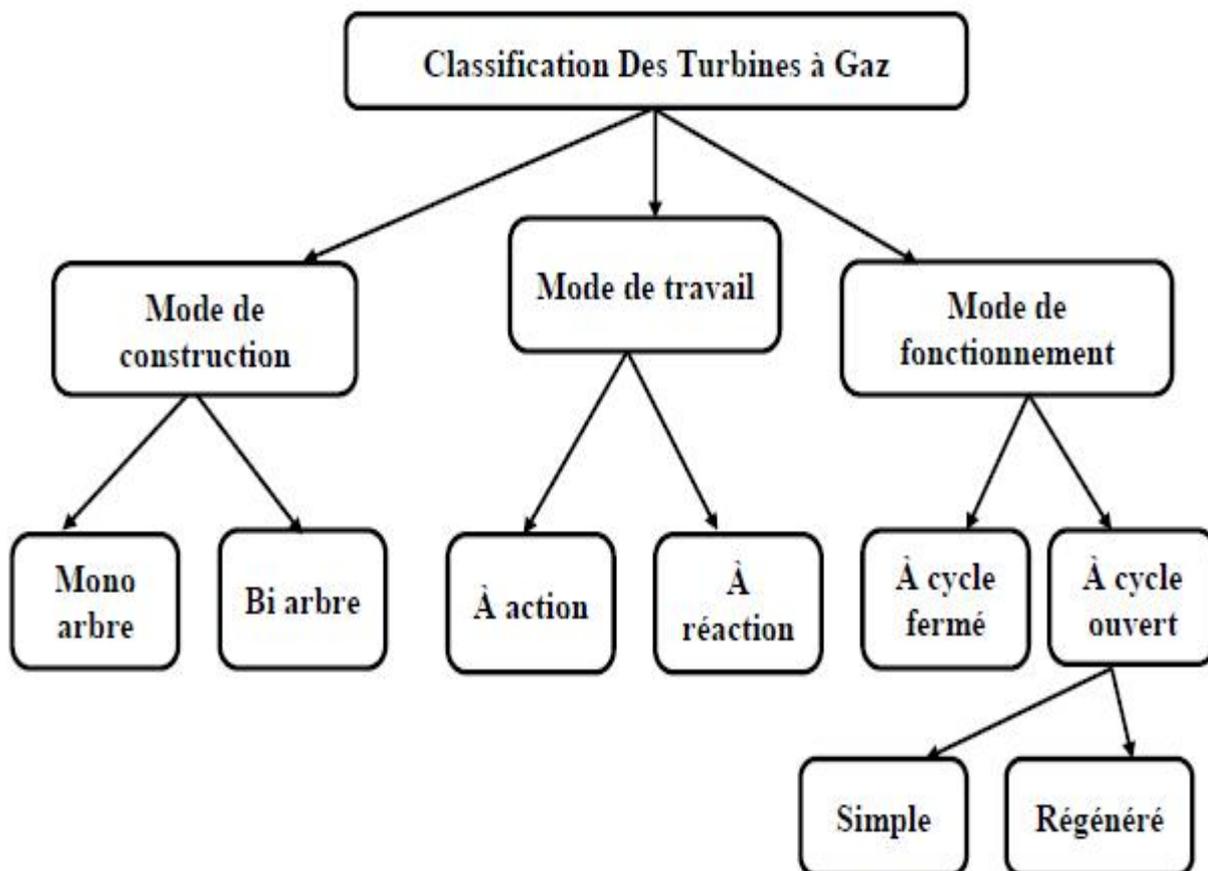


Figure I.6: Schéma de la classification des turbines à gaz.

I.3.1. Par le mode de construction :

I.3.1.1. Turbines mono-arbre :

Le compresseur et la section de turbine sont montés sur un même arbre, ce qui permet à l'ensemble de tourner à la même vitesse. Ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin de variations de vitesse, telles que l'entraînement des génératrices pour la production d'électricité. La Figure I.7 ci-dessous illustre le schéma de développement d'une turbine mono-arbre.

I.3.1.2. Turbines bi-arbres :

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine haute pression (HP) entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue turbine basse pression (BP), deuxième étage, sert à entraîner l'organe récepteur. Le but des roues turbines non reliées est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur. La Figure I.8 illustre le schéma d'une turbine à gaz à double arbre.

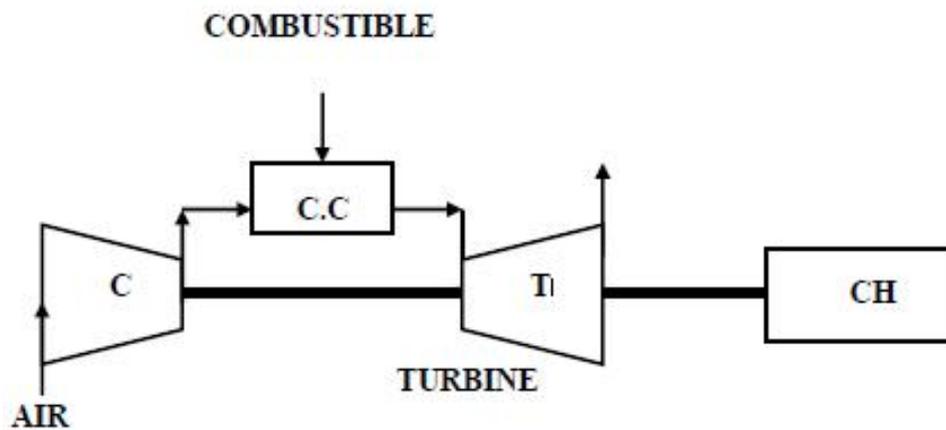


Figure I.7 : Schéma de la turbine mono arbre.

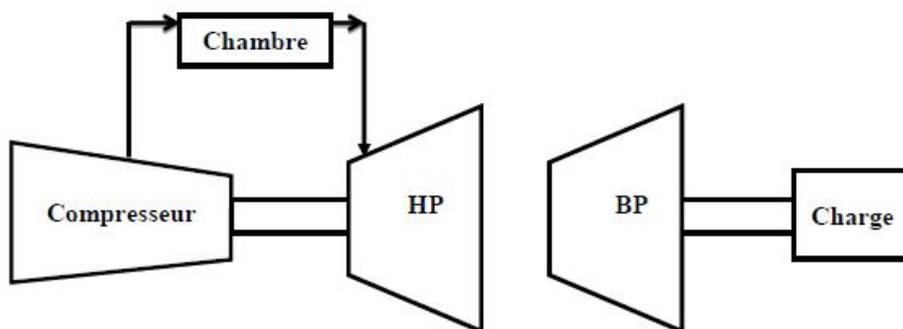


Figure I.8 : Schéma de la turbine bi- arbre.

I.3.2. Par le mode de travail :

I.3.2.1. Turbine à action :

Où l'énergie thermique est entièrement transformée en énergie cinétique dans la directrice. Cette dernière est ensuite convertie en travail mécanique dans la roue. L'évolution des gaz à travers la directrice se produit sans variation de pression statique (Figure I.9).

I.3.2.2. Turbine à réaction :

L'énergie thermique est convertie dans la directrice et la roue à la fois en énergie cinétique et énergie mécanique. L'évolution des gaz à travers la directrice s'accompagne d'une variation de la pression statique (Figure I.9).

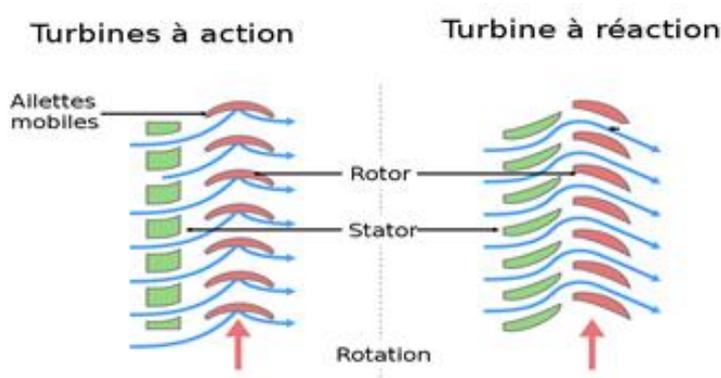


Figure I.9 : Schéma d'une turbine à action et à réaction.

I.3.3. Par le mode de fonctionnement :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

I.3.3.1. Turbine à gaz à cycle fermé :

Une turbine à gaz à cycle fermé est un type particulier de turbine à gaz où le fluide de travail, généralement de l'air ou un mélange d'air et de gaz combustible, est comprimé à haute pression avant d'être chauffé dans une chambre de combustion. Une fois chauffé, le fluide de travail est dirigé à travers une turbine où il se détend, produisant de l'énergie mécanique qui peut être utilisée pour entraîner des générateurs électriques ou des machines.

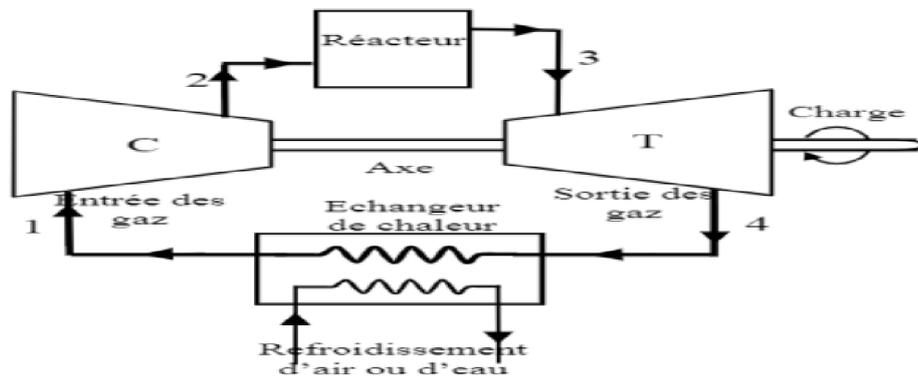


Figure I.10 : Turbine à gaz à cycle fermé.

Après avoir traversé la turbine, le fluide de travail est refroidi et comprimé à nouveau pour recommencer le cycle. Ce type de turbine est souvent utilisé dans les applications où la pollution doit être réduite ou lorsque le rejet de gaz dans l'atmosphère est prohibé ou inapproprié (Figure I.10).

I.3.3.2. Turbine à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine, le plus répandu, se divise en deux classes :

a) Turbine à cycle simple :

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique. Après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

b) Turbine à cycle régénéré :

Une turbine à cycle régénéré est un type de turbine à gaz qui intègre un processus de régénération pour améliorer son rendement énergétique (Figure I.11).

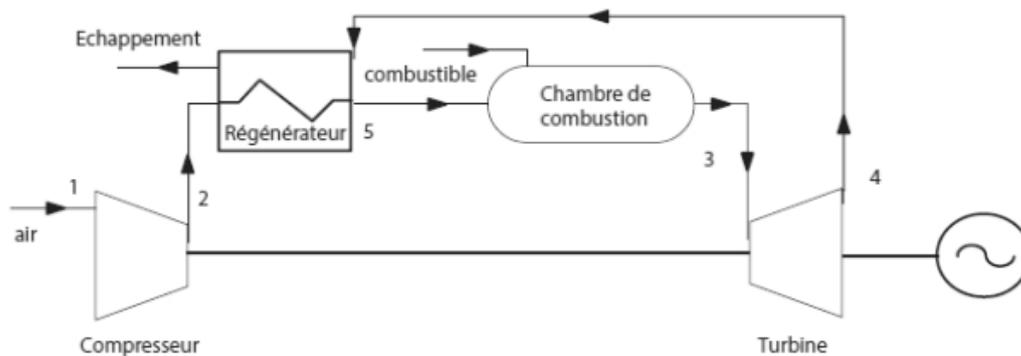


Figure I.11 : Turbine à gaz à cycle régénéré.

Ce processus consiste à récupérer une partie de la chaleur des gaz d'échappement pour préchauffer l'air entrant dans la chambre de combustion. Cela permet de réduire la consommation de combustible et les émissions de gaz à effet de serre, tout en augmentant l'efficacité globale du système. Les turbines à cycle régénéré sont largement utilisées dans les applications où l'efficacité énergétique est primordiale, comme les centrales électriques et les installations industrielles. [1,2,3]

I.4. Définitions et conceptions :

Le diagnostic des procédés industriels a pour objet de trouver la cause d'une défaillance ou d'un défaut. Les concepts terminologiques (définition précise du vocabulaire) adoptée par les instances internationales de normalisation AFNOR (association française de normalisation) est la suivante :

Le diagnostic est l'identification de la cause probable de là (ou des) défaillance(s) à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'informations provenant d'une inspection, d'un contrôle ou d'un test.

La maintenance est l'ensemble des activités destinées à maintenir ou à rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise.

La surveillance est un dispositif passif, informationnel qui analyse l'état du système et fournit des indicateurs. La surveillance consiste notamment à détecter et classer les défaillances en observant l'évolution du système puis à les diagnostiquer en localisant les éléments défaillants et en identifiant les causes premières.

I.5. Conception d'un système de surveillance :

La Figure I.12 présent les différentes étapes de la mise en place d'une démarche de surveillance que nous nous proposons de résumer ci-après.

- **Première étape : Détection**

Les méthodes de détection s'appuient généralement sur des mesures directes ou indirectes de grandeurs liées au système en fonctionnement. L'objectif est de chercher l'apparition de signatures des défauts surveillés et de générer automatiquement, c'est-à-dire sans recours à l'expertise humaine, des indicateurs informant de cette apparition.

- **Deuxième étape : Diagnostic**

L'étape de diagnostic consiste à analyser les données issues de la détection pour tenter d'identifier et de localiser la ou les causes probables de la défaillance. Les méthodes de diagnostic peuvent utiliser toutes les connaissances disponibles sur leur relation de cause à effet. Cette étape fournit des informations permettant de déterminer le degré de criticité du défaut et de cibler les moyens d'action possibles pour le contenir.

- **Troisième étape : Décision d'action**

Enfin, l'étape décisionnelle intervient pour appliquer les actions les plus appropriées afin de répondre aux exigences du cahier des charges de sûreté de fonctionnement (maintien de la fonction, sécurisation, maintenance, ...).[4, 5]

<

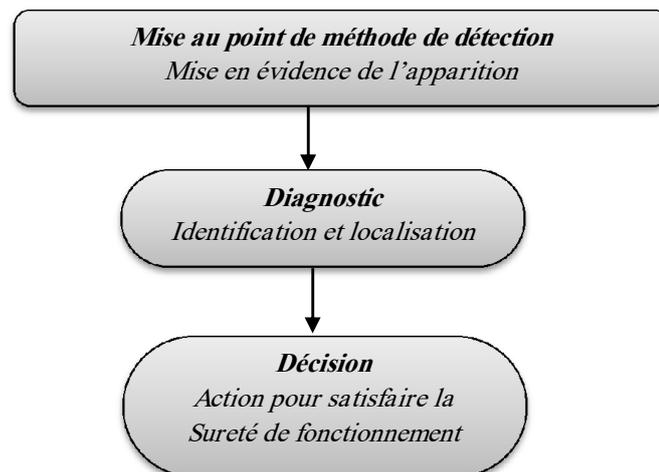


Figure 1.12 : Principales étapes de conception d'un dispositif de surveillance.

I.6. Principaux défauts causant des vibrations affectant la turbine à gaz :

Les vibrations sont des phénomènes indésirables couramment rencontrés dans les turbines à gaz, pouvant avoir des conséquences néfastes sur leur fonctionnement, leur durabilité et leur sécurité. Ces vibrations peuvent résulter de divers facteurs, tels que des déséquilibres dans les composants rotatifs, des problèmes de lubrification, des résonances structurelles et des conditions de fonctionnement instables. Dans cette étude, nous examinerons en détail les principaux défauts de vibration affectant les turbines à gaz, en mettant l'accent sur leurs causes, leurs effets sur les performances et la fiabilité de la turbine, ainsi que les stratégies de détection, de prévention et de correction qui peuvent être mises en œuvre pour les atténuer.

I.6.1. Défaut de Balourd :

Le défaut de balourd peut se manifester sous plusieurs formes, chacune associée à des fréquences spectrales spécifiques. Voici quelques types courants de défauts de balourd et leurs fréquences spectrales associées :

I.6.1.1. Balourd mécanique :

a) Balourd statique :

Ce type de balourd se produit lorsque la masse du rotor n'est pas uniformément répartie autour de son centre de rotation. La fréquence de balourd statique est généralement égale à la fréquence de rotation du rotor ($1f_r$ la vitesse de rotation), (Figure I.13).

$$f_{bs} = 1 \cdot f_r \quad (I.1)$$

Avec :

f_{bs} : fréquence de balourd statique,

f_r : fréquence de rotation.

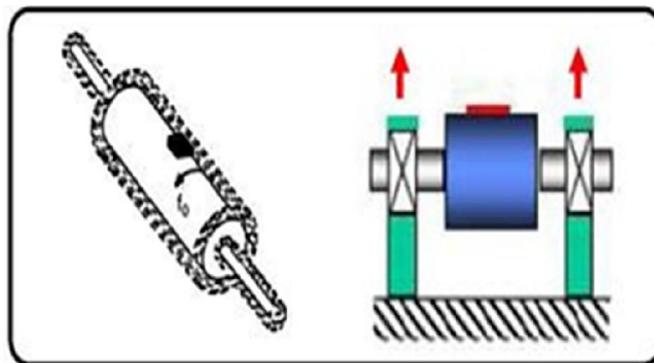


Figure 1.13 : Balourd statique.

b) Balourd dynamique :

Le balourd dynamique se produit lorsque le centre de gravité du rotor n'est pas aligné avec son axe de rotation. Cela peut être dû à des déséquilibres dans les composants du rotor ou à des variations dans la distribution de masse. La fréquence de balourd dynamique est généralement représentée par des harmoniques de la fréquence de rotation du rotor ($1fr$, $2fr$, $3fr$, etc. la vitesse de rotation), (Figure I.14).

$$f_{bd} = 1f_r, 2f_r, 3f_r \quad (I.2)$$

Avec :

f_{bd} : fréquence de balourd dynamique,

f_r : fréquence de rotation.

I.6.1.2. Balourd thermique :

Le défaut de balourd thermique se produit lorsque la température n'est pas uniformément répartie à travers le rotor de la turbine, ce qui peut entraîner des variations de masse et des déséquilibres. Ces déséquilibres peuvent être associés à des fréquences spectrales spécifiques, similaires aux défauts de balourd mécanique. [6]

I.6.2. Défaut d'alignement :

Les défauts d'alignement se produisent lorsque les composants rotatifs ne sont pas correctement alignés les uns par rapport aux autres. Voici quelques types courants de défauts d'alignement et leurs fréquences spectrales associées :

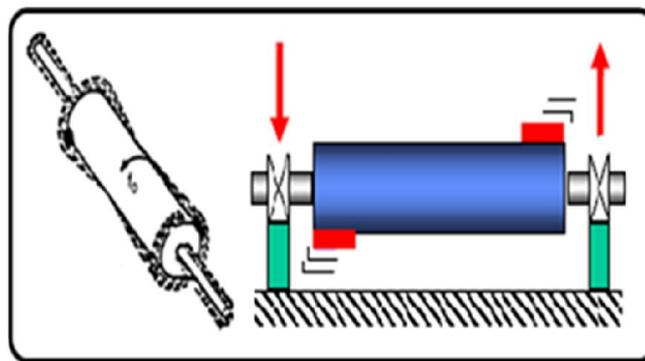


Figure 1.14 : Balourd dynamique.

a) Défaut d'alignement radial :

Ce défaut se produit lorsque le centre de gravité du rotor n'est pas aligné correctement par rapport à l'axe radial de la turbine. La fréquence de défaut d'alignement radial peut être représentée par des harmoniques de la fréquence de rotation du rotor ($2fr$, $3fr$, etc. la vitesse de rotation), (Figure I.15-a).

$$f_{ar} = 2f_r, 3f_r \quad (I.3)$$

Avec :

f_{ar} : fréquence d'alignement radial,

f_r : fréquence de rotation.

b) Défaut d'alignement angulaire (axial) :

Ce type de défaut se produit lorsque deux composants rotatifs ne sont pas alignés correctement selon un angle spécifique. La fréquence de défaut d'alignement angulaire peut également être représentée par des harmoniques de la fréquence correspondent à l'ordre 2 ou 3 de la fréquence de rotation (parfois à l'ordre 1) et dont les amplitudes (exprimées en accélération) sont supérieures à celles des composantes radiales correspondantes (Figure I.15-b).

c) Défaut de flexion d'arbre :

Ce type de défaut se manifeste par des déformations permanentes ou cycliques de l'arbre. Sa fréquence spectrale associée est similaire à celle des défauts d'alignement angulaire (Figure I.15-c).

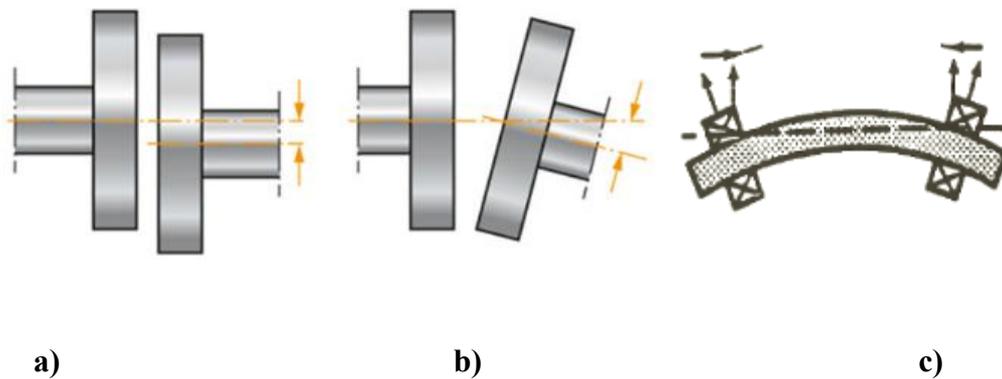


Figure I.15 : Défaut d'alignement : (a) Défaut d'alignement radial, (b) Défaut d'alignement angulaire, (c) Défaut de flexion d'arbre.

I.6.3. Dégradation de l'accouplement :

Le défaut de l'accouplement se caractérise par des désalignements ou des déformations au niveau de l'interface entre les composants de l'accouplement, ce qui peut engendrer des chocs plus ou moins violents lors du passage du défaut à chaque tour. La fréquence spectrale associée correspond généralement à la fréquence de rotation multipliée par le nombre d'éléments entraînants, tels que des doigts, des cannelures, etc.

$$f_{ac} = Nf_r \quad (\text{I.4})$$

Avec :

f_{ac} : fréquence défaut d'accouplement,

f_r : fréquence de rotation,

N : nombre d'éléments entraînants.

I.6.4. Défaut des engrenages:

Un engrenage est constitué de deux roues dentées s'engrenant l'une avec l'autre, ce qui permet de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. La fréquence d'engrènement f_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents (Figure I.16).

$$f_e = f_1 \cdot z_1 = f_2 \cdot z_2$$

(I.5)

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.

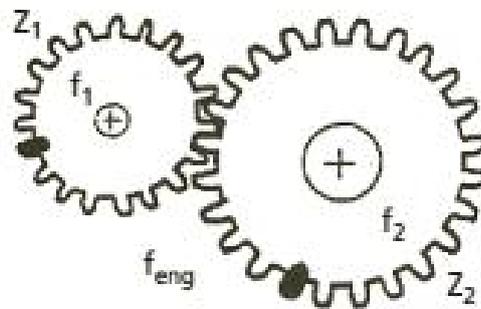


Figure I.16 : Défaut des engrenages.

I.6.5. Passage des ailettes :

La fréquence de passage des aubes d'une turbine correspond au produit de la fréquence de rotation par le nombre d'aubes.

$$f_{aub} = Nf_r$$

(I.6)

Avec :

f_{aub} : fréquence passage des aubes,

f_r : fréquence de rotation,

N : nombre d'aubes.

I.6.6. Défaut d'instabilité d'arbre (tournoiement et fouettement d'huile) :

Le défaut d'instabilité d'arbre se manifeste par des phénomènes de tournoiement et de fouettement d'huile. Le tournoiement d'arbre se produit lorsque l'arbre de la turbine subit des vibrations de flexion dans un plan perpendiculaire à son axe de rotation. Ces vibrations peuvent être causées par des déséquilibres, des forces aérodynamiques ou des résonances structurelles. Le tournoiement peut entraîner une détérioration des paliers et des problèmes de fiabilité de la turbine. Le fouettement d'huile se produit lorsque les paliers lubrifiés à l'huile ne parviennent pas à maintenir un film d'huile adéquat entre l'arbre et le palier. Cela peut entraîner un contact métal-sur-métal entre l'arbre et le palier, provoquant une usure prématurée et des dommages aux composants.

Il se manifeste à la moitié de la fréquence de rotation de l'arbre ($f_r/2$). En réalité, en raison des frottements de l'huile sur les surfaces d'écoulement, la fréquence de tourbillonnement sera légèrement inférieure :

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

I.6.7. Défauts induits par un desserrage :

L'image vibratoire induite par un desserrage ou par une fissuration d'ancrage ou de bâti est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence peut également correspondre à l'ordre 1 de la fréquence de rotation.

I.6.8. Excitation de fréquences propres de structure (résonances) :

Tout corps solide présente de nombreuses fréquences qui lui sont propres (fréquences de suspension et fréquences des différents modes de déformation des éléments le constituant) et qui, lorsqu'elles viennent en coïncidence avec la fréquence d'un exciteur (balourd ou

désalignement résiduels, fréquence de passage des pales, fréquence d'engrènement...), entrent en résonance. Ces résonances se traduisent par des amplitudes très élevées pour les composantes dont les fréquences sont en coïncidence et elles peuvent entraîner la destruction rapide de l'équipement si l'amortissement du mode excité est trop faible.

I.6.9. Phénomène de RUN-OUT :

Le phénomène de "Run-Out" se réfère à une condition où la surface d'une pièce, généralement un rotor ou un arbre, présente des variations ou des irrégularités géométriques lorsqu'elle est en rotation. Ces variations peuvent être causées par plusieurs facteurs, notamment des défauts de fabrication, des dommages mécaniques, des déséquilibres ou des contraintes thermiques.

I.6.10. Vibrations transmises à l'environnement :

Les vibrations se propagent souvent à travers le sol, les structures environnantes et l'air, et peuvent être ressenties à des distances importantes de la source. Elles peuvent également être transmises à d'autres équipements ou infrastructures voisins, entraînant des perturbations et des dommages aux structures environnantes. [7 ,8]

I.7. Conclusion :

Les informations concernant la turbine à gaz, mentionnées précédemment, nous ont été fournies par l'unité de production électrique Oumache et ont été référencées dans plusieurs sources bibliographiques. Leur utilité dans l'enrichissement des connaissances sur le domaine de la turbine à gaz a été significative. Le prochain chapitre se consacre à la turbine à gaz de type Siemens, fabriquée en Allemagne, ainsi qu'à son site d'implantation à Oumache.



Chapitre II
Notion d'analyse vibratoire

II.1. Introduction :

Toutes les machines en fonctionnement génèrent des vibrations, résultant des forces dynamiques engendrées par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations. L'analyse des vibrations des machines permet de diagnostiquer leur état de fonctionnement et de mettre en place des stratégies de maintenance prédictive. La mesure des vibrations est l'outil le plus efficace pour détecter précocement les défauts des machines, bien avant que des signes tels qu'un échauffement ou une augmentation significative des usures ne deviennent apparents. En effet, l'analyse des signaux vibratoires fournit des informations sur les processus de dégradation internes.[9]

II.2. Notions fondamentales et types des vibrations :

- **VIBRATIONS ?**

Chaque machine en marche engendre un niveau de vibration dû à ses mouvements rotatifs ou linéaires. Des niveaux de vibration modérés sont considérés comme normaux dans l'environnement. Cependant, des niveaux plus élevés ou une tendance à leur augmentation peuvent signaler un dysfonctionnement.

- **QUELLE EST LA DEFINITION D'UNE VIBRATION ?**

Une vibration se réfère à la fluctuation temporelle d'une grandeur quelconque. De nombreux exemples, qu'ils soient naturels ou artificiels, illustrent ce phénomène de mouvement alternatif autour d'une position de repos.

II.2.1. Naissance d'une vibration :

L'origine d'une vibration se manifeste lorsque la masse est déplacée de sa position d'équilibre vers une position maximale ou minimale, comme illustré dans l'exemple de la figure (II.1). En supposant qu'il n'y a pas d'amortissement, la masse oscillera de manière continue entre ses positions maximale et minimale.

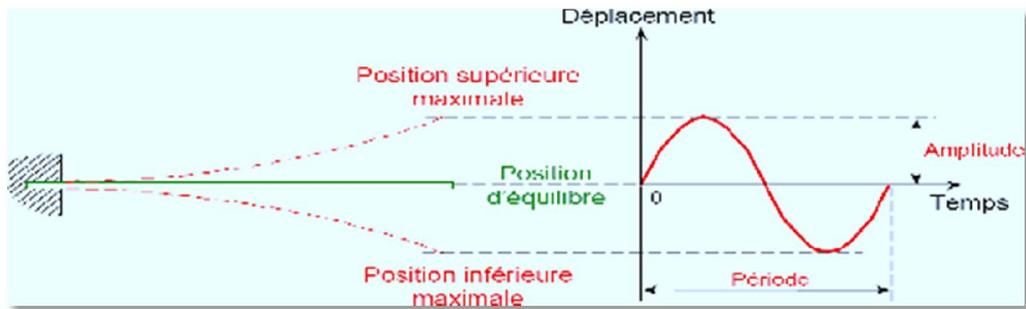


Figure II.1 : Naissance d'une vibration. [17]

II.2.2. Les correspondances : déplacement, vitesse, accélération amplitude, fréquence :

- **Déplacement :**

On peut écrire l'équation de la variation du déplacement en fonction du temps, de la manière suivante :

$$X(t) = A \sin(\omega t) \tag{II.1}$$

- X : Déplacement.
- t : temps.
- A : amplitude.
- ω : pulsation ou vitesse angulaire (rad/s).

La période de ce mouvement (ici égale à un tour du rotor) est notée T ; elle est exprimée en secondes (s). L'inverse de la période, c'est-à-dire la fréquence est notée f, et est exprimée en Hertz (Hz). Nous vous rappelons que ω , T et f sont liés par les relations :

$$f = 1/T ; \omega = 2\pi f = 2\pi/T \tag{II.2}$$

- **Vitesse :**

La vitesse du mouvement vibratoire correspond à la variation de son déplacement pour une unité de temps. Mathématiquement, la vitesse notée v est la dérivée du déplacement par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dA \sin(\omega t)}{dt} = A \omega \cos(\omega t) \tag{II.3}$$

- **Accélération :**

L'accélération est une variation de vitesse par unité de temps. Mathématiquement, l'accélération notée γ est la dérivée de la vitesse par rapport au temps. Elle s'écrit :

$$\gamma = \frac{dv}{dt} = \frac{d(A\omega \cos(\omega(t)))}{dt} = -\omega x \omega A \sin \omega(t) \quad (\text{II.4})$$

- **Amplitude :**

L'amplitude (A) est le déplacement maximal par rapport à la position d'équilibre, ou encore la vitesse ou l'accélération maximale, selon le capteur de vibrations utilisé. Pour simplifier, nous ne tiendrons compte que du déplacement. Dans ce cas, l'unité utilisée habituellement pour mesurer l'amplitude des vibrations est le micromètre (1 μm) : 1 $\mu\text{m} = 10^{-6}$ m.

- **Fréquence :**

La fréquence (f) est le nombre de cycles de vibration par unité de temps. L'unité de fréquence est l'hertz (Hz), soit un cycle par seconde. Comme la vitesse de rotation des machines tournantes est exprimée en tours par minute (T/M), la fréquence des vibrations auxquelles celles-ci sont soumises est communément exprimée en cycles par minute (C/M). Comme une minute compte 60 secondes, 1 Hz = 60 C/M.

- **Fréquence d'excitation et fréquence propre :**

La fréquence d'excitation correspond à la fréquence à laquelle un objet vibre en réponse à une force répétée. Lorsqu'une force d'excitation répétée est appliquée sur un objet, celui-ci vibre à la même fréquence que cette force. Ces vibrations sont désignées sous le nom de vibrations forcées. La fréquence propre, quant à elle, est la fréquence à laquelle un objet vibre après la suppression de l'impulsion initiale, lui permettant ainsi d'osciller librement. Ces vibrations, connues sous le nom de vibrations libres ou naturelles, se produisent sans l'influence d'une force extérieure. En pratique, en raison du frottement et du transfert d'énergie aux objets environnants, l'amplitude des vibrations libres diminue progressivement jusqu'à ce que l'objet finisse par s'immobiliser. Un exemple classique de vibrations naturelles est celui d'une corde de guitare lorsqu'elle est pincée. Dans un contexte industriel, un exemple courant de vibrations naturelles est la tuyauterie d'une centrale qui vibre après un coup de bélier.[10]

II.2.3. Facteurs ayant une incidence sur les fréquences propres :

- **Amortissement :**

L'amortissement des vibrations est la dissipation de l'énergie mécanique d'un objet vibrant. Dans le cas des vibrations libres, l'amortissement réduit à zéro l'amplitude des vibrations. Cette réduction est habituellement progressive. Si l'amortissement est suffisamment élevé, les vibrations libres cesseront même avant que le premier cycle ne soit complété. Dans les cas extrêmes, l'objet ne retournera même pas à sa position d'équilibre initiale après avoir été déplacé. Dans le cas des vibrations forcées, l'amortissement a pour effet d'absorber l'énergie mécanique produite par la force d'excitation exercée sur l'objet. L'amplitude des vibrations se stabilise à une valeur à laquelle l'énergie produite est égale à l'énergie absorbée. En conséquence, plus l'amortissement est élevé, plus l'amplitude est faible.

- **Résonance :**

La résonance survient lorsque la fréquence d'excitation correspond à l'une des fréquences propres d'un système. Ce phénomène est potentiellement dangereux car il peut entraîner des vibrations excessives. Lorsqu'un objet est en résonance, l'amplitude des vibrations augmente car la résistance aux vibrations offerte par l'objet est minimale à ce moment-là. Dans les installations industrielles telles que les centrales, la résonance peut parfois se produire dans des équipements tels que les machines rotatives, les tuyaux et les tubes des échangeurs de chaleur.

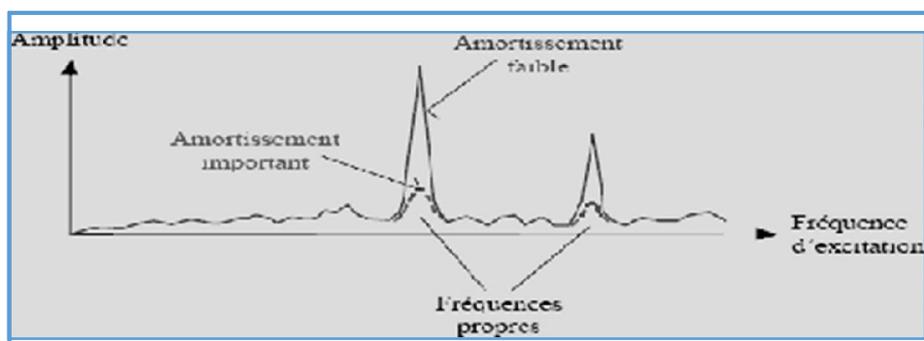


Figure II.2 : Facteurs ayant une incidence sur les fréquences propres.

[17]

• **Vitesse critique :**

La notion de vitesse critique s'applique principalement aux machines tournantes, en particulier à leur composant principal, le rotor. La vitesse critique d'une machine tournante est la vitesse à laquelle l'une des fréquences propres de l'ensemble rotor-palier-socle est égale à la fréquence d'excitation correspondant à la vitesse de rotation de la machine. L'utilisation du terme "ensemble rotor-palier-socle" souligne que les fréquences propres du rotor dépendent de la rigidité de ses supports. La mention de la vitesse de rotation dans cette définition est pertinente car de nombreux problèmes dans les machines tournantes se traduisent par des vibrations forcées à une fréquence égale à la vitesse de rotation de ces machines. Par exemple, un déséquilibre dans un arbre crée une force qui oscille à la vitesse de rotation de l'arbre. Ainsi, le phénomène de résonance se produit lorsque la vitesse de rotation est approximativement égale à l'une des fréquences propres de l'ensemble rotor-palier-socle, c'est-à-dire lorsque la machine tourne à sa vitesse critique. La résonance amplifie les vibrations, en particulier si l'amortissement est faible. Le fabricant spécifie habituellement la plage des vitesses critiques, mais pas toujours dans le cas des petites machines. Cependant, les vitesses critiques peuvent varier selon les conditions de fonctionnement, notamment par suite d'une modification de la rigidité des supports du rotor. Les supports se composent des paliers et de leurs carters, soit le film d'huile dans les paliers dans le cas de paliers lisses. La modification de la rigidité des supports peut être attribuable à divers facteurs, par exemple :

- une variation de la température de l'huile peut avoir un effet sur l'épaisseur du film d'huile et par conséquent sur sa rigidité.
- les boulons maintenant le palier peuvent se desserrer.
- le carter du palier ou le socle peuvent se fissurer.[2]

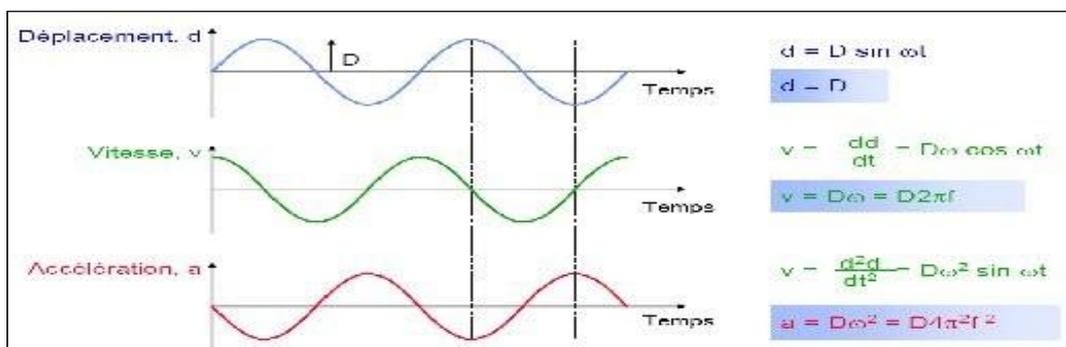


Figure II.3 : Conversion déplacement-accélération. [17]

II.2.4. Les méthodes d'analyse des vibrations :

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les roulements. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

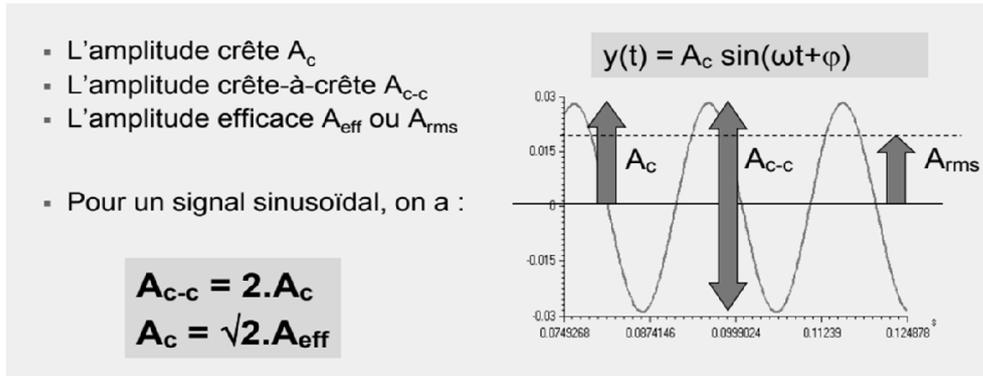


Figure II.4: Les différents outils d'analyse vibratoire. [11]

II.2.4.1. Les méthodes temporelles :

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

- **La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) :**

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^e x(n)^2} \tag{II.5}$$

Où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, N représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure même des machines [10].

- **Les indicateurs crêtes :**

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionsnelles telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer principalement :

Le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace [10].

$$\text{Facteur crête} = \frac{\text{valeur crête}}{\text{valeur efficace}} \tag{II.6}$$

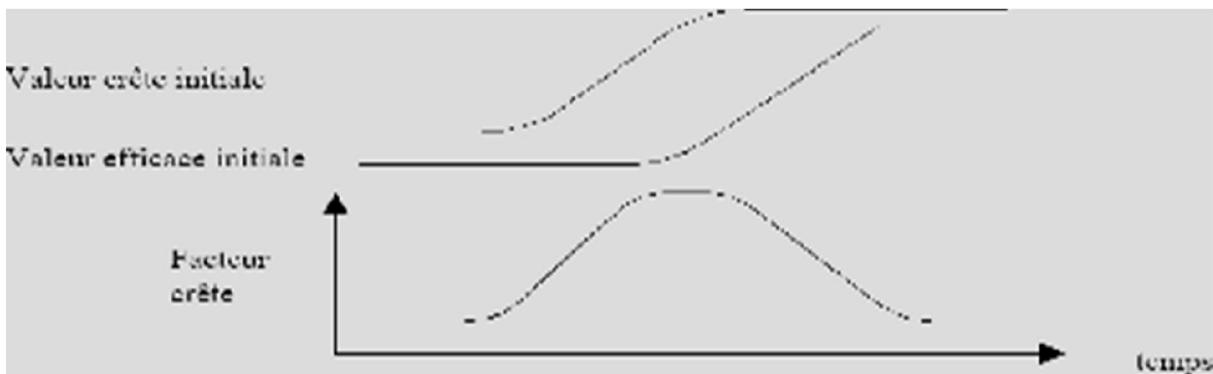


Figure II.5 : Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête.

[11]

Tableau II.1 : Nature des vibrations et facteur de crête.

Nature des vibrations	Facteur de crête	Causes possibles
-Périodique de type sinusoïdal. -Ou complexe -Ou de type (bruit de fond).	1.5 à 2.5	-Balourd -Désalignement
-Aléatoire impulsionnel	3 à 4	-Roulement en bon état
-Périodique impulsionnel	>4	-Roulement écaillé

II.2.4.2. Les méthodes fréquentielles :

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

- **Le spectre (L'analyse en fréquence) :**

L'analyse en fréquence est devenue l'outil principal pour le traitement des signaux vibratoires. Elle repose sur la transformée de Fourier, qui permet de convertir un signal du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de visualiser le contenu spectral d'énergie ou de puissance présent dans le signal à différentes fréquences, ce qui permet de détecter la présence de défauts générant des chocs périodiques à des fréquences spécifiques. En comparant ces fréquences avec celles des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement, il est possible de localiser ces défauts. Dans la pratique, la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) est souvent utilisée sur des signaux numérisés pour effectuer cette analyse de fréquence.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (\text{II.7})$$

Où $X(f)$ est la transformée de Fourier, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (\text{II.8})$$

Où $X(K\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide, t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel, n est le numéro de l'échantillon, k est le numéro de la ligne fréquentielle, Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles, N est le nombre d'échantillons prélevés.

• L'analyse d'enveloppe :

L'analyse d'enveloppe est une méthode utilisée pour détecter des chocs périodiques en exploitant les résonances de la structure. Par exemple, des défauts tels que les écaillages de roulement peuvent générer des harmoniques qui excitent les modes de résonance de la structure. Cette technique repose sur l'étude du signal enveloppe, qui est obtenu en utilisant la transformée de Hilbert après avoir filtré le signal dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de la structure. En isolant ces fréquences de résonance, l'analyse d'enveloppe permet de mettre en évidence les chocs périodiques associés à des défauts spécifiques, ce qui facilite leur détection et leur diagnostic [11].

II.3. Capteur de vibration :

Les capteurs de vibrations sont des dispositifs utilisés pour mesurer les trois grandeurs essentielles en technique vibratoire : le déplacement, la vitesse et l'accélération. Ces grandeurs peuvent être appréhendées à l'aide de différents principes, dont les principaux sont les suivants :

- Pour mesurer le déplacement, on utilise souvent le principe des courants de Foucault.
- Pour mesurer la vitesse, le principe électrodynamique est couramment employé.
- Pour mesurer l'accélération, le principe piézo-électrique est souvent utilisé.

Ces différents principes ont tous pour objectif de convertir une vibration mécanique en un signal électrique.

Il existe deux types de capteurs : les capteurs actifs et les capteurs passifs. Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation électrique externe pour fonctionner, tandis que les capteurs passifs dépendent d'une source d'énergie auxiliaire pour opérer efficacement [3].

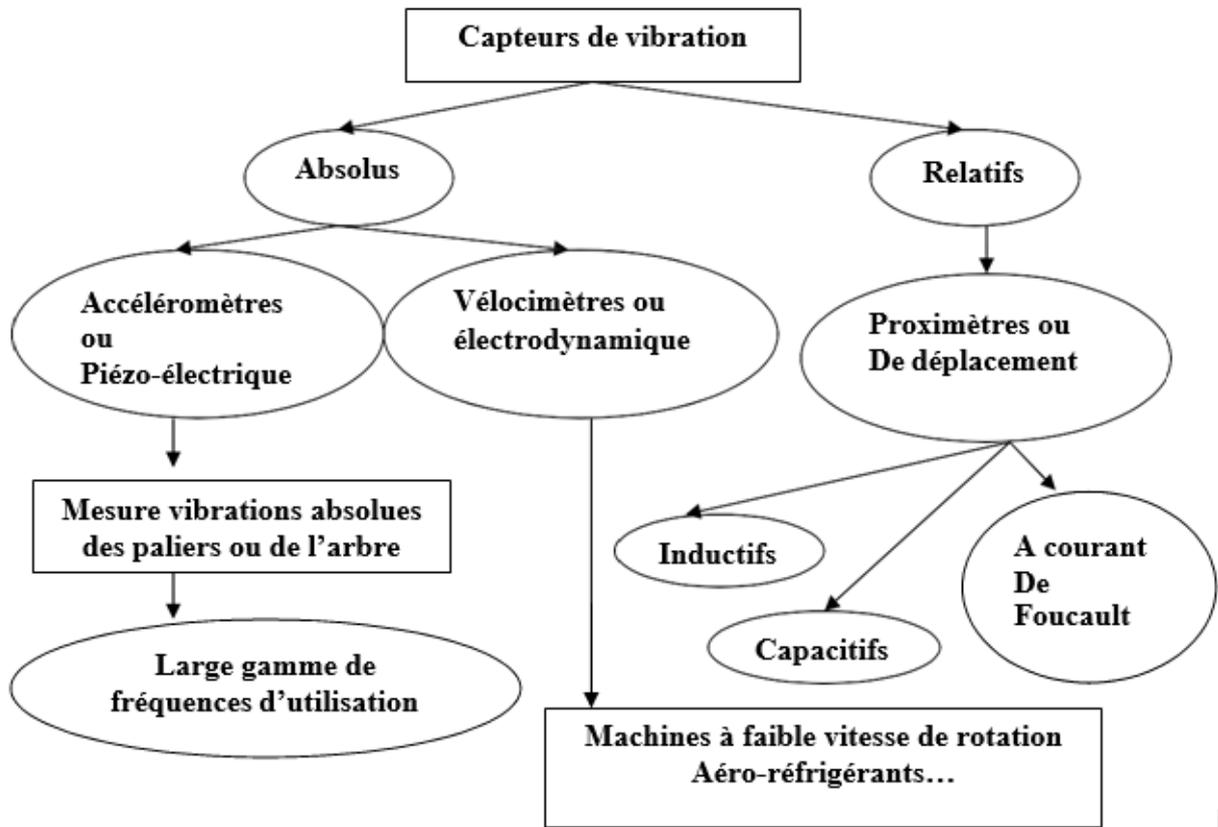


Figure II.6 : Capteurs de vibration.

II.3.1. Capteurs de déplacement :

Il existe en effet des capteurs : (Inductifs, Capacitifs et à courants de Foucault) C'est ce dernier principe qui s'est imposé dans le monde entier.

- **Plage de fréquence :**

Le principe de mesure à courants de Foucault présente généralement une plage de réponse en fréquence allant de 0 à 10000 Hz. La fréquence de 0 Hz correspond à une mesure statique : par exemple, la position axiale d'un arbre par rapport aux butées. La limite supérieure de 10000 Hz autorise, entre autres, la mesure dynamique des harmoniques d'ordre élevé de la fréquence de rotation.



Figure .II.7 : Capteurs de déplacement.

• **Mesure des déplacements d'après le principe des courants de Foucault :**

Ces chaînes sont constituées de deux parties essentielles :

- le capteur
- le conditionneur (oscillateur démodulateur)

Le capteur est constitué d'une bobine et d'un câble de raccordement. Ce câble, pour des raisons d'ordre pratique, présente le plus souvent un (connecteur).

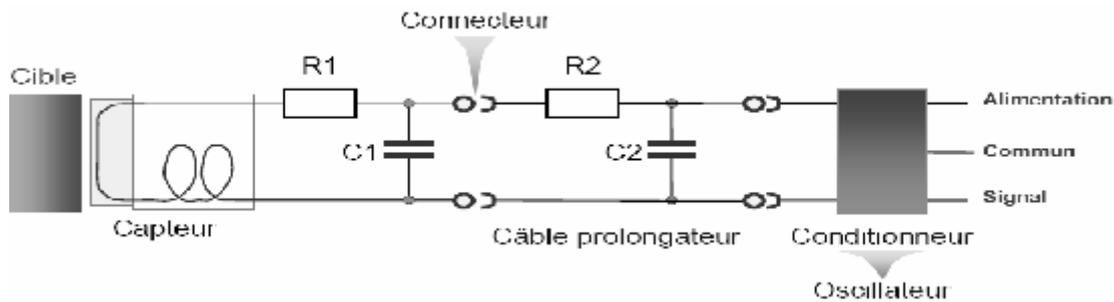


Figure II.8 : schéma d'une chaîne de mesure à courants de Foucault. [11]

La bobine et le conditionneur forment ensemble un circuit électronique oscillant. La figure montre clairement que le câble du capteur aussi bien que le câble prolongateur sont des composants forcés du circuit oscillant. Une modification de la longueur totale de ces câbles conduit automatiquement à une variation de ses paramètres électriques : résistance et capacité. C'est pour cette raison que les longueurs de câble sont ajustées à une à des valeurs bien précises, et qu'elles ne doivent jamais être retouchées par la suite.

Le circuit oscillant crée un champ magnétique alternatif dans la bobine du capteur. D'après le principe d'induction, il se crée alors des courants de Foucault dans un corps conducteur que l'on approche du capteur. Ces courants de Foucault agissent à leur tour sur la bobine par l'intermédiaire du champ magnétique et consomment ainsi de l'énergie électrique. Cette transformation d'énergie est d'autant plus importante que le corps métallique est proche de la bobine et que sa susceptibilité magnétique est élevée.

Elle se traduit alors dans le conditionneur par une diminution de la tension. Cet effet est démodulé dans le conditionneur et transformé en un signal de mesure proportionnel à la distance objet/bobine. La sensibilité la plus utilisée est de 8 mV/ μm .

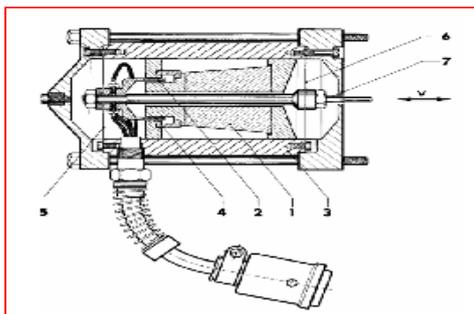
II.3.2. Capteurs de vitesse (vélocimétries) :

C'est un capteur électrodynamique, auto générateur d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine. Le mouvement de la pièce métallique dans les spires

provoque une variation de flux, donc une induction de courant dans la bobine. Parmi tous les systèmes physiquement susceptibles de mesurer une vitesse de vibration, le principe électrodynamique est le plus robuste et le plus facile à mettre en œuvre. Par ailleurs, il est particulièrement adapté aux machines à faible vitesse de rotation (par exemple les aéroréfrigérants...).

• **Plage de fréquence :**

Les plages de travail en fréquence des différents capteurs sont fonction de leurs caractéristiques. Les plages typiques sans linéarisation sont : 8 à 2000 Hz et 20 à 2000 Hz.



- 1 : Aimant permanent
- 2 : Entrefer
- 3 : Boîtier
- 4 : Bobine
- 5 & 6 : Membranes
- 7 : Tige

Figure II.9 : vélocimètre fonctionnant selon le principe électrodynamique.

Un aimant permanent (1) génère une induction magnétique constante B. Les lignes de champ se referment par l'intermédiaire du boîtier (3). Une bobine (4) suspendue par des membranes (5) et (6) peut se déplacer dans la direction des lignes de champ. Une force électromotrice (f_{em}) d'induction e est alors générée, qui est le produit de la vitesse v de vibration, de l'induction magnétique B et de la longueur l de l'enroulement (figure 4) : $e=B.l.v$ et pour B et l constantes ($B .l = k$) : $e=k.v$.La f_{em} d'induction est proportionnelle à la vitesse de vibration.

II.3.3. Capteurs d'accélération (accéléromètres) :

Les qualités des accéléromètres sont nombreuses : coût modéré, résistance aux chocs et à l'environnement, fonctionnement autonome. Une caractéristique de l'accéléromètre est sa très grande dynamique, c'est à dire sa capacité à détecter simultanément des phénomènes de très grande et de très faible amplitude.

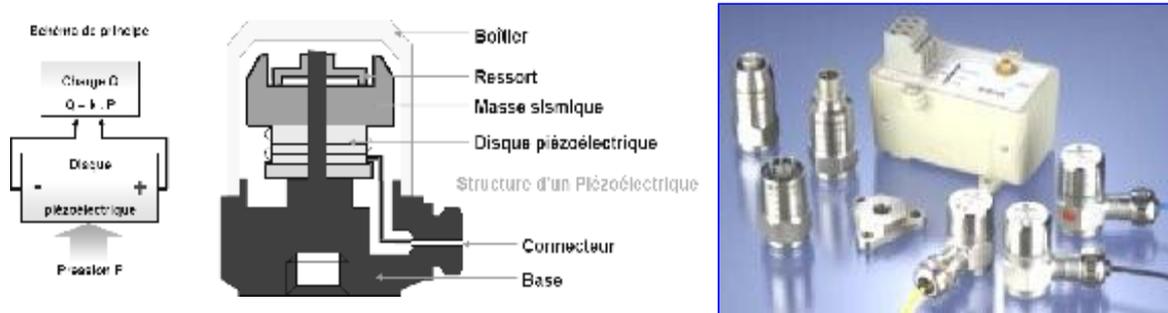


Figure II.10 : Capteurs d'accélération (accéléromètres).[12]

- **L'effet piézo-électrique :**

Les éléments actifs de ce type de capteur sont des disques de cristal piézo-électrique présentant la propriété de transformer une sollicitation mécanique (pression ou cisaillement) en charges électriques. Ces disques sont pris entre deux masses relativement importantes par l'intermédiaire d'un ressort de tarage élevé. Lorsque le capteur est soumis à une vibration, les masses exercent une pression alternative sur les disques qui, grâce à leur effet piézo-électrique, créent une variation de charge électrique proportionnelle à la force appliquée et donc à l'accélération des masses.

$$Q = k P \tag{II.10}$$

$$P = F/S \tag{II.11}$$

$$F = M a \Rightarrow Q = K a \tag{II.12}$$

Avec :

Q : Charge électrique générée par l'effet piézo-électrique [pC]

P : Pression exercée sur la céramique [N/m²]

F : Force exercée sur la céramique [N]

S : Surface de contact entre la masse sismique et la céramique [m²]

M : Masse sismique [kg]

a : Accélération du capteur [m/s²]

k : Constante [pC/N/m²]

K : Facteur de transmission [pC/m/s²] . [12]

II.3.4. Capteurs de référence de phase :

Ces capteurs trouvent leur application en équilibrage, en recherche de résonances et en surveillance des machines. Le capteur de référence de phase est une cellule photo-électrique ou un capteur sans contact qui détecte un top par tour. Le signal original fourni par le capteur de vibration est filtré à la fréquence mesurée par le capteur de référence. La phase correspond à la portion de la circonférence du rotor qui a défilé entre le moment où le top passe devant le capteur de référence (filtre suiveur) et le moment où la sinusoïde est à son maximum.[12]

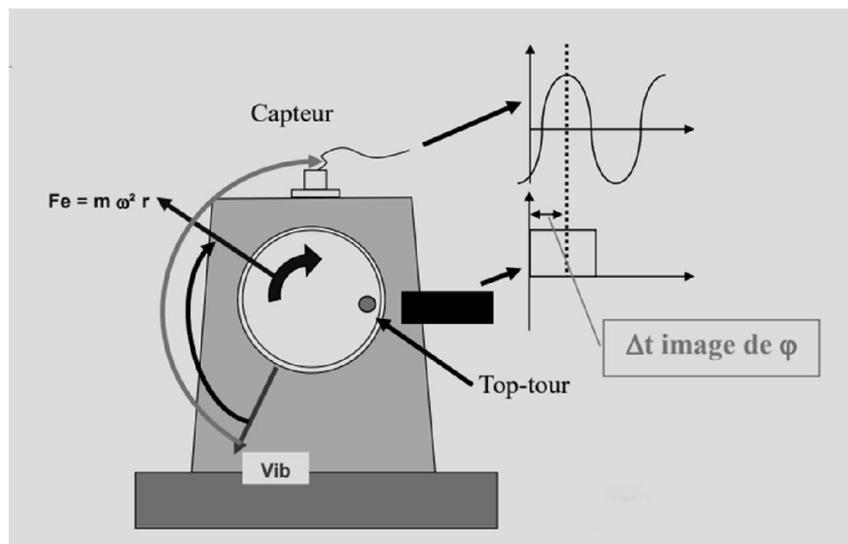


Figure II.11 : Capteurs de référence de phase.

II.4.Détermination pratique des seuils :

Une mesure de vibrations doit être considérée comme relative. En effet, elle n'a aucune signification lorsqu'elle est isolée. Elle n'est que le résultat des forces émises par les différents éléments de la machine pondérées par la fonction de transfert des liaisons (roulements, film d'huile, film d'air, boulons, supports élastiques, ressorts, etc.) .Il faut donc définir des méthodes qui permettront de déterminer des seuils "d'avertissement" et "d'arrêt", avec une bonne probabilité de réussite. Le seuil d'avertissement est également appelé niveau d'alarme.[10]

II.4.1.Méthode du relevé global :

Cette méthode consiste à relever les mesures globales sur une machine lorsqu'elle est réputée fonctionner de manière satisfaisante (rendement, consommations, disponibilité, ...). Cet état est dit "de référence". Dans la pratique, le seuil d'alarme est généralement fixé à 8 dB (rapport 2,5) au-dessus du niveau de référence. De même, le seuil d'arrêt est généralement fixé à 8 dB (rapport 2,5) au-dessus du niveau d'alarme.

Cette méthode pourra être utilisée lorsque les défauts à surveiller émettent des vibrations très importantes, comme le balourd ou les défauts de lignage.

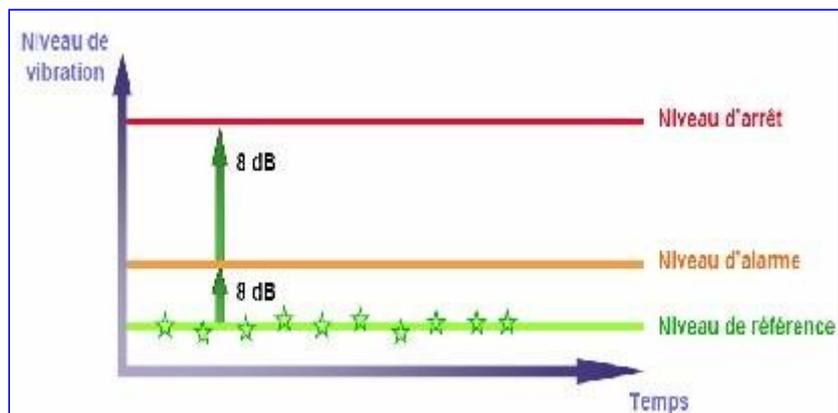


Figure II.12 : détermination des seuils par la méthode du relevé global.[10]

II.4.2.Méthode de l'analyse spectrale :

Cette méthode met en œuvre un analyseur en lieu et place d'un vibromètre. Les seuils d'alarme et d'arrêt sont déterminés selon la même méthode que précédemment, sur le spectre

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

II.5. Seuils de jugement :

La norme propose pour chacun des quatre premiers groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants.

- Bon
- Admissible
- Encore admissible
- Inadmissible

Ces seuils ne sont qu'une proposition basée sur une statistique regroupant de très nombreuses machines de types très différents. Il est de la responsabilité de l'utilisateur d'affiner ces seuils machine par machine, en fonction de leur historique. Ces seuils pourront ainsi être modifiés à la baisse ou à la hausse. La norme ne propose aucun seuil de jugement pour les machines des groupes V et VI, car ils comprennent les machines alternatives, présentant des comportements très variables en fonction du nombre de cylindres, de l'angle entre ces cylindres et du calage des manetons. Ces groupes comprennent également des machines à balourd variable ou des machines construites spécialement pour vibrer. Les seuils de jugement pour les machines des groupes V et VI ne pourront donc être déterminés que par le constructeur ou l'utilisateur.[13]

II.5.1.Choix des seuils vibratoires :

II.5.1.1.Seuils de vitesse vibratoire :

Selon la norme française AFNOR E90-300 l'intensité vibratoire est la plus grande des mesures en vitesse vibratoire efficace dans la gamme de fréquences (10-1000 Hz) sur chaque palier, support et bride dans les trois directions perpendiculaires entre elles (horizontales, verticales et axiales). Cette norme, qui présente une large concordance avec la norme internationale ISO 2372 (International Organisation for Standardisation) et la norme allemande VDI 2056(Verein Deutscher Ingenieure), distingue six groupes de machines. Ces

critères de distinction sont la puissance et les fondations. La norme propose pour chacun des quatre premiers groupes des seuils de jugement qui déterminent les domaines suivants : bon, admissible, encore admissible, inadmissible.

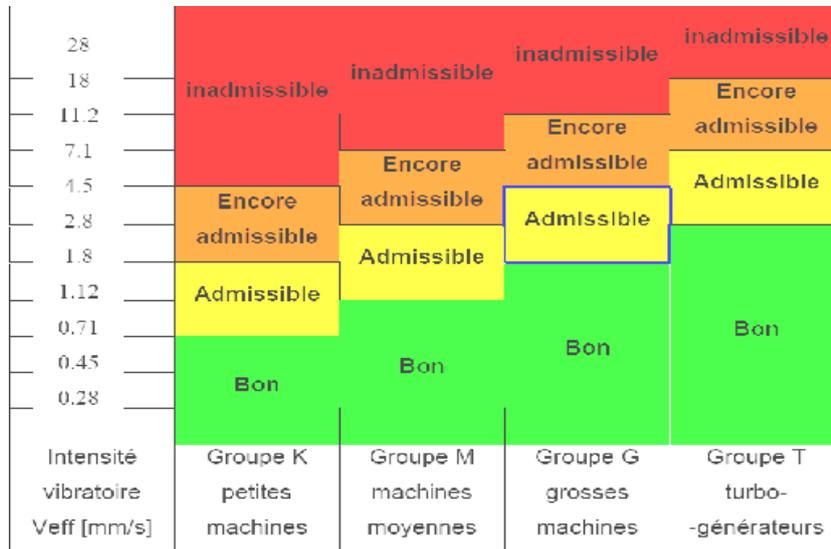


Figure II.13 : normes AFNOR E90-300 ou ISO 2372 [14]

II.5.1.2. Seuils d'accélération :

En haute fréquence, l'unité appropriée est l'accélération et la norme ISO n'est pas adaptée à cette unité. Le tableau ci-dessous est une proposition de niveaux, en fonction de la vitesse de rotation et du diamètre de l'arbre (ou du type de roulement).

Tableau II.2 : Seuils d'accélération [14]

Seuils d'alarme en accélération (g crête) pour les paramètres hauts fréquences

Vitesse								
	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme	Alerte	Alarme
Diamètre de l'arbre en mm								
Φ25	0.06	0.21	0.35	1.1	0.77	2.5	2.1	6.6
Φ100	0.17	0.5	0.9	2.8	2.1	6.4	5.6	17
Φ200	0.3	0.9	1.6	5.0	3.4	10	/	/
Φ400	0.45	1.4	2.4	7.6	/	/	/	/

II.6. Les types de mesure :

II.6.1. Mesure des vibrations absolues de palier :

Il est évident que des rotors légers tournant dans une structure très rigide et très lourde ne produiront que des vibrations de paliers faibles, C'est le cas de la plupart des compresseurs rotatifs. Par contre, les mouvements relatifs de l'arbre par rapport aux paliers lisses seront importants. L'amplitude des vibrations relatives d'arbre sera supérieure aux vibrations absolues de paliers dans un rapport variant entre 10 et 50. Dans ce cas, il conviendra donc de surveiller les premières. Selon la norme AFNOR E 90-300 : “ L'intensité vibratoire est une grandeur caractérisant, de façon simple et globale, l'état vibratoire d'une machine.

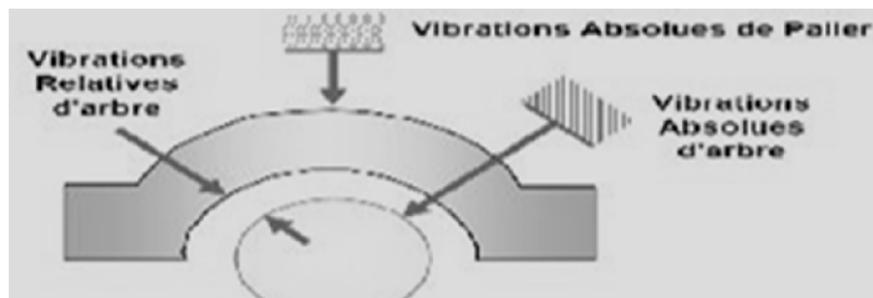


Figure II.14 : Mesures relatives et absolues [15]

II.6.2. Mesure des Vibrations relatives d'arbre :

On entend par vibrations relatives d'arbre les mouvements rapides de l'arbre par rapport à ses paliers. Elles représentent les réactions du rotor aux forces alternatives agissant sur lui. Par exemple, un rotor balourdé est le siège de vibrations d'arbre : son centre de masse se déplace sur une orbite appelée « ORBITE CINÉTIQUE ».

II.7. Technique d'analyse vibratoire turbine simense SGT5 4000F :

II.7. 1. Orbite :

L'orbite cinétique contient toutes les informations concernant les vibrations relatives d'arbre. Afin de les recueillir complètement, on dispose deux capteurs sans contact dans les paliers. Ces capteurs doivent être situés à 90° l'un de l'autre. Dans le cas idéal d'un arbre isotrope ayant son balourd pour seul exciteur de vibrations, l'orbite cinétique, dans n'importe quel plan perpendiculaire à l'axe de rotation, est un cercle parfait. En règle générale, les rotors ne sont pas isotropes, c'est-à-dire qu'ils sont susceptibles de se déformer avec des amplitudes

différentes selon deux directions préférentielles. Leur Orbite cinétique prend alors la forme d'une ellipse. Dans les cas extrêmes d'anisotropie, l'orbite est un segment de droite. La dimension, la forme et la position de l'orbite cinétique varient avec la vitesse de rotation. En général, l'amplitude atteint une valeur maximale à la vitesse critique. Le sens de parcours de l'orbite est, dans la plupart des cas, identique au sens de rotation (sens positif). Le sens négatif se rencontre néanmoins parfois. [16]

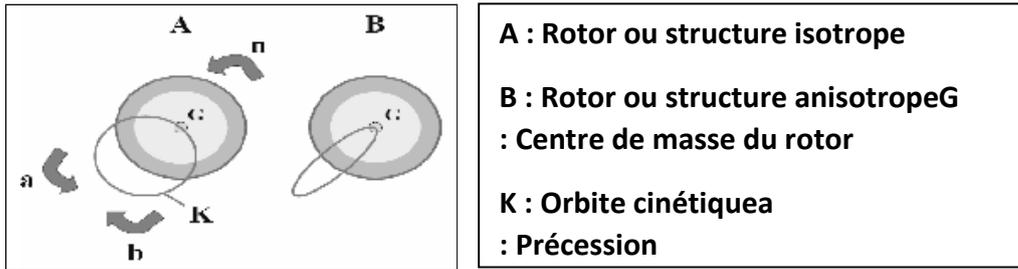


Figure II.15 : différentes orbites cinétiques dues uniquement à un déséquilibre [16]

II.7.1.1.Mesure de l'orbite cinétique :

Actuellement, cette mesure se fait pratiquement exclusivement à l'aide de capteurs sans contact fonctionnant sur le principe des courants de Foucault. Ces capteurs appréhendent toutes les vibrations dont les fréquences se situent entre 0 et 10 000 Hz. Ils sont robustes, résistent à la plupart des agents chimiques et sont étanches aux fluides (huile particulièrement). Ils existent dans de nombreuses exécutions, leur linéarité et leur précision sont importantes, et ils sont compensés en température. Pour mesurer l'orbite cinétique on dispose deux capteurs sans contact dans les paliers. Ces capteurs doivent être situés à 90° l'un de l'autre dans un même plan.

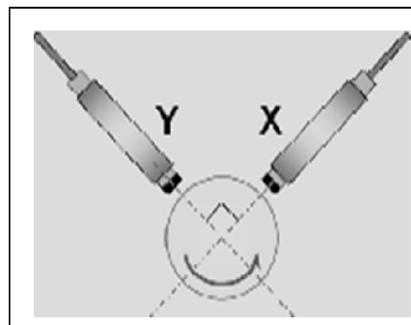


Figure II.16 : montage typique de deux capteurs sans contact permettant de mesurer l'orbite cinétique d'un arbre dans ses paliers [16]

Chaque capteur mesure à chaque instant t l'amplitude S(t) de la vibration dans sa direction de montage propre. L'addition vectorielle des deux signaux donne à chaque moment la valeur instantanée de la vibration réelle et donc, sur un tour d'arbre l'orbite cinétique.

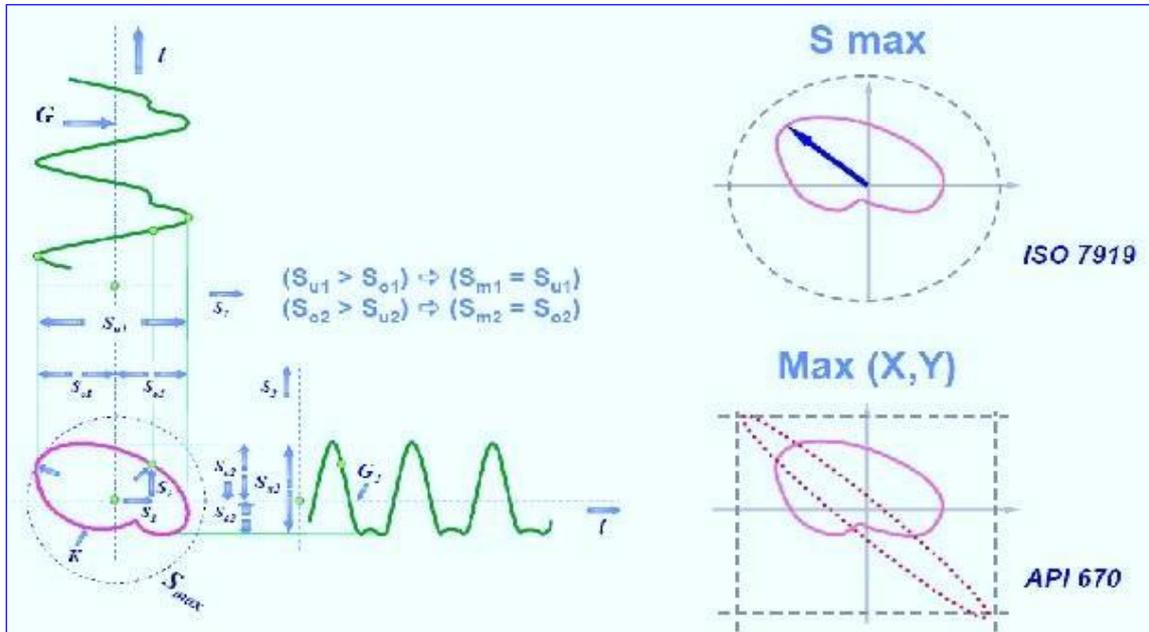


Figure II.17 : orbite cinétique constituée à partir des mesures de deux capteurs montés à 90 l'un de l'autre. Chaque vibration contient deux vibrations harmoniques f et 2f [16]

$$s_K^2(t) = s_1^2(t) + s_2^2(t) \tag{II.13}$$

s1, s2 : Valeurs instantanées

so1, so2 : Valeurs maximales

su1, su2 : Valeurs minimales

scc1, scc2 : Valeurs crête à crête des déplacements vibratoires s1 (t) et s2 (t) dans les directions respectives 1 et 2

sm1, sm2 : Déplacement maximal dans les directions respectives 1 et 2

Sk : Déplacement cinétique instantané

S max : Plus grande valeur des déplacements cinétiques instantanés

K : Orbite cinétique

T : Temps

G1, G2 : Axes des temps

La figure donne des exemples d'orbites cinétiques. Dans le cas le plus simple, l'orbite est une ellipse. Si plusieurs vibrations se combinent, l'orbite est plus ou moins déformée en fonction du spectre de fréquences, Dans les cas extrêmes de vibrations aperiodiques ou aléatoires, l'orbite n'est pas fermée.[16]

II.7.2.Diagramme de Bode :

Le diagramme de Bode est un type de format de données transitoires et consiste en une série de vecteurs de vibration (généralement 1x) **Figure II.18**, tracés en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre dans un système de coordonnées cartésiennes (l'axe des x est la vitesse de rotation, l'axe des y est l'amplitude). Le diagramme de Bode se compose de deux ensembles, l'amplitude par rapport à la vitesse de rotation et la phase par rapport à la vitesse. Tout vecteur de vibration (déplacement, vitesse ou accélération) peut être tracé au format du diagramme de Bode. Les diagrammes de Bode ci-dessus montrent à la fois l'amplitude et la phase d'un signal par rapport à la vitesse. Un keyphasor est nécessaire pour produire un diagramme de Bode. Le diagramme de Bodé est généralement enregistré lors du démarrage et de l'arrêt d'une machine.

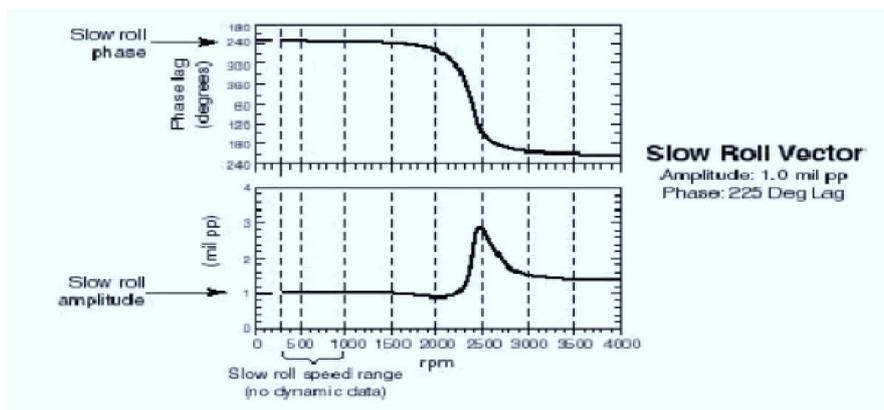


Figure II.18 : Le diagramme de Bode

Les tracés de Bodé présentés ci-dessus montrent à la fois l'amplitude et la phase d'un signal par rapport à la vitesse. Un keyphasor est requis pour produire un tracé de Bodé. Ce dernier est généralement enregistré lors du démarrage et de l'arrêt d'une machine.

Lorsque les données de déplacement sont tracées au format de Bodé, le vecteur de rotation lente est facilement déterminé. La rotation lente peut ensuite être soustraite et seul le signal dynamique sera visualisé. Le tracé de Bodé peut être utilisé pour déterminer le facteur d'amplification synchrone (1x), qui est une mesure de la susceptibilité d'un rotor aux vibrations lorsque la vitesse de rotation est égale à la fréquence naturelle latérale du rotor, c'est-à-dire une mesure de l'amortissement du système. L'une des méthodes utilisées pour mesurer le facteur d'amplification est la méthode de la largeur de bande à demi-puissance .

II.7.3. Diagramme polaire :

Similaire à un tracé de Bodé, un tracé polaire est une série de vecteurs de vibration (généralement 1x) tracés en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre dans un système de coordonnées polaires (r, θ), comme illustré dans la **Figure II.20**. Le rayon est l'amplitude du vecteur et l'angle est l'angle absolu filtré du vecteur. Les étiquettes d'angle indiquent un retard de phase, c'est-à-dire que la rotation de l'angle est opposée à la rotation de l'arbre. Le retard de phase est dû au fait que la force ou l'excitation précède toujours la réponse. Vous n'aurez jamais de réponse avant la force. Il est plus facile de visualiser la réponse dans un tracé polaire car elle est indiquée par le cercle dans le tracé. La compensation d'un tracé polaire pour le vecteur de rotation lente avec une sonde de proximité de déplacement est simple et se fait en ne traduisant que le tracé vers l'origine (0,0).

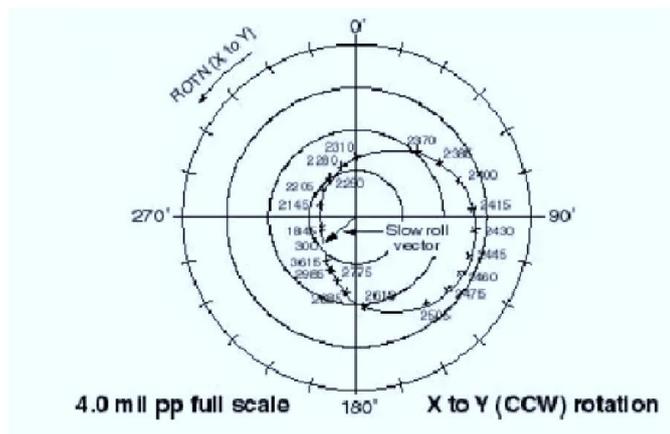


Figure II.19 : Diagramme polaire.

Le tracé polaire est un graphique vectoriel de l'amplitude et de la phase d'une machine enregistrée sur une certaine plage de vitesse. Pour les machines à vitesse fixe, le tracé polaire est enregistré lors du démarrage ou de l'arrêt. La résonance est indiquée par le point où

l'amplitude maximale se produit. La quantité d'amortissement peut être estimée à partir du diamètre du cercle produit par le tracé.

Le tracé polaire peut fournir les informations suivantes :

1. Résonance, vitesse critique
2. Facteur d'amplification
3. Amplitude, phase et fréquence
4. Résonance structurelle et séparation
5. Mode de déformation du rotor

II.7.4. Diagramme en cascade :

Le tracé en cascade ou "cascade plot" est un format de données transitoires. Un tracé en cascade typique peut être observé dans la **Figure II.21**.

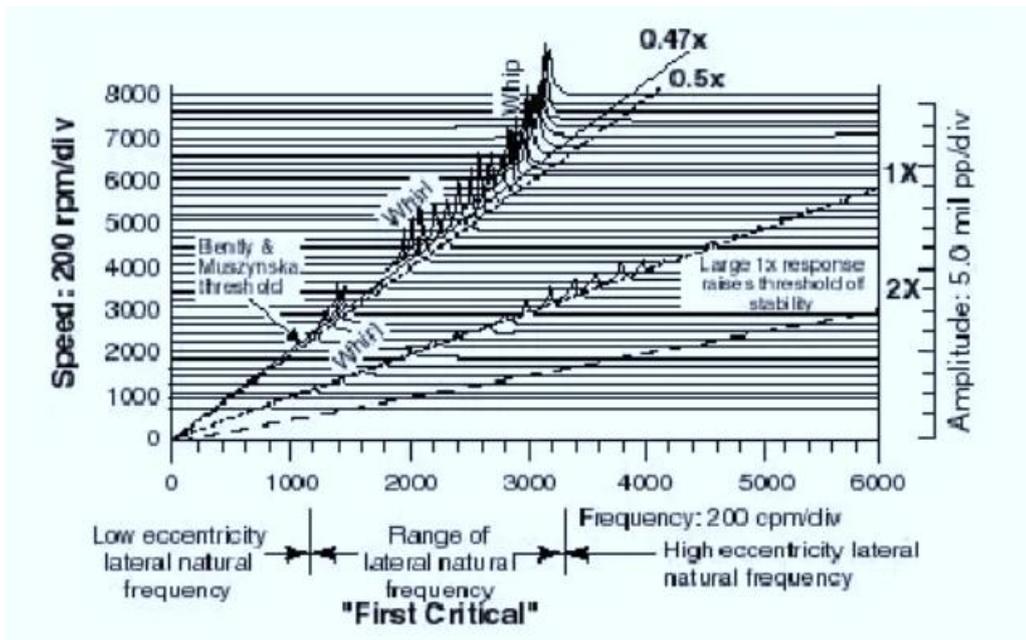


Figure II.20 : Diagramme en cascade.

Le tracé en cascade dans (la Figure II.21) montre une série de spectres transitoires qui ont été enregistrés à des intervalles fixes soit de temps (cascade) soit de vitesse (cascade).

Pour les machines à vitesse fixe, le tracé en cascade est généralement enregistré lors du démarrage ou de l'arrêt. Le tracé en cascade est utile pour voir comment les différentes composantes de vibration changent avec la vitesse ou le temps. À partir des tracés en cascade produits à des incréments fixes de vitesse, les composantes synchrones et non synchrones peuvent être clairement distinguées.

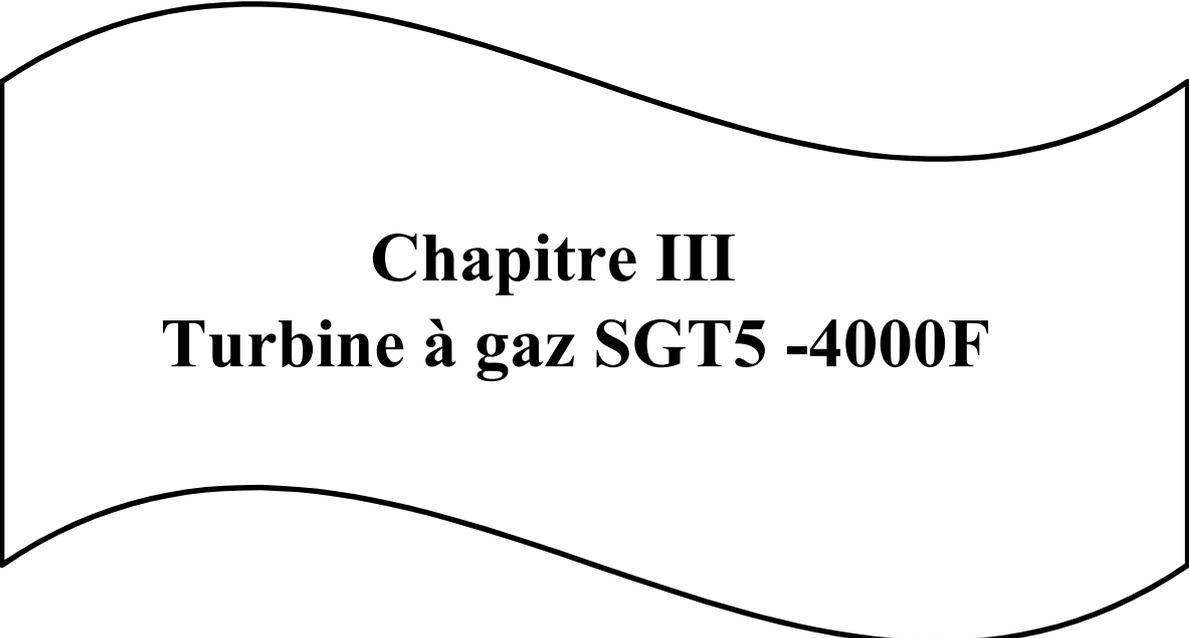
Lors de l'observation d'un tracé en cascade, recherchez trois types de relations : verticale, horizontale et diagonale. La relation verticale montre la fréquence de verrouillage sur la composante de fréquence qui reste fixée à une certaine valeur. Un exemple en est la fréquence de fouet qui se verrouille sur la fréquence critique. La relation horizontale montre les composantes de fréquence à une certaine vitesse. Par exemple, cela peut montrer la vitesse à laquelle le tourbillon commence. La relation diagonale montre le changement de toute fréquence synchrone (liée à une vitesse fixe) par rapport à la vitesse. Si le 1x est observé, la vitesse critique est indiquée par l'amplitude élevée. Lorsque le tracé global par rapport à la vitesse est superposé au tracé de Bodé et qu'il y a une quantité de différences compatible, le tracé en cascade indiquerait l'autre composante de fréquence.[18]

II.8. Conclusion :

L'utilisation de l'analyse des signaux vibratoires comme méthode de diagnostic remonte aux années 1960. Depuis lors, cette méthode est largement utilisée dans la plupart des installations industrielles, notamment dans la prévention des pannes mécaniques.

Certains concepts fondamentaux de l'analyse des signaux ont été rappelés, tels que la transformée de Fourier, un outil classique d'analyse spectrale qui s'est avéré efficace pour les signaux présentant un caractère périodique, comme c'est le cas des machines tournantes.

Dans le domaine du diagnostic, l'analyse vibratoire demeure l'une des meilleures méthodes, en particulier pour l'étude des pannes mécaniques sur les machines tournantes.



Chapitre III
Turbine à gaz SGT5 -4000F

III.1. Introduction :

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par Râteau comme des dispositifs où s'opère un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Aussi appelée turbine à combustion, la turbine à gaz est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne. Son rôle est de convertir l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz, etc.) en énergie mécanique, se traduisant par la rotation d'un arbre. Dans ce chapitre, nous aborderons les différentes étapes de développement de la turbine à gaz, ses avantages et inconvénients, ainsi qu'une représentation générale de cette turbine. Nous examinerons également le principe de fonctionnement et la technologie spécifique de la turbine à gaz SGT5-4000F de Siemens.

III.2. Principes de fonctionnement de la TAG (SGT5-4000F) siemens :

Une turbine à gaz comprend les trois composants principaux suivants : Compresseur- chambre de combustion- turbine

Le compresseur (à 15 étages) aspire de l'air frais filtré et le comprime jusqu'à environ 19 bar. La température de l'air monte alors à quelque 400°C. Le combustible (gazeux et/ou liquide) est brûlé à l'intérieur de la chambre de combustion avec l'aide de l'air comprimé. L'énergie du combustible est ainsi convertie en énergie thermique, moyennant une température atteignant 1100 à 1200°C environ.

La turbine à gaz en aval (à 4 étages) convertit une partie de l'énergie thermique des gaz de fumées en énergie mécanique de rotation (couple mécanique x angle de rotation).

Le turboalternateur monté sur l'arbre convertit une partie de l'énergie de rotation en énergie électrique (principe électromagnétique). L'entraînement interne du compresseur consomme de 15 à 20 MW. Les gaz de fumées sortant de la turbine (gaz d'échappement) échappent à une température de 550 à 580 °C et à une pression de 40 à 50 mbar.

Une turbine à gaz à haut rendement affiche un rendement électrique pouvant atteindre 40% ; cela signifie que jusqu'à 40% de l'énergie interne du combustible (PCI MJ/Kg) est convertie en énergie électrique (MW) aux bornes de l'alternateur. [21]

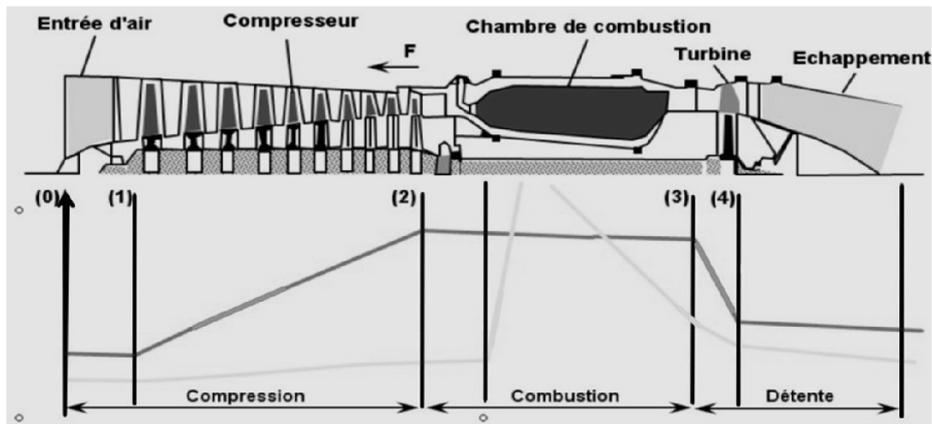


Figure III.1: Fonctionnement d'une turbine à gaz. [21]

III.3. Caractéristiques et description de la Turbine SGT5-4000F :

La turbine à gaz SGT5 -4000F a été projetée d'après une conception à arbre unique quinze

étages du compresseur axial et quatre (4) étages de la turbine axiale autour d'un rotor commun.

Le rotor comprend une section d'arbre avant, quinze (15) étages du compresseur, une section centrale à arbre creux, quatre (4) étages de la turbine et une section d'arbre arrière, le tout ancré par un seul boulon d'assemblage central avec un écrou de fixation à l'extrémité de la turbine. Le rotor conçu comme un tambour autoporteur considérablement solide et léger. Pour cette raison, il peut être soutenu par deux paliers seulement : un situé à la section d'arbre avant et l'autre à la section d'arbre arrière. Il n'y a donc pas besoin d'ajouter un palier additionnel entre le compresseur et la turbine. Le palier sur l'extrémité du compresseur est un palier combiné (palier lisse et palier de butée) conçu pour loger la butée axiale du rotor.

Les deux paliers se trouvent en dehors de la zone pressurisée de la turbine à gaz, ce qui garantit en permanence un alignement parfait et des conditions de fonctionnement excellentes.

Le système de combustion comprend une chambre de combustion annulaire dotée de 24 brûleurs hybrides. La chambre de combustion est revêtue de boucliers thermiques, qui protègent sa structure porteuse.

L'enveloppe externe et dans la coque externe. C'est également par-là que se fait l'inspection et, le cas échéant, le remplacement des boucliers thermiques, des brûleurs et des pièces du premier étage de la turbine. [22]

III.3.1. Fiche technique de la turbine à gaz SGT5 -4000F :

Compresseur

- Nombre d'étage 15.
- Nombre d'étage des aubes directrices (IGV) 1.
- Soupapes de décharge 2 à l'étage 5 1 à l'étage 9.
- Taux de compression du compresseur 18.

Système de combustion

- Nombre de chambre de combustion 1.
- Type Annulaire.
- Nombre de brûleurs 24.
- Type d'allumeurs Bougies d'allumage.
- Type d'éléments de surveillance de flamme 2.

Turbine

- Nombre d'étage 4.

Vitesse de la turbine à gaz

- vitesse nominale 3000 rpm (50 Hz).
- Plage de vitesse permise 47,5 -52,5 Hz.
- Vitesse critique du générateur de la turbine à gaz :
- Seuil de protection en cas d'emballlement (survitesse) 3240 rpm.

Durée de mise en marche et de charge

- saut de la charge après synchronisation 10 MW.
- Gradient de charge / décharge normale 13MW/min.
- Temps nécessaire pour atteindre la charge environ 23 min depuis la vitesse Maximale en marche à vide.

Régulateur

- Type système de contrôle numérique.

Vireur

- Type moteur hydraulique.
- Vitesse 120-150 rpm
- Période de fonctionnement requise après l'arrêt 24 heures
- Possibilité d'arrêt manuel Oui
- Vitesse d'urgence Oui par SFC (Convertisseur de la fréquence de démarrage)

Système de démarrage

-Type convertisseur statique

-Vitesse 3000 rpm

-Nombre de démarrage permis 3

□ Paliers

-Type / Nombre 1 palier lisse (coté turbine)

1 palier combiné (palier lisse/palier de butée) coté compresseur

-Type d'huile fournie SO VG46

-Température de l'huile de lubrification d'entrée50-55°C

-Valeur d'alarme 100°C (sur la partie métallique)

-Valeur de déclenchement de la procédure de panne 120°C (sur la partie Métallique) [5]

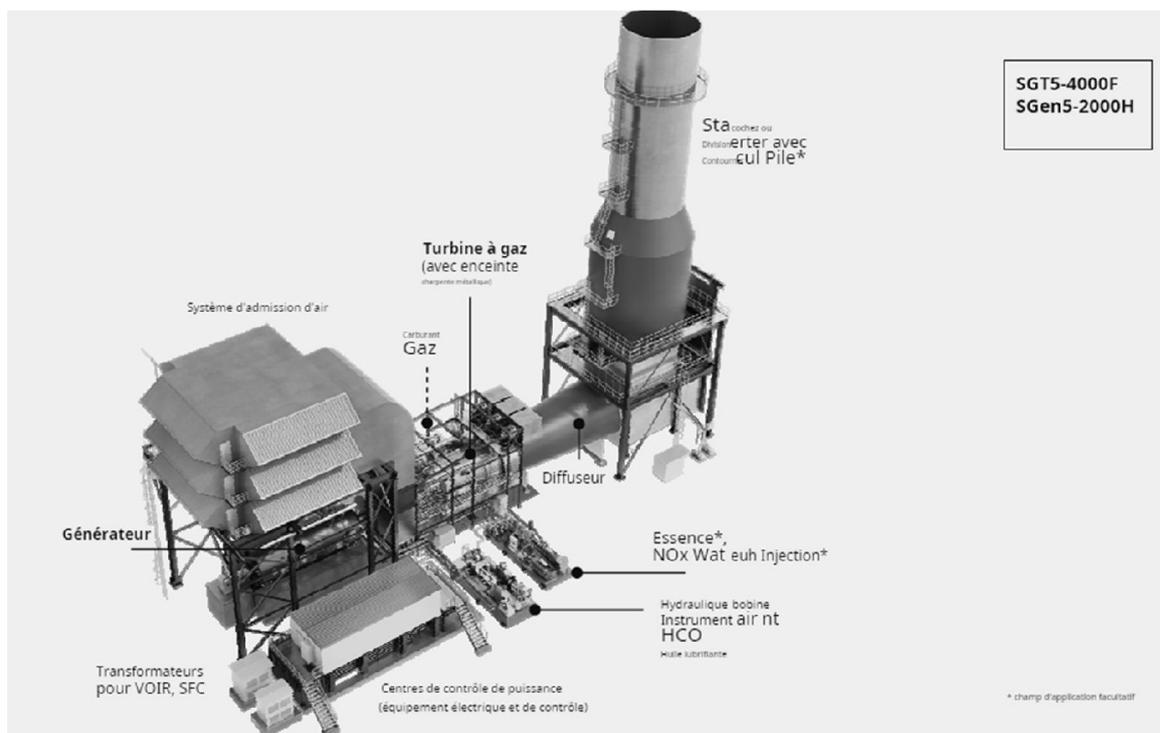


Figure III.2: Vue en 3D d'une centrale turbine à gaz. [22]

III.4. Les composant principal de la TAG SGT5-4000F :

Une turbine à gaz comprend trois composants principaux: les composants est le compresseur axial, la chambre de combustion et la turbine, en plus les paliers.

Ces composants principaux seront complétés par des auxiliaires qui ne sont pas montés directement sur la turbine.

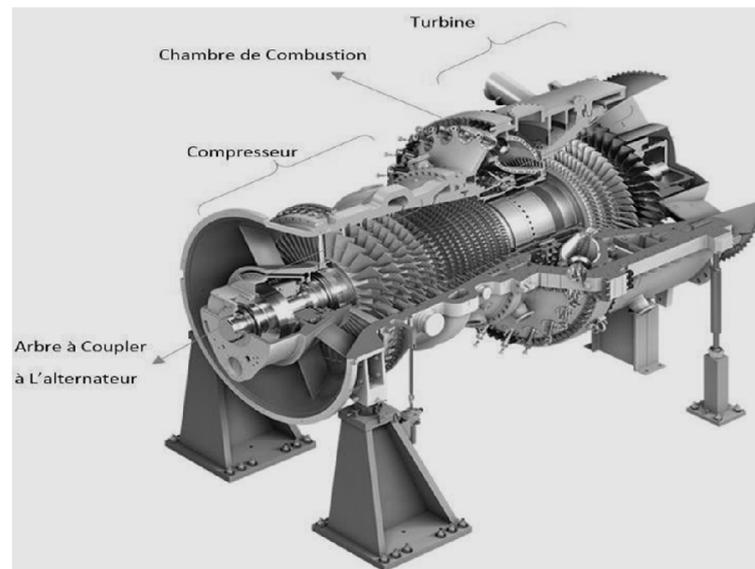


Figure III.3: Turbine à gaz SGT5 -4000F. [22]

III.4.1. Le compresseur :

Sa fonction est fournir la quantité d'air nécessaire pour la combustion des gaz de la turbine (en fonction de la charge à fournir) et aussi d'alimenter en air divers circuits du refroidissement. [20]

III.4.1.1. Les aubes fixes d'entrée du compresseur à orientation variable (étage 0) :

Les aubes fixes d'entrée à orientation variable de l'étage 0 permettent de moduler le débit -masse d'air admis au compresseur. Il s'ensuit une amélioration du rendement du cycle combiné à charge partielle ainsi qu'une plus grande stabilité de l'écoulement dans le compresseur au démarrage et lors du ralentissement.

Le débit volumique du compresseur axial dépend uniquement de la vitesse et non de la densité du gaz (compresseur volumétrique). En faisant varier l'angle des aubes fixes, on peut régler le débit volumique et donc le débit -masse ($m^*=V \times \rho$), dont résulte la puissance thermique. [21]



Figure III.4 : Aubes fixes d'entrée du compresseur (IGV). [21]

III.4.1.2. Aubes fixes du compresseur (stator) :

Les aubes de compresseur font dévier le flux d'air dans une direction opposée à la Direction de rotation du rotor, ce qui explique une partie de l'augmentation de la pression. En forme de diffuseur → la pression dynamique (vitesse de l'écoulement c) décroît et la pression statique p augment. La baisse de la vitesse de l'écoulement entraîne la montée en Température du gaz (conversion d'énergie). [21]

III.4.1.3. Aubes mobiles du compresseur (rotor) :

Les aubes de compresseur convertissent l'énergie mécanique en énergie cinétique et potentielle de l'air comprimé, et donc par conséquent, avec les palettes qui :

Contribuent à l'augmentation de pression.

Conversion d'énergie (énergie mécanique du rotor → vitesse thermique de L'écoulement → pression et température montent). [21]

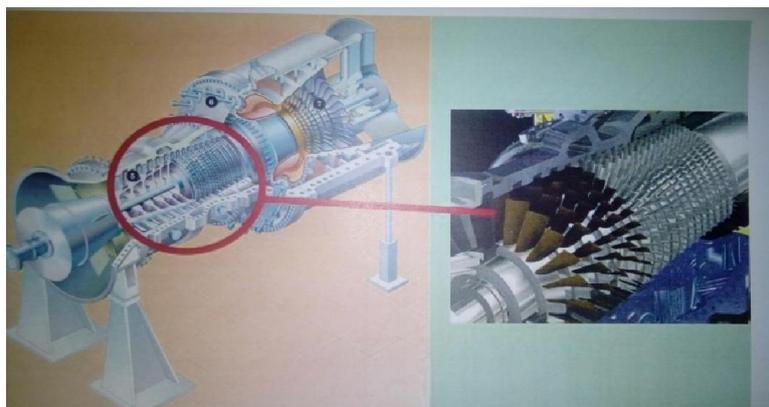


Figure III.5: compresseur 15 étages. [21]

III.4.2. La chambre de combustion :

La chambre de combustion annulaire est située entre le compresseur et la turbine. En amont de l'entrée de la chambre de combustion, le flux d'air qui est comprimé et chauffé dans le compresseur est divisé:

Une partie va directement à la turbine où l'air est utilisé pour refroidir les ailettes et les aubes, L'autre partie entre dans l'espace annulaire situé entre le carter de la chambre de combustion et la chambre de combustion et circule autour de l'enveloppe externe de la chambre de combustion et sa partie centrale . Une partie de ce flux d'air passe par les alésages de refroidissement d'air dans l'enveloppe externe de la chambre de combustion et dans son partie interne, circulant directement dans la chambre de combustion pendant que la plupart de l'air alimente la zone de combustion via les brûleurs hybrides.

Les 24 brûleurs hybrides sont répartis uniformément autour de la circonférence. Ici, l'air est mélangé avec du combustible de façon à ce qu'une flamme stable puisse se former dans la zone de combustion.

Les trous d'homme sont fournis pour permettre un accès rapide lors de l'inspection de tous les éléments de l'intérieur de la chambre de combustion, situés sur le trajet des gaz chauds ainsi que la région d'entrée de la turbine. Une fois le temps de refroidissement

Écoulé, le personnel peut entrer dans la chambre de combustion et procéder à toutes les opérations requises. Toutes les pièces balayées par les gaz chauds peuvent être retirées via deux trous d'homme, par conséquent, seules des interruptions de service très courtes seront nécessaires. [24]



Figure III.6 : la chambre de combustion annulaire. [21]

III.4.3. Principe de la combustion :

Bruleur hybride à deux étages avec bruleur à gaz pilote de pré-mélange. Avec ce bruleur, le fonctionnement au gaz de diffusion est abandonné. Le pré mélange du gaz pilote avec de l'air dans le tabulateur axial permet de réduire les émissions de NOx. Pour la marche au combustible gazeux, le bruleur dispose de deux circuits d'alimentation en combustible et deux systèmes de bruleur séparés : bruleur à gaz de pré- mélange et bruleur à gaz pilote. Le gaz pilote est injecté dans les ailettes du tabulateur axial à travers les buses de gaz pilote.

L'allumage de la turbine à gaz est effectué directement via les bruleurs à gaz pilote de pré-mélange. [22]

III.4.4. La turbine :

Le rôle de la turbine est de transformer l'énergie calorifique fournie lors de la combustion en énergie mécanique disponible sur l'arbre (de cette turbine de puissance). [19]

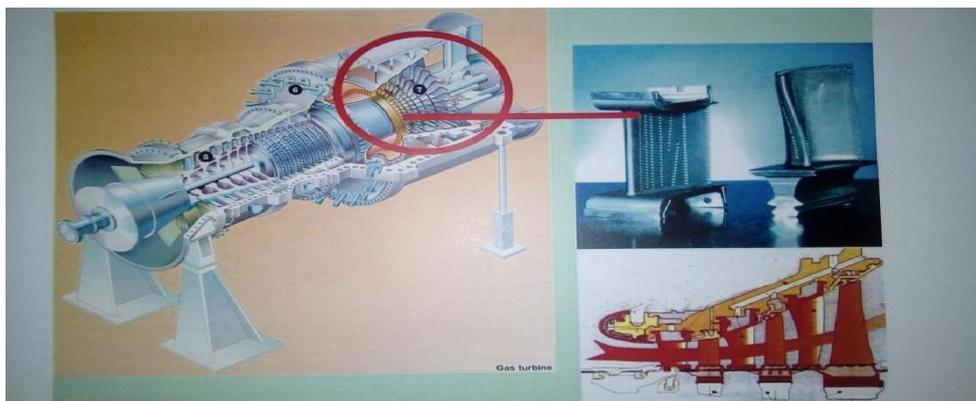


Figure III.7 : la turbine à gaz. [21]

III.4.4.1. Les aubes fixes de la turbine à gaz (stator):

Une aube fixe de turbine est composée d'un bandage externe(1), d'une pale(2), et d'un bandage interne(3). Le bandage externe assure la bonne fixation de l'aube dans le porte- aubes fixes et constitue la délimitation extérieure de la veine des gaz chauds.

Le profil de la pale est étudié de façon à obtenir des caractéristiques d'écoulement et de résistance optimale. Le bandage interne constitue la délimitation intérieure de la veine des gaz chauds et supporte les garnitures d'étanchéité d'arbre intérieures.

Les pales des étages d'aubes 1 à 4 sont creuses et refroidies de l'intérieur. Les aubes de l'étage 1 sont dotés d'une cloison en tôle qui améliore l'efficacité de refroidissement, les étages 1,2 et 3 sont refroidis par convection et sont pourvus de trous de film cooling

(refroidissement par film) et de fentes pratiquées dans le bord de fuite pour le passage de l'air de refroidissement. [24]

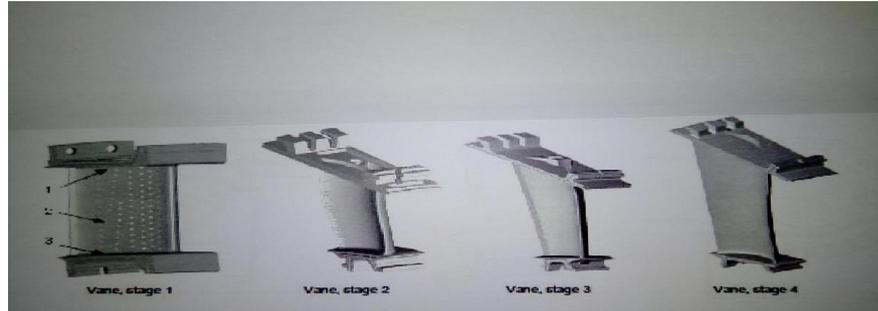


Figure III.8: les aubes fixes de la turbine à gaz. [24]

III.4.4.2. Les aubes mobiles de la turbine à gaz (rotor) :

Les aubes mobiles de la turbine à gaz, avec les aubes fixes, convertissent l'énergie cinétique du fluide moteur en énergie mécanique. Une aube mobile est composée de la pale (1), de la plateforme (2) et de pied (3). La section de la pale est profilée et ressemble à une aile d'avion. La section du profil s'effile du pied vers la tête de l'aube. La cambrure de la pale permet de prendre en compte la différence des vitesses périphériques entre le pied et la tête. [21]

L'air de refroidissement est prélevé au niveau de deux étages spécifiques du compresseur, il est ensuite amené jusqu'aux aubages, au rotor et à l'enveloppe de la turbine pour y être utilisée comme air de refroidissement et de barrage. Etant donné que l'air de refroidissement fait également office d'air de barrage dans la plupart des cas, il ne sera fait ici aucune distinction entre air de refroidissement et air de barrage. [24]

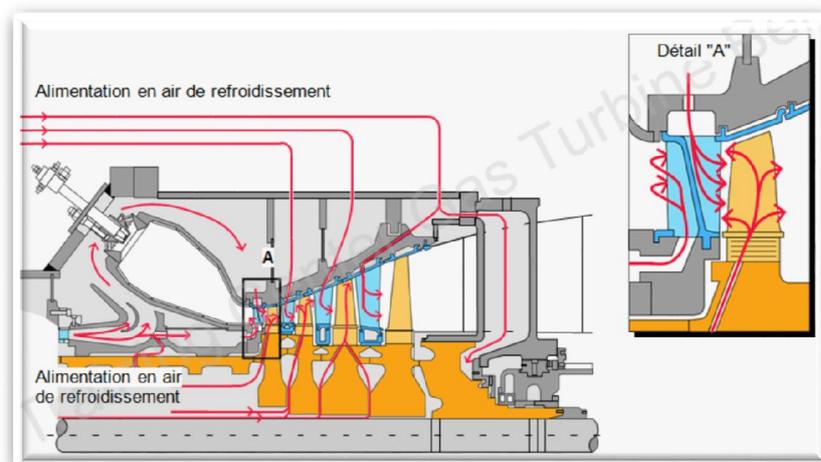


Figure III.9: Les aubes mobiles de la turbine. [24]

III.4.4.3. Les paliers :

Le palier d'essieu et palier de butée combinés avec l'optimisation de dégagement hydraulique (HCO) intégrée soutient le rotor à l'extrémité du compresseur, permet une poussée axiale et localise le rotor de manière axiale. [24]

III.4.4.3.1. Palier d'essieu et palier de butée combinés :

Le palier d'essieu et le palier de butée combinés forment un palier de partage. Deux enveloppes de palier (4) bordées de métal antifriction sont insérées dans le perçage de palier lisse; leurs surfaces internes sont en forme de coins de telle sorte que l'huile portante s'enfonce entre les coussinets de palier et l'arbre pendant le fonctionnement. L'huile de levage pour soulever l'arbre hydrostatique est alimentée par l'intermédiaire de perçages dans les poches d'huile qui sont usinées dans le métal antifriction. À basses vitesses d'axe, de l'huile de levage est injectée à haute pression par des perçages (7) pour veiller à ce que la lubrification complète soit maintenue en tout temps.

Le palier de butée est conçu comme un palier à patins oscillants dans la région fortement tendue (avant), et un palier rigide à l'extrémité inférieure fortement tendue (arrière). [24]

III.4.4.3.2. Optimisation de dégagement hydraulique (HCO) :

Pour s'adapter à la déformation radiale induite par la température de la turbine à gaz au cours des conditions de fonctionnement en régime non stationnaire, un jeu Radial relativement important est nécessaire entre les pales et le support de palettes. À l'état d'équilibre (toutes les pièces ont atteint l'équilibre thermique), en revanche, ce dégagement est beaucoup plus grand qu'opportun en termes de rendement de la turbine. L'unité de déplacement axial intégral, comprenant des pistons hydrauliques pour la direction de poussée principale et à la direction d'inversion de poussée, est prévue pour déplacer le rotor de façon axiale, de manière à optimiser les dégagements (HCO) de la turbine au cours des différentes phases de fonctionnement (démarrage, fonctionnement et arrêt).

L'oscillation du rotor est réalisée par des vérins hydrauliques montés dans le corps du palier. L'oscillation axiale du rotor optimise l'efficacité et la sortie de la turbine à gaz à l'état de fonctionnement respectif. L'huile sous pression est alimentée par une centrale hydraulique externe. Les positions de limite (piston rétracté et piston étendu) sont surveillées par des capteurs de déplacement. [22]

III.5. Les systèmes auxiliaires de la TAG :

Les auxiliaires sont les composants qui ne sont pas montés directement sur la turbine sont installés en tant que module de base regroupés dans des package externe disposés à côté de la turbine.

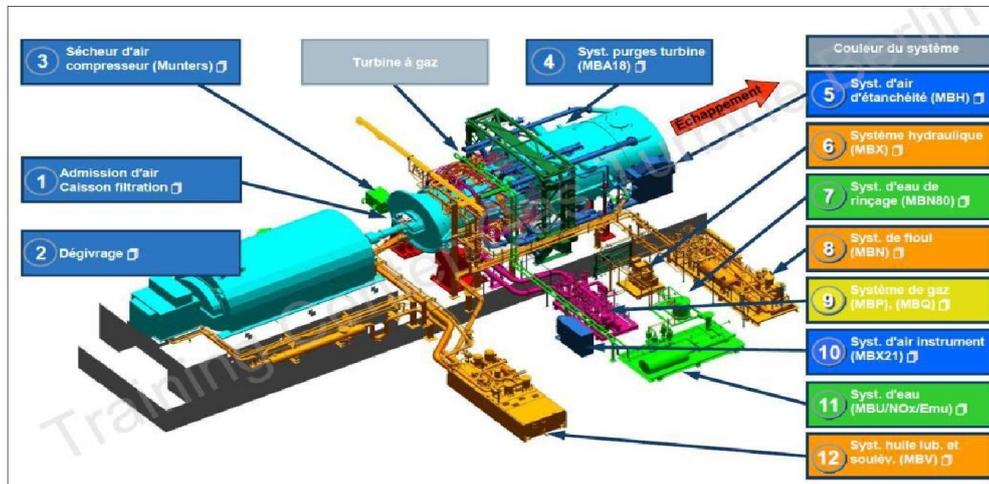


Figure III.10 : Vue en 3D de la TG et ses auxiliaires. [22]

Les différents systèmes mes auxiliaires de la TG sont [23]:

- Système d'admission d'air MBL.
- Système de lubrification et d'huile de soulèvement, incluant le vireur MBV.
- Système hydraulique d'optimisation des jeux MBA.
- Système de gaz d'allumage MBQ.
- Système de combustible gazeux MBP.
- Système de purge automatique du circuit de gaz naturel MBH.
- Système de combustible liquide MBN.
- Système d'eau de rinçage MBN80.
- Système de drainage de la TG.
- Système hydraulique MBX.
- Système d'air d'instrumentation MBX2.
- Système de lavage compresseur.
- Système air de refroidissement et d'étanchéité de gaz.
- Système d'eau NOx.
- Système d'admission d'air MBL.



Figure III.11: Air d'admission - Caisson de filtration.

Le système d'air d'admission avec filtre à impulsions comprend les composants suivants:

- Caisson de filtration avec modules et réfrigérants par évaporation
- Silencieux
- Coude d'admission avec gaine verticale
- Volet d'admission d'air
- Gaine d'admission d'air

Le Système de lubrification et d'huile de soulèvement, incluant le vireur MBV.

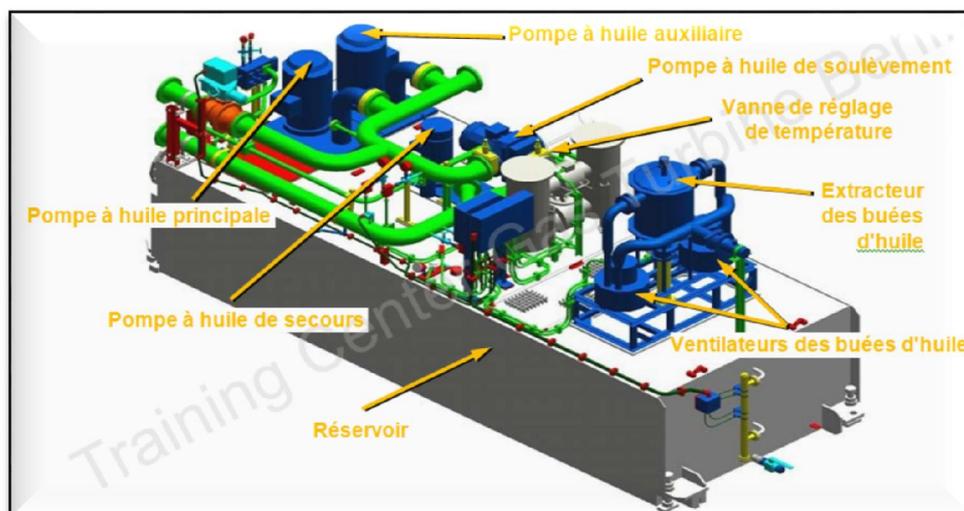


Figure III.12 : Vue d'ensemble du package d'huile lubrification et de soulèvement.

Le système d'huile de lubrification alimente :

- Les paliers du compresseur
- Les paliers de la turbine
- Les paliers de l'alternateur
- Les paliers de la turbine à vapeur
- Le vireur de la turbine

Le film d'huile dans les paliers :

- Sépare l'arbre en rotation des coussinets de palier
- Réduit la friction à un minimum

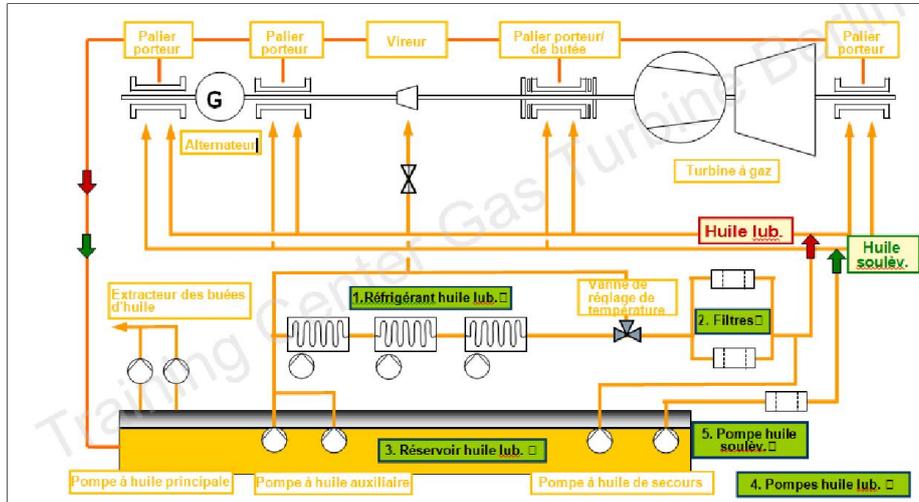


Figure III.13 : Vue d'ensemble du système d'huile de lubrification et de soulèvement.

Le débit d'huile de lubrification :

- Évacue la chaleur des paliers
- Évacue et filtre les débris dus à l'usure et les contaminants

À faible vitesse de la turbine à gaz :

le système huile de soulèvement établit la pression nécessaire pour le film d'huile de lubrification des paliers

Réfrigérant d'huile de lubrification (ventilateur à ailettes) :



Figure III.14: Equipement d'aéroréfrigérant.

Système hydraulique d'optimisation des jeux MBA.

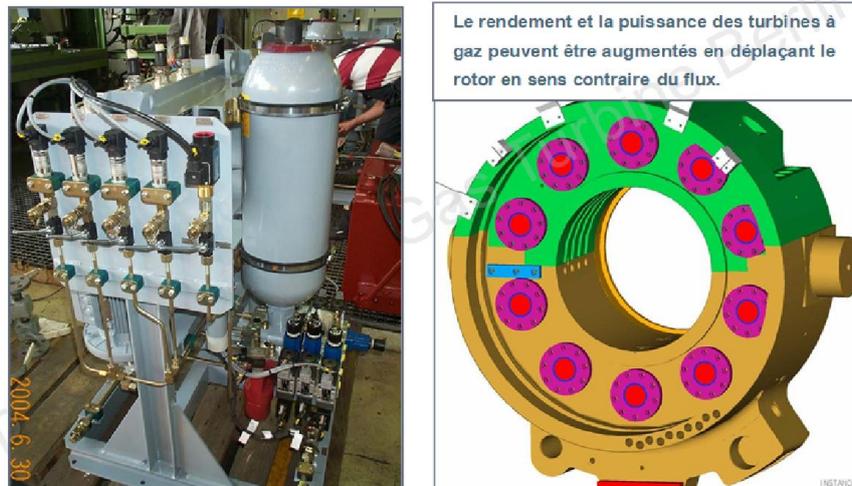


Figure III.15: Optimisation hydraulique des jeux (HCO).

Système VM600 – Rack de 19 pouces :

Caractéristiques :

- » Issu de la gamme de produits Vibro-Meter
- » Rack de 19 pouces
- » Hauteur de rack standard de 6U
- » Construction robuste en aluminium
- » Concept modulaire permettant d'ajouter des cartes spécifiques pour la protection et/ou la surveillance de l'état des machines
- » Montage en armoire ou en panneau
- » Panneau arrière intégré prenant en charge le bus VME et les bus de relais du signal brut, du tachéographe et du collecteur ouvert du système VM600

Description :

Ces racks sont utilisés pour héberger le matériel de la série VM600 des systèmes de protection des machines et des systèmes de surveillance d'état, de la gamme de produits Vibro-Meter de Meggitt Sensing Systems. Deux types de racks de 19 pouces sont disponibles : l'ABE 040 et l'ABE 042. Ils sont très similaires, ne différant que par la position des supports de montage. Les deux supports sont particulièrement adaptés pour les environnements industriels, où l'équipement doit être installé de façon permanente dans des armoires ou des panneaux de 19 pouces. Chaque rack a une hauteur standard de 6U et offre un espace de montage de 15 cartes VM600 de largeur simple au maximum, ou une combinaison

de cartes de largeur simple et de largeur multiple. Le rack est doté d'un panneau arrière VME intégré fournissant les interconnexions électriques entre les cartes (matériel) utilisées : alimentation, traitement du signal, acquisition de données, entrée/sortie, processeur et relais. Le rack peut être alimenté par une unité d'alimentation électrique RPS de 6U unique (PS1). En option, une seconde alimentation (PS2) peut être installée pour assurer la redondance. Différentes versions de la RPS de 6U existent, permettant au rack d'être alimenté par une alimentation à courant alternatif ou continu et d'utiliser différentes tensions d'alimentation.

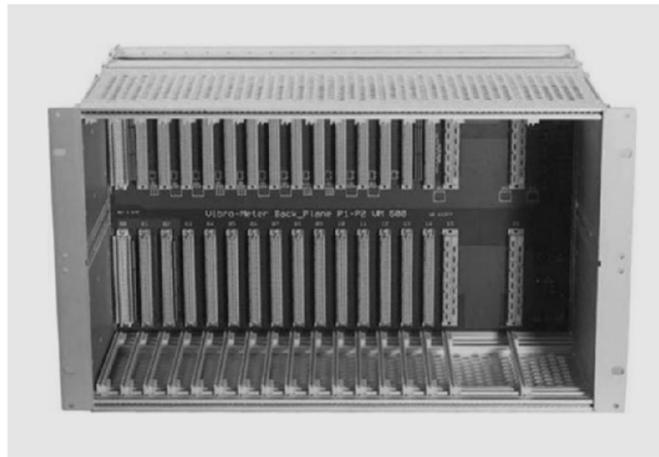


Figure III.16: Rack de 19 pouces.

Carte de surveillance d'état :

- » Issue de la gamme de produits Vibro-Meter®
- » 16 canaux dynamiques configurables individuellement
- » 16 CAN et filtres anticrénelage parallèles programmables
- » 4 premiers canaux également configurables comme entrées de tachymètre
- » 12 derniers canaux aussi configurables comme valeurs de procédé
- » Architecture VME
- » Échantillonnage synchrone et asynchrone configurable
- » FFT haute résolution de 3200 lignes
- » 10 sorties traitées entièrement configurables par canal, pouvant être des sorties basées sur des bandes de fréquences, ou sur un domaine temporel
- » 6 alarmes configurable par sortie traitée avec zone morte d'hystérésis
- » Enregistrement programmé, en cas d'alarme ou d'exception
- » Mémoire tampon intégrée
- » Indication de l'état par une LED tricolore sur la façade
- » Insertion et retrait des cartes en direct (installation à chaud) avec configuration automatique

» Options de communication Ethernet et série (RS-485)

Description :

La carte de surveillance d'état CMC16 est l'élément central d'un système de surveillance d'état (CMS) de la série VM600, de la gamme de produits VibroMeter® de Meggitt Sensing Systems. Cette unité intelligente d'acquisition de données (DAU) est utilisée en conjonction avec le logiciel du CMS VM600 pour acquérir, analyser et transmettre les résultats à un ordinateur central par le biais de la carte CPUM de la série VM600 (avec contrôleur Ethernet) ou directement par une liaison série. Les entrées sont entièrement programmables et peuvent accepter des signaux représentant la vitesse, la référence de phase, la vibration (accélération, vitesse ou déplacement), la pression dynamique, le profil des entrefers, rotors et pôles, les signaux dynamiques ou les signaux quasistatiques.

Les données sont envoyées à l'ordinateur central uniquement sur exception, par exemple, uniquement si le changement de valeur dépasse un seuil prédéfini. Les valeurs peuvent aussi être calculées pour le lissage ou la réduction du bruit. Les événements sont générés lorsque les valeurs dépassent l'une des 6 limites configurables, dépassent les alarmes de taux de changement. Des techniques de contrôle d'adaptation peuvent également être utilisées pour ajuster de façon dynamique les points de réglage de l'alarme selon les paramètres des machines, comme la vitesse et la charge. Le démarrage, l'extinction et les excès de vitesse des machines sont détectés en contrôlant la vitesse de référence par rapport aux niveaux de déclenchement configurés.

En « mode transitoire », un enregistrement de densité plus élevée est disponible sur la base du temps et des intervalles de vitesse configurables. La mesure des vibrations et l'enregistrement sont réalisés dans une plage de vitesse allant de 15 à 30 000 tr/min.

Le CMC16 acquiert et traite des données de haute

Résolution, prises à intervalles réguliers ou sur

Détection de l'alarme (signaux, spectres et orbites).

Logiciel du système de surveillance d'état (CMS) de la série VM600

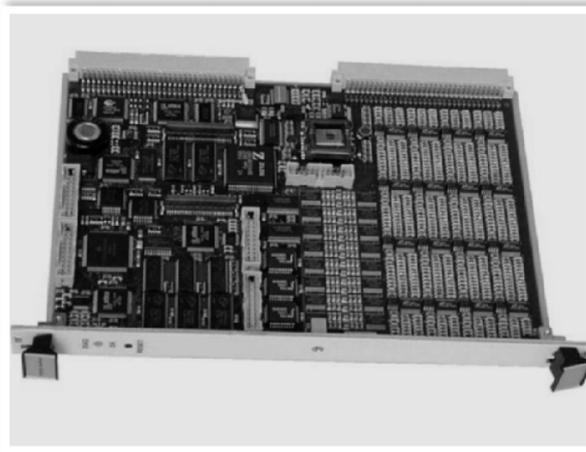


Figure III.17: La carte de surveillance d'état CMC16.

Caractéristiques :

- » Issue de la gamme de produits Vibro-Meter ®
- » Configuration et utilisation du matériel du VM600 (cartes de surveillance d'état CMC16 et IOC16T)
- » Acquisition et stockage automatique des données
- » Vérification du dépassement des limites et enregistrement des événements
- » Analyse des données en ligne et hors ligne
- » Interface d'utilisateur graphique
- » Fonctionne sur les systèmes d'exploitation Windows ® Server 2003, Windows NT, Windows 2000, Windows XP, Windows Vista et Windows 7
- » Compatible ANSI SQL-92 compatible
- » Modules optionnels : Module d'entrefer pour turbines hydrauliques Boîtier des règles de diagnostic

Description :

La maintenance conditionnelle est une méthode prédictive qui peut être utilisée pour améliorer le rendement de votre actif (machine). Elle vous permet de :

- Améliorer la fiabilité de l'équipement par la prédiction efficace des défaillances de l'équipement
- Minimiser les temps d'arrêt grâce à la planification et l'ordonnancement des révisions
- Maximiser la durée de vie des composants en évitant des conditions connues critiques
- Utiliser des techniques de surveillance d'état pour maximiser la performance des équipements.

Le logiciel du CMS VM600 de la gamme de produits Vibro-Meter ® de Meggitt Sensing Systems se base sur ce principe et est destiné à aider les techniciens, les opérateurs et les ingénieurs, en leur permettant d'identifier rapidement un problème, d'évaluer la situation et de déterminer les mesures appropriées à prendre. Le logiciel du CMS VM600 est doté d'une architecture réellement modulaire qui s'adapte à vos besoins spécifiques. Il comprend plusieurs modules logiciels à utiliser avec le matériel de la série VM600.

Pour utiliser le logiciel CMS VM600, les paramètres du système sont configurés (une fois) avant l'acquisition des données et de traitement des signaux. Ensuite, les résultats peuvent être affichés selon les besoins, afin d'aider à l'analyse et au diagnostic avancés de la machine surveillée. Le logiciel CMS VM600 est capable de s'adapter automatiquement au caractère critique de l'état de la machine en appliquant des scénarios spécifiques d'enregistrement de données. Le mode d'arrière-plan utilise l'acquisition des données de faible résolution de façon continue. Le mode programmé est une acquisition prédéfinie en haute résolution. Le mode transitoire est automatiquement détecté, puis les données transitoires sont acquises lorsque la vitesse présente un état « stable ». Enfin, le mode manuel lancé par l'utilisateur, comprend l'acquisition de données en temps réel. [25]

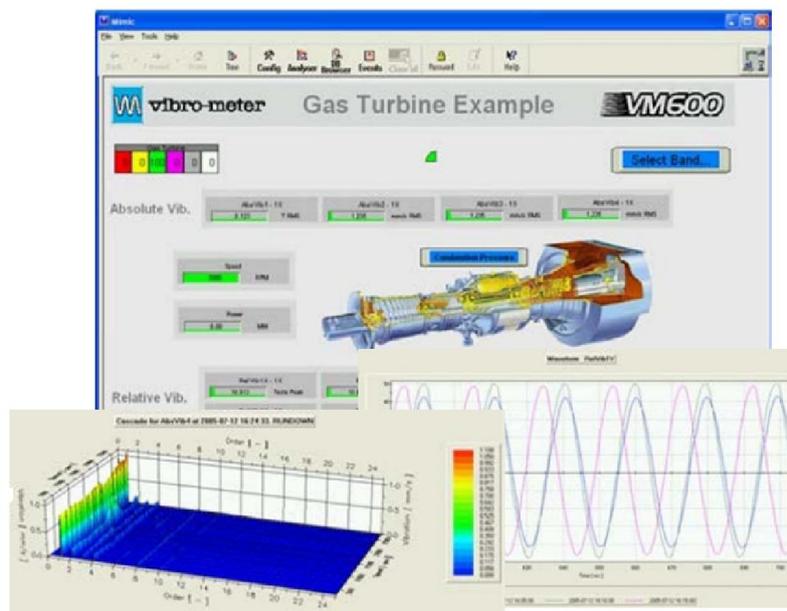


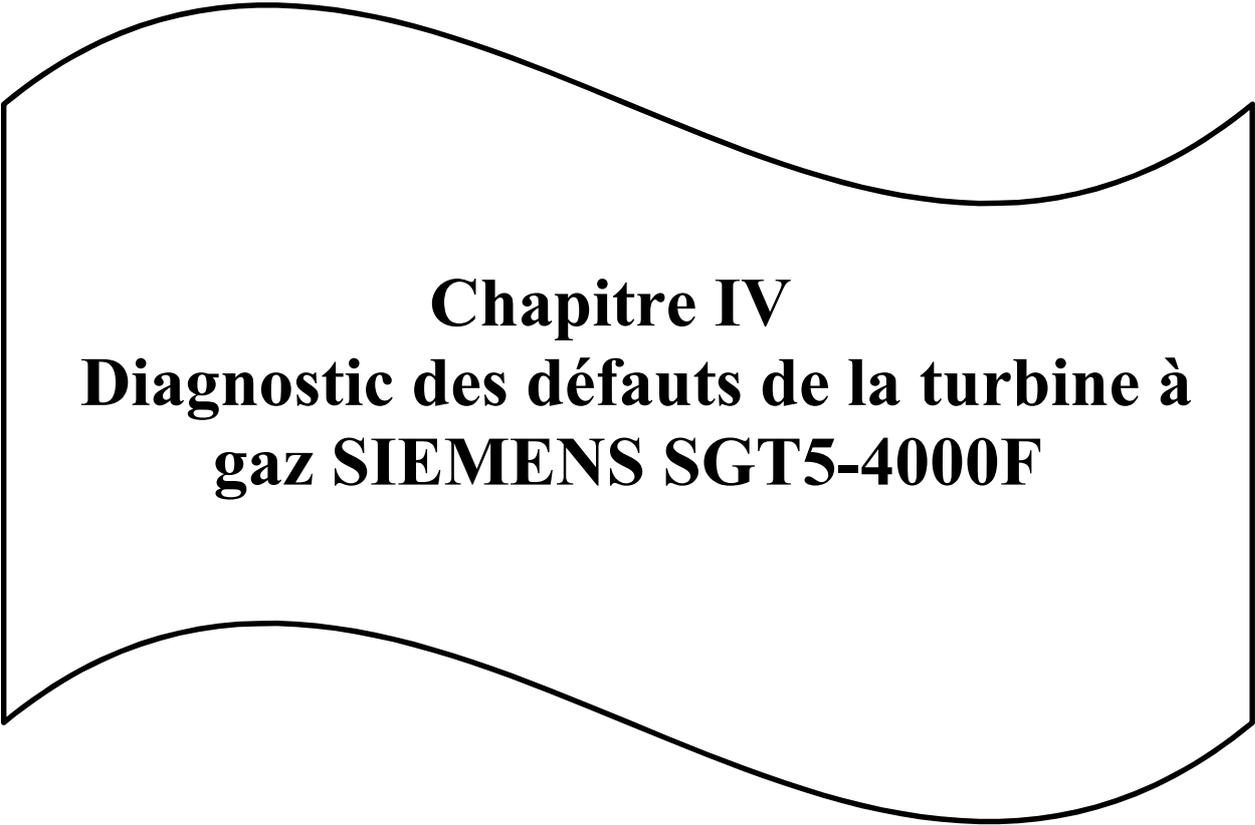
Figure III.18: Logiciel du système de surveillance d'état (CMS) de la série VM600.

III.6. Conclusion :

La turbine à gaz type SGT5 -4000F est une machine motrice très compliquée du point de vue technique, comme exposé précédemment dans ce chapitre elle comporte différentes sections mécaniques indispensables dans le processus de conversion d'énergie.

Chaque ensemble mécanique doit satisfaire des exigences de précision de fiabilité et de Sécurité pour accomplir à bien sa fonction requise. Pour cela plusieurs disciplines sont mises En jeux pour la conception et le bon fonctionnement de cette machine, tel que la Thermodynamique et la structure des matériaux.

En fin la puissance contrôlable de la turbine SGT5 -4000F, son rendement élevé et sa fiabilité ont fait de cette machine un équipement indispensable dans production électrique.



Chapitre IV
Diagnostic des défauts de la turbine à
gaz SIEMENS SGT5-4000F

IV.1. Introduction :

La prévision et la détection anticipée des défaillances jouent un rôle crucial en maintenance prédictive. En industrie, les systèmes de protection surveillent en permanence l'état des machines tournantes et les mettent hors service en cas de perturbations indésirables telles que les températures élevées, les vibrations excessives, ou les problèmes de combustion.



Figure IV.1 : Turbines à gaz SIEMENS SGT5-4000F.

L'analyse vibratoire demeure la méthode la plus répandue pour surveiller, diagnostiquer de manière fiable et détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts d'origines diverses.

Dans ce chapitre, nous allons présenter la méthodologie expérimentale suivi pour la surveillance de la turbine à gaz SIEMENS SGT5-4000F de l'unité Oumache II de Biskra, Figure IV.1. La collecte des données de vibration à partir des capteurs installés sur les paliers de la turbine à gaz sont prétraitées au niveau des racks « hardware » de la machine VM600, puis analysées à l'aide du logiciel CMS VM600, dont différentes méthodes de traitement du signal, telles que les FFT, les orbites et les diagrammes de Bode ...etc., sont utilisées pour détecter et diagnostiquer les défauts.[26]

IV.2. Normes d'évaluation vibratoire – ISO :

Les normes ISO de la série ISO 10816, concernant l'évaluation des vibrations des machines sur les parties tournantes, et les séries ISO 7919, portant sur les vibrations des machines non alternatives avec des mesurages sur les arbres tournants et des critères d'évaluation. Ces normes fournissent des informations sur l'interprétation des résultats d'évaluation et établissent des valeurs limites pour la surveillance des vibrations. Pour les ensembles de turbines à gaz, à l'exception de celles utilisées dans l'aéronautique, la norme ISO 10816-4 (Figure IV.2) est recommandée. Au lieu de définir les limites de la plage de vibration, cette norme utilise des zones identifiées par les lettres A, B, C et D. Des évaluations

ont été menées pour chaque zone et sont régulièrement appliquées dans toutes les parties de la norme. Voici comment ces zones sont définies :

- **Zone A** : Les vibrations des machines récemment mises en service doivent normalement se situer dans cette zone.
- **Zone B** : Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme acceptables pour un service de longue durée sans la moindre restriction.
- **Zone C** : Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme non satisfaisantes pour un service de longue durée en continu. En général, la machine peut fonctionner dans ces conditions pendant une durée limitée, jusqu'à ce que l'occasion se présente pour prendre les mesures correctives qui s'imposent.
- **Zone D** : Les valeurs de vibrations constatées dans cette zone sont normalement considérées comme suffisamment importantes pour endommager la machine.

Ces zones fournissent à l'opérateur un moyen de surveiller les niveaux de vibrations d'une machine et fournissent des indications claires sur les actions à entreprendre en cas de dépassement des limites appropriées.

Niveaux vibratoires admissibles Norme ISO 10816-4 Turbine à gaz	
Amplitude efficace de la Vitesse Vibratoire en mm/s eff dans la bande 10 Hz à au moins 6 * Fréquence de rotation	
Vitesse de rotation 3 000 à 20 000 trs/min	
14.7	D
9.3	C
4.5	B
	A

Figure IV.2 : Description des turbines à gaz seuil de jugement de vibration. [27]

Les seuils de vibration pour chaque zone sont fournis en fonction de l'unité de vitesse comme suit :

- Limite de la zone A/B $V_{eff} = 4,5$ mm/s
- Limite de la zone B/C $V_{eff} = 9,3$ mm/s (alarme)
- Limite de la zone C/D $V_{eff} = 14,7$ mm/s (procédure de panne).

Les seuils de vibration en fonction de l'unité de déplacement comme suit :

- Limite de la zone A/B Dp-p = 63 μm
- Limite de la zone B/C Dp-p = 160 μm (alarme)
- Limite de la zone C/D Dp-p = 250 μm (procédure de panne).

IV.3. Environnement et chaîne de mesure :

La turbine à gaz de type SGT5-4000F, est un modèle industriel à un seul arbre et un seul corps, avec une puissance minimale de 228,4 MW. Le rotor du turbo-alternateur est supporté par quatre (04) paliers lisses (à huile) et les vibrations sont mesurées à proximité du carter des paliers à l'aide des capteurs de vibrations **absolues** (sismiques), référencés comme suit, Figure IV.3 :

Le palier de la turbine (10MBD11CY101), le palier du compresseur (10MBD12CY101) et les paliers du générateur (10MKD11CY021 et 10MKD12CY021).

Les capteurs de vibrations relatives d'arbre (déplacement) sont également utilisés pour mesurer le déplacement de l'arbre à l'intérieur du palier et installés en direction X/Y (45°/135°), référencés comme suit, (Figure IV.3) : Un capteur au niveau de la turbine (10MBD11CY111/122), un capteur au niveau du palier compresseur (10MBD12CY111/122) et deux aux niveaux des paliers générateur (10MKD11CY041/042 et 10MKD12CY041/042)

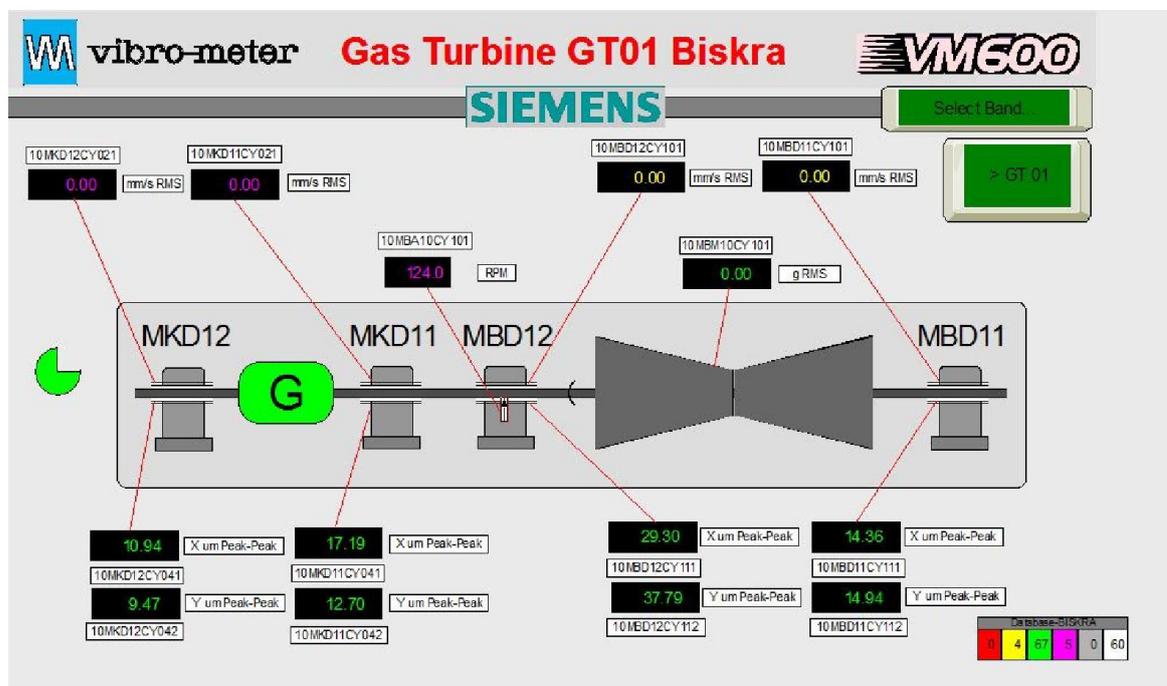


Figure IV.3 : Schéma de disposition des capteurs de vibration sur les paliers.

Afin de détecter et diagnostiquer les défauts de la turbine à gaz, nous utilisons les données collectées à partir du système de surveillance des vibrations VM600 (Figure IV.4). Les données exploitées dans ce mémoire sont celles archivées à partir des enregistrements datés du 14 au 31/03/2024. Cette période de deux semaines a été accordée par le service technique afin de pouvoir mener cette étude de diagnostic.

IV.4. Analyse temporelle des vibrations :

Les figures IV.5 et IV.6 montrent les réponses temporelles obtenues pendant la période accordée des différents capteurs mentionnés auparavant. L'analyse du comportement vibratoire de la turbine à gaz sera menée en concordance avec les limites définies par la norme ISO. A partir de ces figures que la turbine TG01 a été démarrée seulement 05 fois pendant cette période, avec des durées de fonctionnement courtes. On peut remarquer aussi que les amplitudes enregistrées sont naturellement élevées pendant les démarrages, chose commune pour toutes les machines tournantes.

La figure IV.5 présente les vitesses absolues (sismiques) enregistrées par les quatre (04) capteurs de vitesse installés sur les deux paliers de la turbine et les deux paliers du générateur. Nous constatons que les niveaux vibratoires sont élevés, approchant et dépassant parfois le seuil d'alarme de 9.3 mm/s, particulièrement dans les capteurs des paliers suivants : turbine (10MBD11CY101) et générateur côté accouplement (10MKD11CY021).

En revanche, la figure IV.6 montre les réponses des capteurs aux déplacements relatifs des mêmes paliers dans les directions 45° (a) et 135° (b), correspondant à la turbine (10MBD11CY112) et le générateur côté accouplement (10MKD11CY041). Ces réponses expriment également des vibrations relativement élevées, précisément en (b), dépassant le seuil d'alarme de 160 µm.

Cette analyse permet de conclure que la turbine à gaz ait fonctionné avec des défauts, ce qui a entraîné cette augmentation des niveaux vibratoires dans les paliers. A cet effet, une analyse approfondie doit être effectuée afin de diagnostiquer l'origine de ce problème affectant la machine.

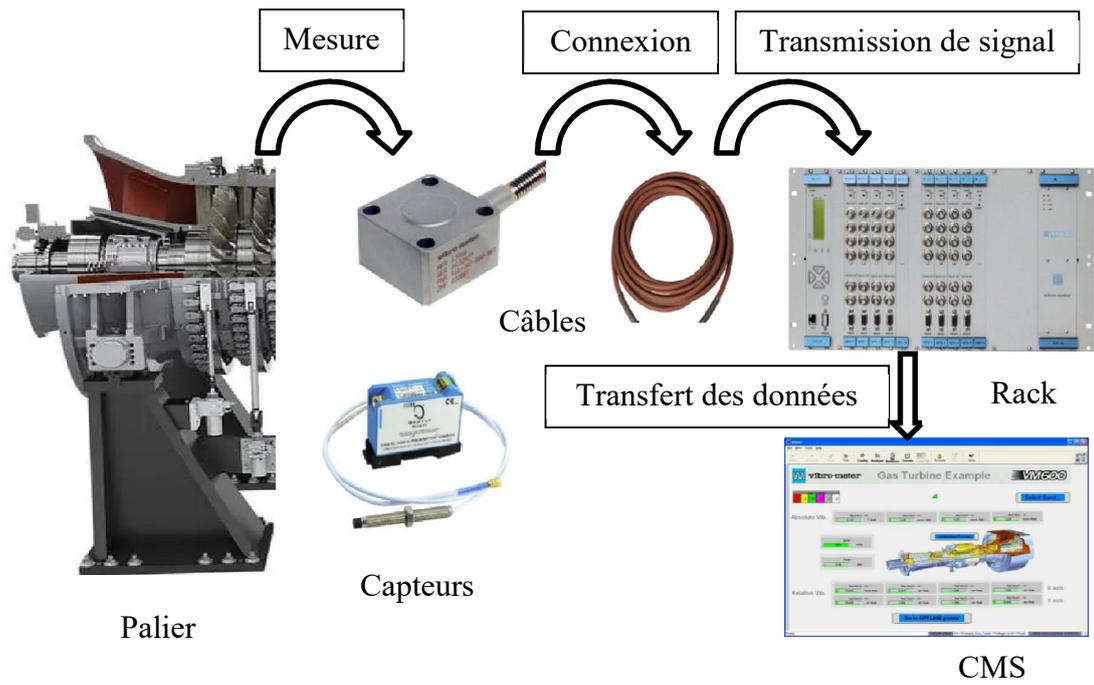


Figure IV.4 : Chaîne de mesure et collecte des données.

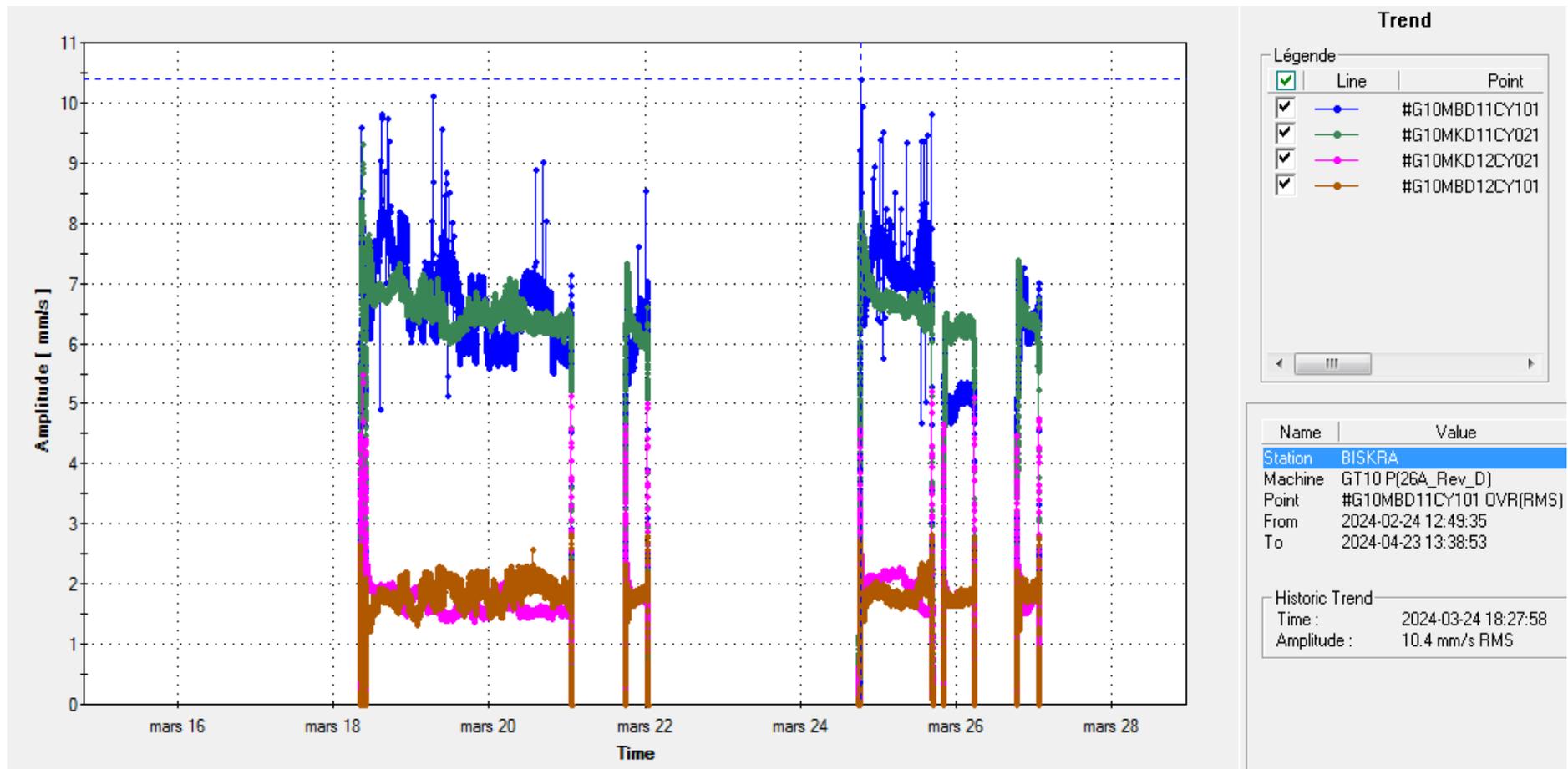


Figure IV.5 : Tendances des vibrations absolues pour les 04 paliers de la TG 01.

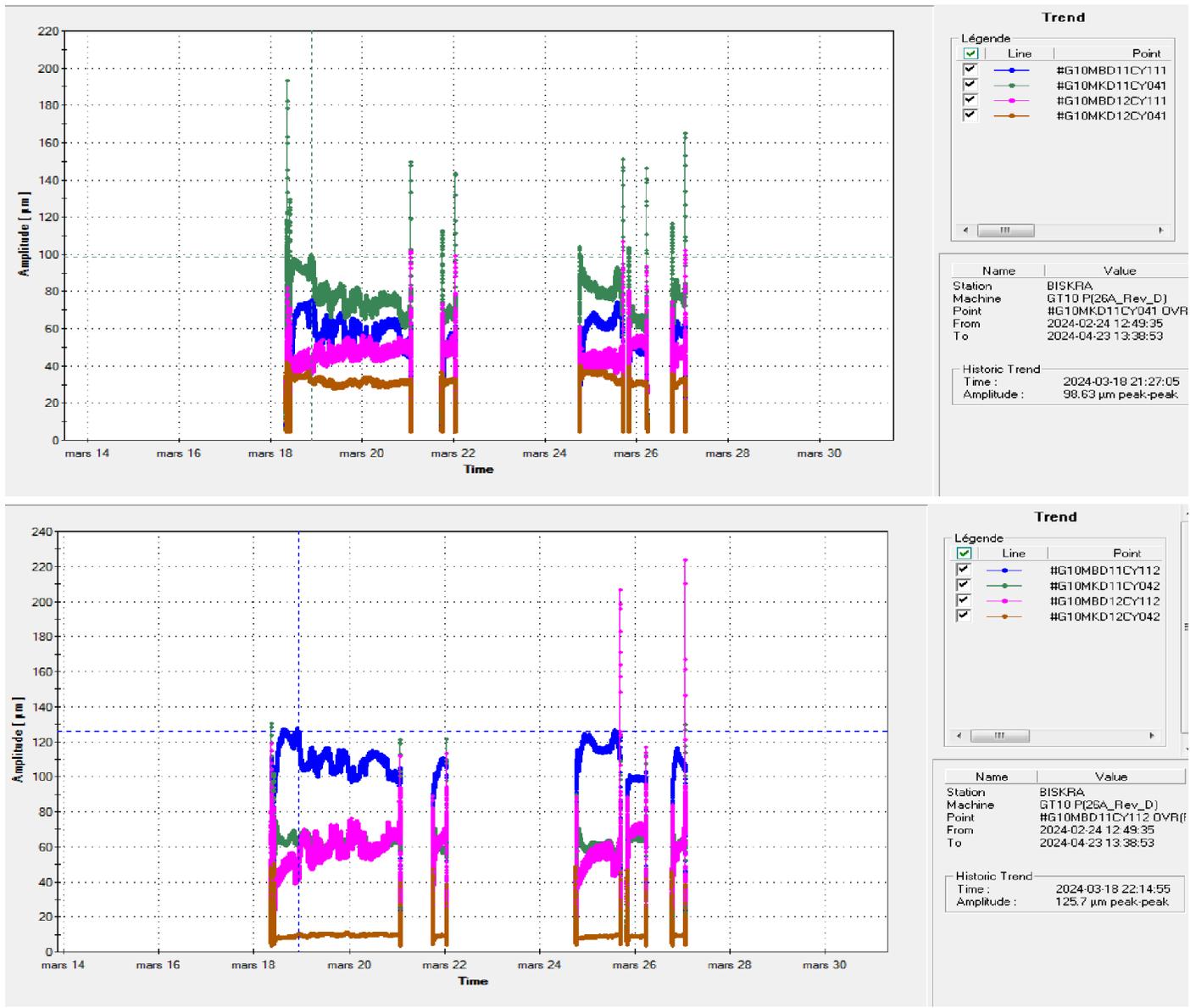


Figure IV.6 : Tendances des vibrations relatives pour les 04 paliers de la TG 01 : (a) Direction X (45°), (b) Direction Y (135°).

IV.5. Détection des défauts :

Les données de vibration collectée sont analysées pour identifier la nature et la gravité du défaut, ce qui permettra de pouvoir recommander des mesures correctives avant qu'un dysfonctionnement grave ne se produise. Les analyses des données seront effectuées en régime permanent ainsi qu'en régime transitoire (démarrage et arrêt) à travers des spectres de vibration en FFT et des cascades de vibrations. Au cours de ces analyses, une méthodologie d'élimination des défauts sera utilisée permettant d'optimiser la détection des défauts, tout en se limitant par les normes ISO et les consignes du constructeur SIEMENS.

Le régime permanent se réfère à une condition stable où la turbine fonctionne à une vitesse et à des conditions de fonctionnement constantes. Cela signifie que les paramètres de fonctionnement tels que la vitesse de rotation, la température, la pression et le débit sont maintenus constants pendant une période prolongée. En régime permanent, la turbine fonctionne de manière continue sans subir de changements significatifs dans ses conditions de fonctionnement.

IV.5.1. Régime permanent :

Dans le régime permanent, la vitesse de rotation est de 3000 tr/min. La figure IV.7(a) montre l'analyse spectrale réalisée par la méthode de la transformée de Fourier rapide (FFT) sur le signal brut de vibration collecté pour chaque palier de la TG01 à un moment donné, tandis que la figure IV.7(b) présente la technique de cascade FFT appliquée sur même la période de fonctionnement, permettant de suivre tous les changements survenus dans la machine au cours de cette période.

Dans ce qui suit, nous allons étudier pour tous les paliers, en premier lieu les diagrammes FFT et les diagrammes en cascades, ensuite le diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre et les diagrammes des orbites sans oublier les diagrammes de phases et les réponses temporelles.

IV.5.1.a Diagrammes FFT et Cascades :

- **Palier turbine MBD11 :** D'après les spectres d'analyse obtenus à partir des capteurs de déplacement X et Y, l'harmonique à la fréquence fondamentale (50 Hz) noté par la suite 1X se révèle être la plus dominante sur l'ensemble de la bande de fréquences (0-1200 Hz). De plus, l'harmonique 2×50 (100 Hz) est également présente malgré que ses valeurs soient réduites. Cette harmonie est notée par la suite 2X. Ces fréquences persistent pendant toute la période de régime permanent, comme illustré dans le graphe de cascade, avec des fluctuations

dues au fonctionnement de la turbine et aux variations de puissance de la TG en réponse à la demande du réseau national.

L'existence des raies de fréquence 1X et 2X dans le spectre de la FFT nous amène à formuler des hypothèses sur la présence de défauts qui peuvent se manifester dans ces bandes de fréquence, tels que :

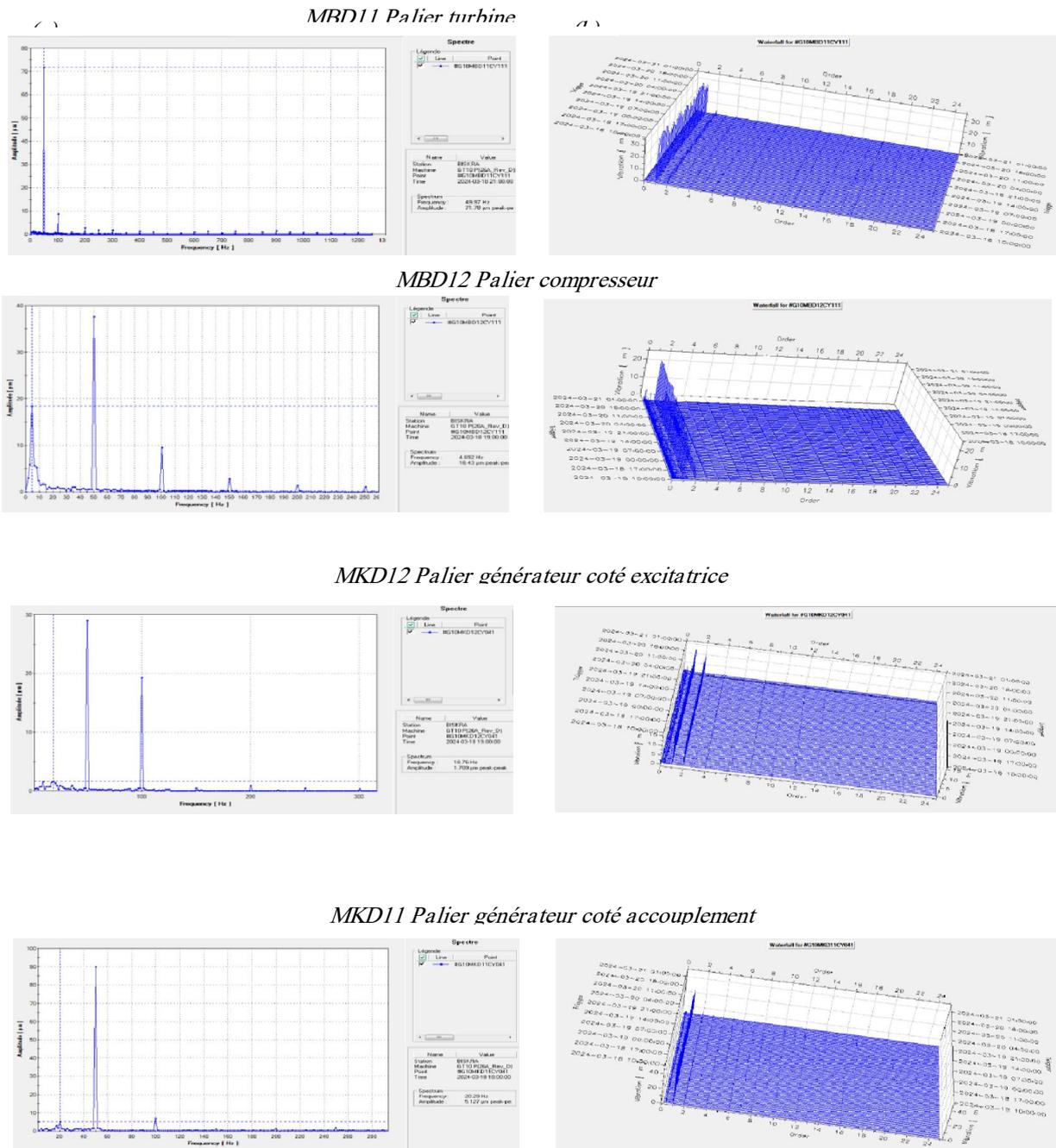


Figure IV.7 : Analyse spectrale des vibrations relatives d'arbre pour les 04 paliers de la TG 01 : (a) Spectre de vibration FFT, (b) Cascade des spectres de vibration.

- Run-Out mécanique dû à une déformation géométrique sur la circonférence du rotor,
- Run-Out électrique produit lorsque le rotor présente une non-homogénéité dans la conductivité électrique et la perméabilité magnétique autour de sa circonférence,
- Rayures sur la surface du rotor,
- Flèche du rotor, c'est-à-dire l'arbre fléchi sous l'effet de la température et de la gravité,
- Fissure de l'arbre causée par des forces de torsion ou de flexion du rotor,
- Problème d'accouplement et désalignement de l'arbre,
- Bruit électrique généré par l'alternateur dans l'arbre du rotor,
- Balourd pendant le fonctionnement,
- Frottement, relâchement, et instabilité du fluide film du rotor,
- Changement de la rigidité dynamique du rotor dû à des fissures dans la fondation ou au desserrage du support de palier.

Techniquement, on peut écarter le problème de frottement du rotor et d'instabilité du fluide film dans le palier, car il n'y a pas de sous-harmoniques présentes dans la bande latérale de fréquence entre 0.15 et 0.8X. De plus, la fissuration de la fondation et le desserrage du support de palier ont été vérifiés par l'équipe de maintenance et aucun constat n'a été détecté.

- **Palier compresseur MBD12** : Ce palier présente également les deux raies des fréquences X1 et X2 sur le spectre accompagnée d'une sous-harmonique a été révélée à la fréquence de 4.69 Hz, soit presque 10 % de la fréquence fondamentale X1, ce qui ne correspond pas à un frottement ou à une instabilité de film d'huile. Ainsi, des graphes de forme d'onde du signal de vibration sont nécessaire afin de fournir davantage de détails. La figure IV.8. montre la présence des modulations pour les deux capteurs de déplacement X (45°) et Y (135°) et absence de ce symptôme dans les autres paliers comme le montre la figure IV.9.

En observant les graphiques des cascades de palier du compresseur, figure IV.7, on remarque l'apparition d'une raie à très basse fréquence. Cette raie apparaît après un certain temps et commence à augmenter (résonne), donnant la possibilité qu'il y a une relation étroite avec la puissance générée par la turbine. Plus précisément, elle se manifeste uniquement lorsque la turbine est en charge, ce qui écarte l'hypothèse d'un bruit électrique généré par l'alternateur dans l'arbre du rotor dû au courant de fuite. Nous examinerons le régime transitoire ultérieurement pour confirmer l'absence de cette raie au démarrage

On peut dire que ce phénomène est dû à la vibration de torsion, sachant que le palier MBD12 soutient le compresseur de la turbine. Il convient de noter que le compresseur, de type axial et d'une longueur d'environ 6 mètres, est composé de 15 étages. Ce compresseur

long est soumis à des forces résultant de la compression de l'air sur chaque surface des ailettes de chaque étage. L'anisotropie due à la distribution inégale des molécules sur le rotor du compresseur engendre des torsions, notamment aux endroits les moins rigides des étages de compresseur. De plus, la distribution de l'air au niveau du compresseur est différente en raison de la forme des ailettes de chaque étage. Cette différence entraîne des forces globales distinctes à chaque étage, générant ainsi un couple de torsion opposé au couple de charge.

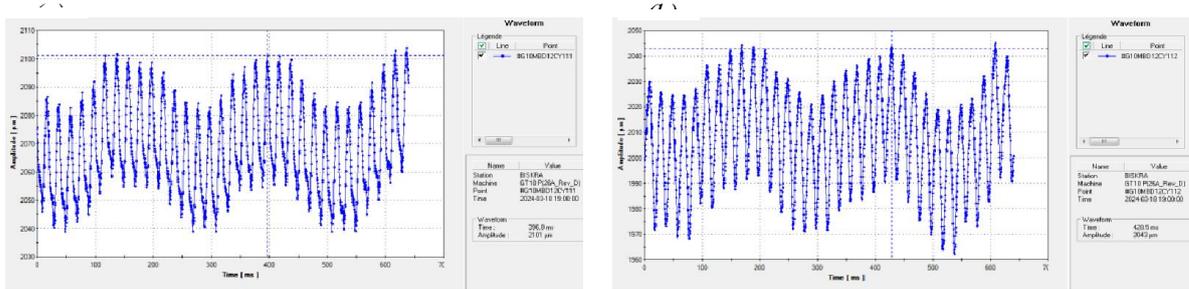


Figure IV.8 : *Forme d'onde des vibrations relatives d'arbre pour le palier compresseur MBD12 de la TG 01 : (a) Direction X (45°), (b) Direction Y (135°).*

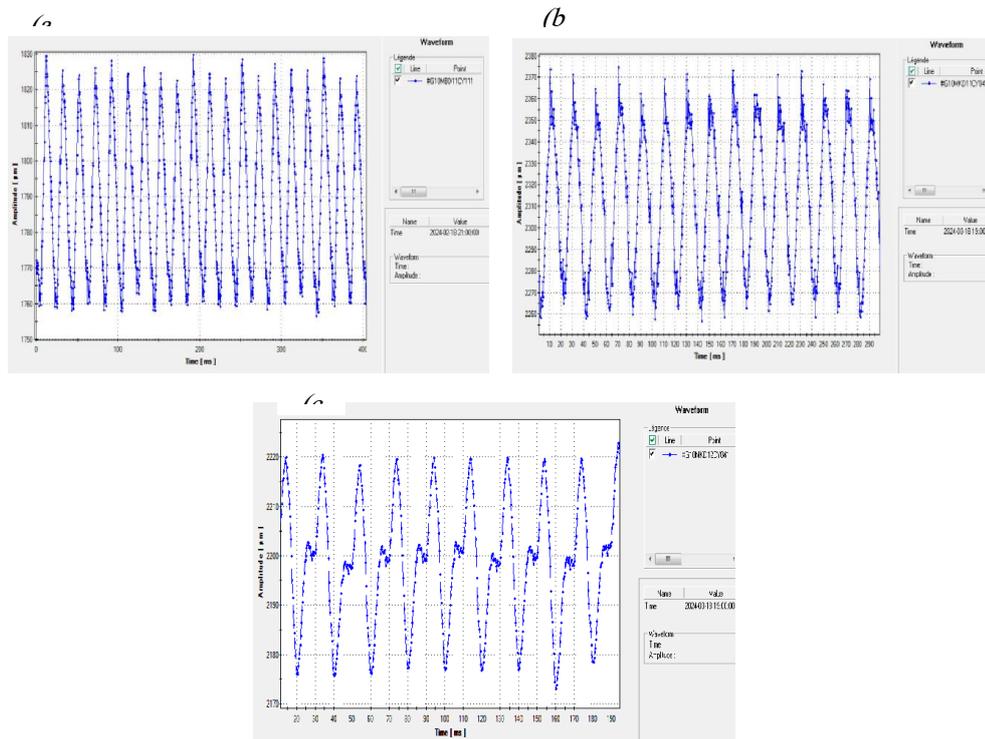


Figure IV.9 : *Forme d'onde des vibrations relatives d'arbre pour le deux palier générateur de la TG 01 : (a) Palier MBD11 Direction X (45°), (b) Palier MKD11 Direction X (45°), (c) Palier MKD12 Direction X (45°).*

Le système de contrôle de la turbine détecte que le couple de charge diminue, donc il tente de l'augmenter, entraînant par conséquent une décélération de la vitesse de rotation afin

de conserver la puissance de la turbine, $P=T.\Omega$ (P : puissance, T : couple et Ω : vitesse). Le système de contrôle détecte également cette diminution, donc il essaie d'accélérer le rotor en diminuant le couple de charge pour conserver la puissance. Cette diminution du couple de charge entraîne également une diminution du couple de torsion, ce qui permet au rotor d'accélérer. Ensuite, le système de contrôle intervient à nouveau et augmente le couple de charge pour diminuer la vitesse de rotation, augmentant ainsi le couple de torsion et provoquant une décélération de l'arbre du rotor.

La sévérité de la torsion est relativement grande, presque 20 μm , ce qui nous conduit à croire qu'il y a d'autres sources de torsion et nous suspectons une déformation de l'une des ailettes du rotor du compresseur. Par conséquent, une inspection Endoscopique est recommandée pour vérifier l'état de toutes les ailettes des étages du compresseur.

- **Palier générateur coté accouplement MKD11** : À côté de la présence des deux raies 1X et 2X, on constate l'existence de traces de sous-harmoniques à la fréquence de 20,29 Hz, avec une amplitude de 5,12 μm . Cette bande de fréquence nous amène à suspecter trois dysfonctionnements potentiels : le frottement de l'arbre du rotor avec le siège des paliers, une instabilité du film d'huile. Il convient de noter que ces défauts peuvent résulter d'autres dysfonctionnements tels que le balourd, le désalignement, etc.

- **Palier générateur coté excitatrice MKD12** : Les mêmes observations peuvent être faites pour ce palier concernant les raies des fréquences 1X et 2X, mais avec des niveaux de vibration réduits sur l'harmonique 1X.

IV.5.1.b Diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre :

Le diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre (**Average Shaft Centerline**) pour les 4 paliers est présenté dans la figure IV.10. Les positions du centre de l'arbre par rapport aux paliers de la turbine sont acceptables tant qu'elles restent incluses dans le demi-cercle inférieur du palier. Ainsi, bien qu'il n'y ait pas de signes de désalignements sévères, on observe toutefois un décalage entre les deux paliers de la turbine MBD11 et MBD12. Bien que le décalage ainsi qu'entre les paliers de l'alternateur MKD11 et MKD12 est minime par rapport aux paliers de la turbine. Cela nous amène à conclure que les désalignements contribuent à l'apparition de la fréquence 2X sur tous les paliers.

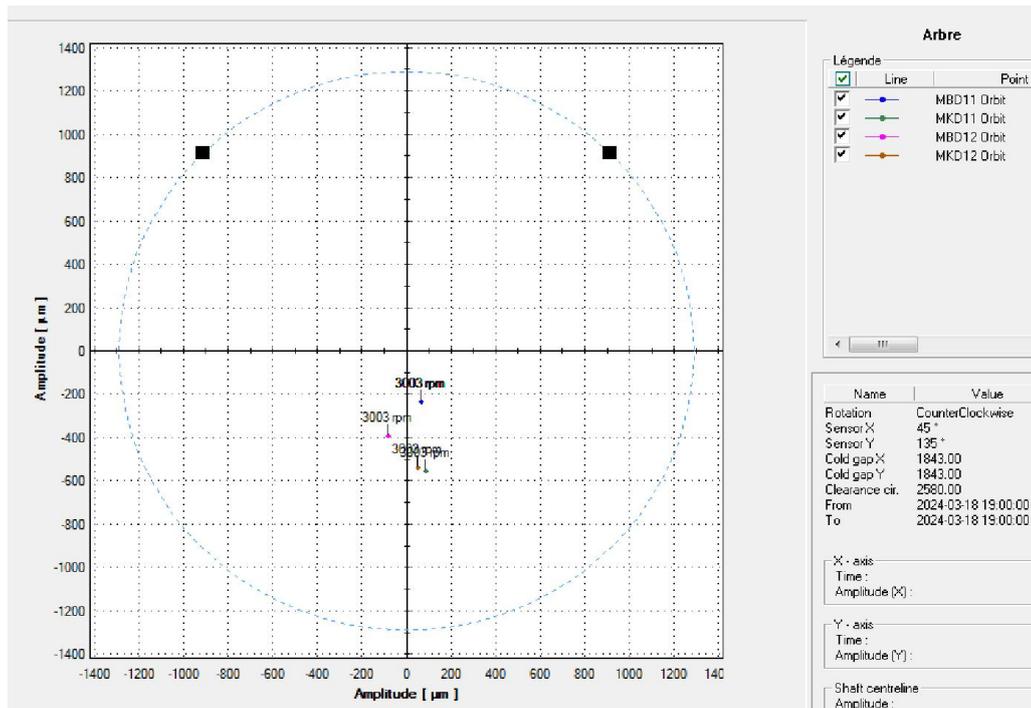


Figure IV.10 : Diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre pour les 04 paliers de la TG 01.

IV.5.1.c Diagrammes d'orbite :

Les diagrammes d'orbite ont été élaborés en combinant les données de deux capteurs de déplacement pour chaque palier, ce qui a abouti à la forme illustrée dans la figure IV.11.

Dans ces graphes, il est à noter que l'orbite bleue correspond au signal brut de vibration (non filtré), tandis que l'orbite marron représente la raie fondamentale filtrée à 1X, et que l'orbite orange représente l'harmonique d'ordre deux, 2X.

- **Palier turbine MBD11 :** On constate que l'orbite 1X prend presque la même forme que l'orbite non-filtrée en raison de la prédominance du raie 1X, ce dernier adoptant une forme elliptique due à l'anisotropie de la rigidité de raideur (K) dans le système rotor. On peut également écarter les hypothèses des rayures sur la surface du rotor et le run-out électrique, étant donné qu'aucune déformation de la forme de l'orbite n'est constatée.

- **Palier compresseur MBD12 :** La forme d'orbite non filtrée présente un degré élevé d'ellipticité et ne semble pas correspondre à celle de l'orbite 1X. De plus, elle est alignée avec l'axe horizontal. Cette divergence est attribuable au vecteur de torsion qui déforme l'orbite brute. Ainsi, il reste à confirmer la run-out mécanique lors du régime transitoire à très basse vitesse (slow roll motion).

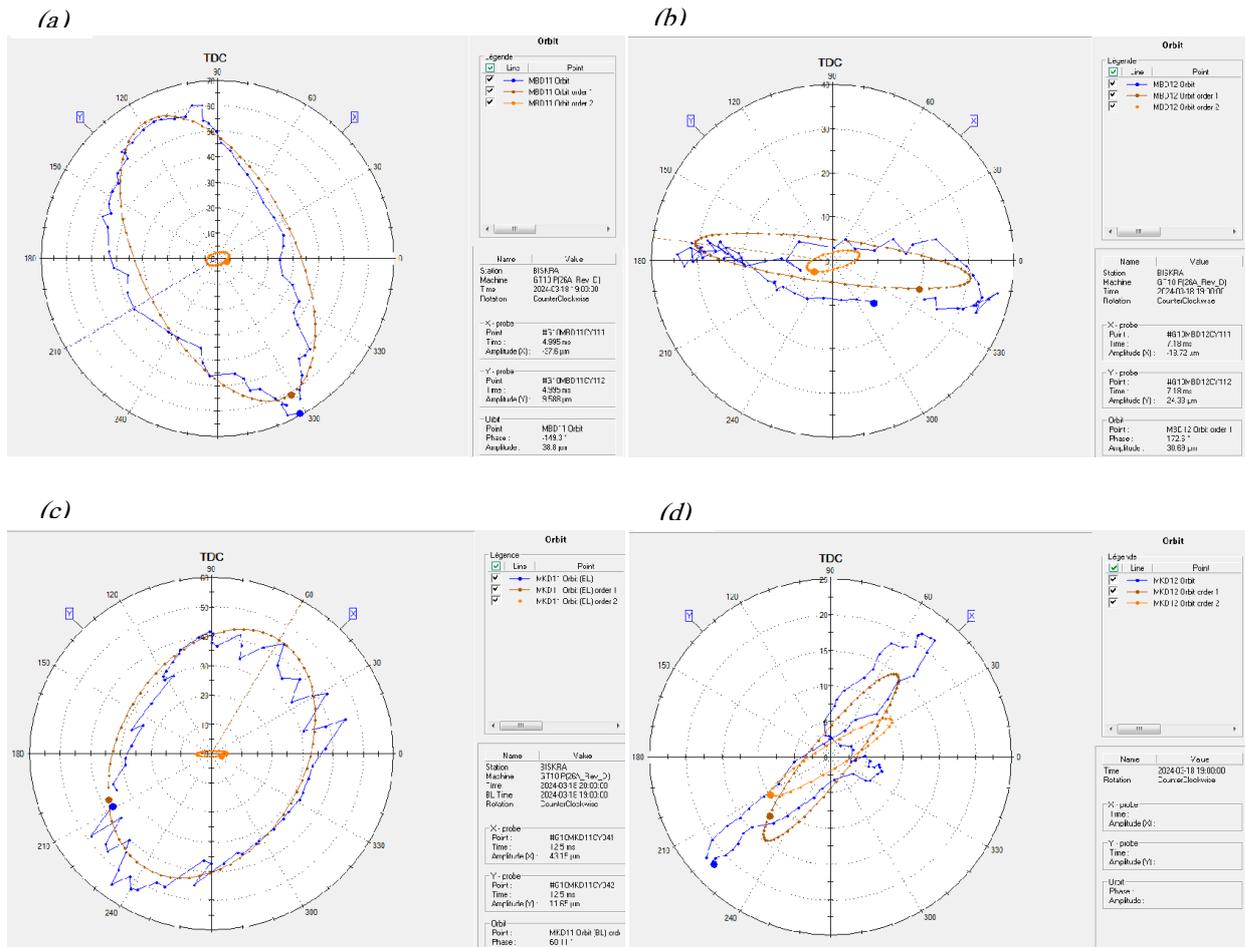


Figure IV.11 : Diagramme de l'orbite pour les 04 paliers de la TG 01 :
 (a) Palier MBD11, (b) Palier MBD12, (c) Palier MKD11, (d) Palier MKD12.

- Palier générateur coté accouplement MKD11 :** Ce palier affiche des caractéristiques similaires à celui du palier turbine MBD11, avec des fluctuations légères observées dans l'orbite non filtrée. L'origine de cette perturbation sera vérifiée pendant le régime de transitoire.
- Palier générateur coté excitatrice MKD12 :** L'orbite non-filtrée de ce palier présente une forme similaire au chiffre huit (8). Cette forme est due au du désalignement qui survient lorsque les niveaux de vibration des raies 1X et 2X se rapprochent.

IV.5.1.d Les tendances de phase :

La technique de tendance de phase est un outil puissant qui nous permet d'analyser l'évolution de la phase et de l'amplitude des harmoniques des signaux de vibration. Ce qui nous intéresse principalement, ce sont la phase et l'amplitude de la raie 1X, car elles fournissent des indications précieuses sur les défauts pouvant survenir dans cette bande de fréquence, comme le montre la figure IV.12.

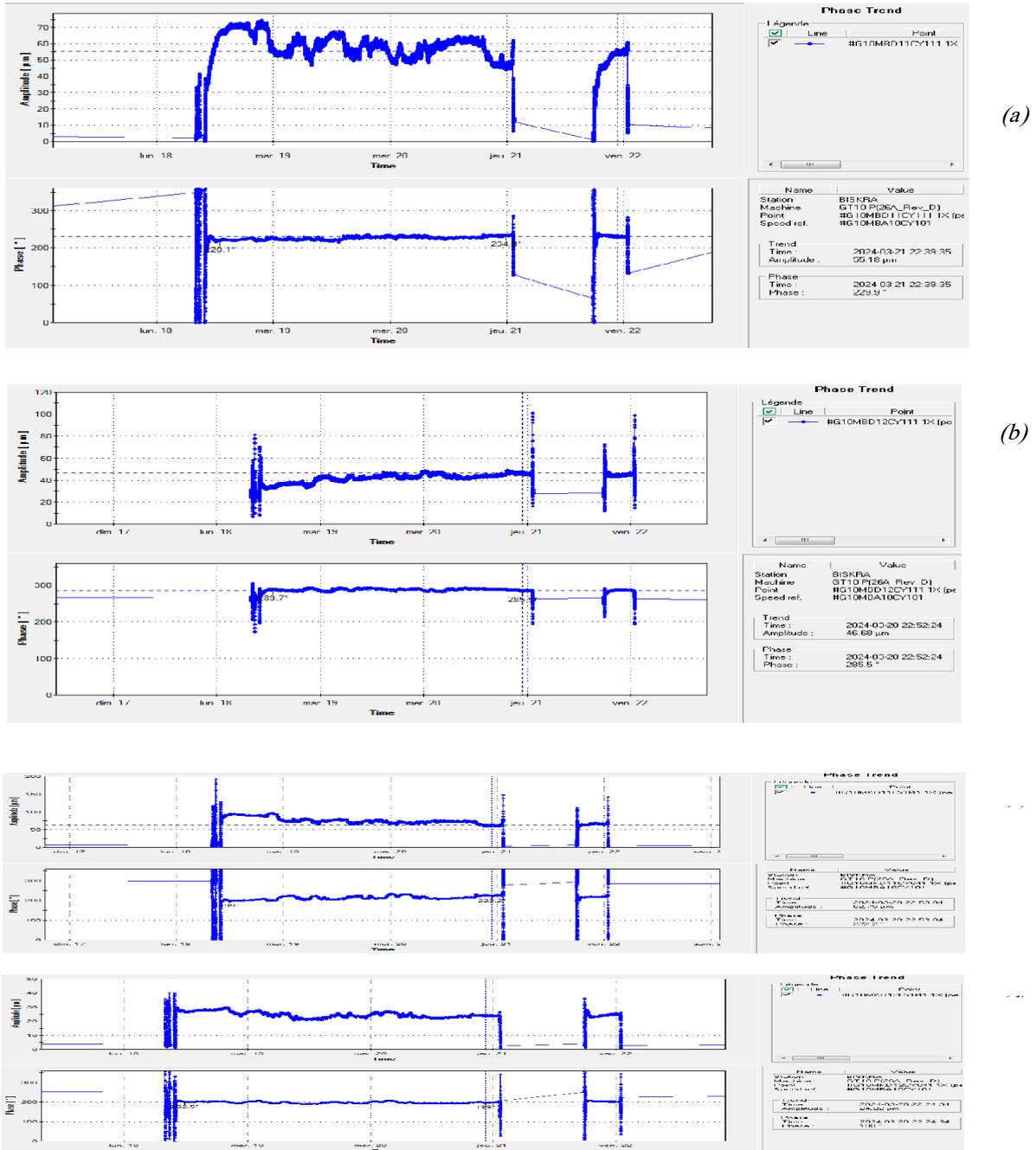


Figure IV.12 : Tendance de la phase et de l’amplitude de la raie 1X pour les 04 paliers de la TG 01 : (a) Capteur MBD11CY111, (b) Capteur MBD12CY111, (c) Capteur MKD11CY041, (d) Capteur MKD12CY041.

Il est observé que les valeurs de phase de la raie 1X de tous les capteurs des quatre paliers de la TG 01 restent relativement stables, bien qu’avec de légères fluctuations, en particulier entre le début du fonctionnement en régime stable à basse puissance et à pleine

puissance, connue sous le nom de charge de base. De plus, l'amplitude de la raie 1X subit également de légères variations pendant cette plage de fonctionnement. Donc, on peut exclure les défauts dus au frottement annulaire ou à une fissuration sévère tant que la phase de la raie 1X reste relativement stable.

Nous observons que les phases de la raie 1X demeurent stables sur une longue période pour les quatre paliers de la TG01, et les amplitudes de la raie 1X ne montrent pas de variations significatives. Ces observations nous conduisent à écarter les hypothèses de fissuration, de frottement annulaire du rotor, et de changement de position ou de basculement de la pièce tournante pendant le fonctionnement, pour les raisons suivantes :

1. La fissuration de l'arbre du rotor entraîne une réduction de la section active du rotor, créant ainsi une asymétrie et une anisotropie. Par conséquent, un balourd mécanique se manifeste dans la zone de fissuration, se traduisant par une augmentation de la raie 1X. De plus, la propagation de la fissure est favorisée par :

- Les forces de charge générées pendant le fonctionnement dans la zone de fatigue, exerçant des contraintes de torsion qui encouragent la propagation de la fissure.
- La zone de fissure présentant une moindre rigidité thermique, cela engendre un gradient de température accentué, provoquant une dilatation qui contribue au fléchissement du rotor, favorisant ainsi la propagation de la fissure.

Lorsque la fissure s'étend davantage, des changements de phase et d'amplitude de la raie 1X se produisent, accompagnés de l'apparition du composant 2X en raison de l'effet du couple de charge sur le rotor fléchi lors de sa rotation. Le rotor fléchi agit comme une manivelle, subissant le couple de charge deux fois par rotation, ce qui se traduit par l'apparition du composant de raie 2X.

De plus, la fissuration réduit la rigidité dynamique de la raideur K du système rotor, ce qui entraîne une diminution de la vitesse de résonance $\Omega_n = \sqrt{K/M}$ (où M est la masse du rotor), ce qui se manifeste notamment lors du régime transitoire (arrêt ou démarrage).

2. Dans le cas d'un frottement partiel, lorsque le rotor entre en contact avec le palier à certain point du cycle de vibration, une augmentation de la température est générée, créant ainsi un gradient thermique. Cela induit une flèche temporelle du rotor, altérant à la fois la phase et l'amplitude de la raie 1X. Lorsque le rotor s'éloigne du palier, la zone de frottement se refroidit, réduisant ainsi la flèche et impactant de nouveau la phase et l'amplitude de la raie 1X. Ce cycle se répète, provoquant des fluctuations dans la phase et l'amplitude.

3. Dans le cas d'un frottement annulaire, lorsque toute la surface du rotor entre en contact avec le palier à chaque point du cycle de vibration, ce qui entraîne un échauffement excessif. Ce phénomène crée un gradient de température à la surface, provoquant une flexion temporelle progressive du rotor et induisant ainsi un changement continu de la phase et de l'amplitude de 1X. Cette friction accrue augmente la raideur K du rotor, ce qui entraîne une augmentation de la fréquence de résonance en conséquence.

4. Chaque changement de position ou de basculement de la pièce tournante pendant le fonctionnement entraîne une modification de la phase et de l'amplitude de la raie 1X.

IV.5.2. Régime transitoire (démarrage, arrêt) :

Le régime transitoire englobe les périodes de démarrage et d'arrêt. Pendant ces périodes, la turbine passe par plusieurs phases, la plus importante étant celle où la fréquence de la turbine coïncide avec la fréquence de résonance du système rotor Ω_n . Cela peut entraîner une amplification des vibrations, car la résonance mécanique augmente les contraintes sur les composants du système, ce qui peut conduire à des dommages ou à une défaillance prématurée si elle n'est pas correctement contrôlée. La gestion appropriée des régimes transitoires, en tenant compte des fréquences de résonance du système, est essentielle pour garantir le bon fonctionnement et la durabilité des turbines à gaz.

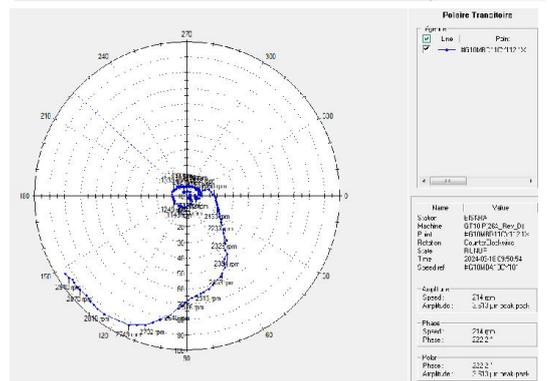
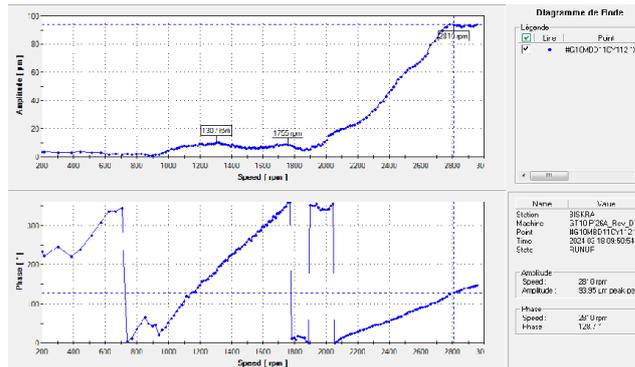
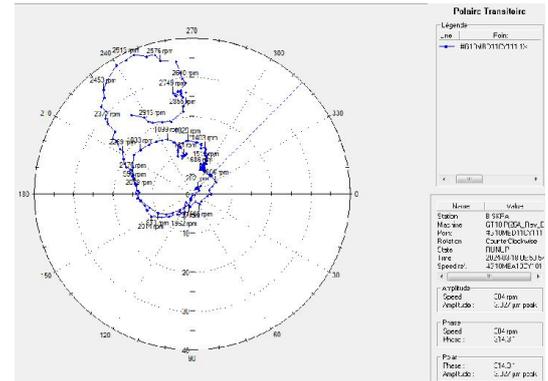
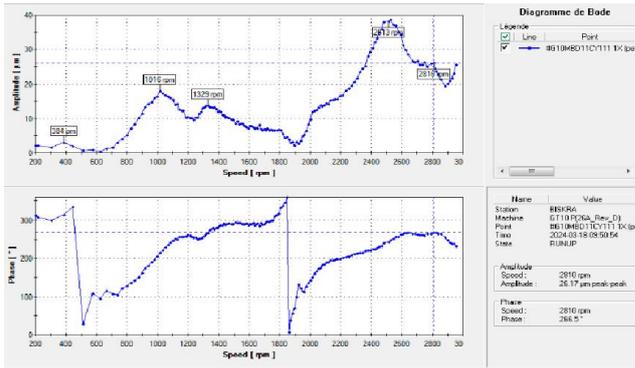
Ce régime nous permet d'enrichir davantage les données concernant l'état de la turbine afin de confirmer ou d'écarter certaines hypothèses, ce qui nous aide à identifier les défauts subis par la turbine. Notre analyse sera basée principalement sur les diagrammes de Bode et les diagrammes polaires. Ces diagrammes ont été élaborés afin de suivre la phase et l'amplitude de la raie 1X pendant le démarrage, en utilisant les données des capteurs de déplacement pour chaque palier de la TG 01, ce qui a abouti à la forme illustrée dans les figures IV.13.

- **Palier turbine MBD11** : Les résonances se manifestent par une croissance rapide des amplitudes avec la progression de la phase sur un intervalle de 180° pour une résonance complète dans le diagramme de Bode, et par des boucles de différentes largeurs dans le diagramme de polaire. Il est notable que l'amplitude dominante due à la résonance est observée pendant la phase de démarrage pour deux capteurs de déplacement, X et Y, à des vitesses de résonance respectives de 2613 rpm et 2810 rpm. Ces vitesses sont différentes, bien qu'elles appartiennent au même palier, en raison de l'anisotropie du rotor. Celui-ci s'explique par des valeurs différentes de la raideur K induisant différentes vitesses de résonance.

MBD11 Palier turbine

(a)

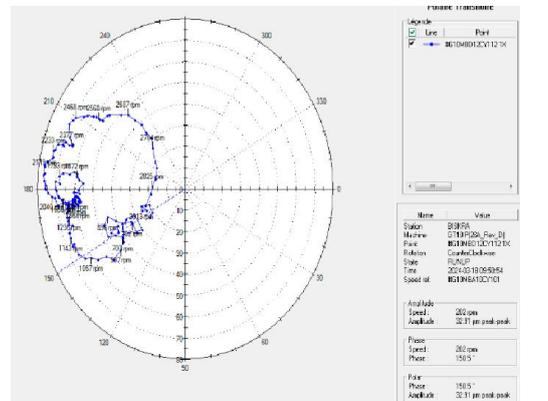
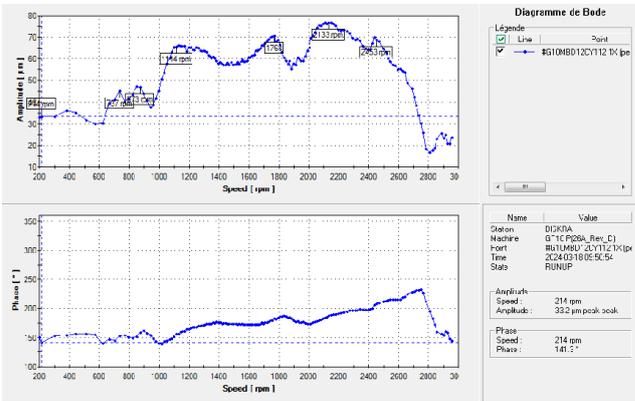
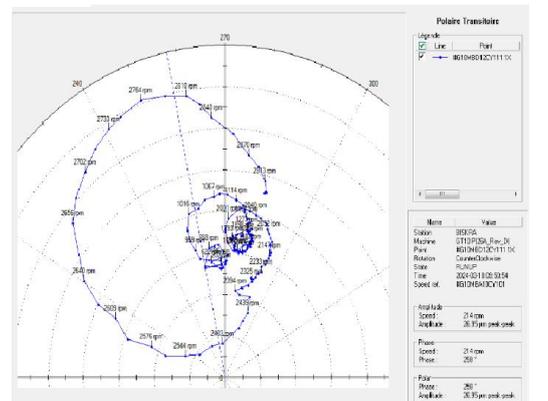
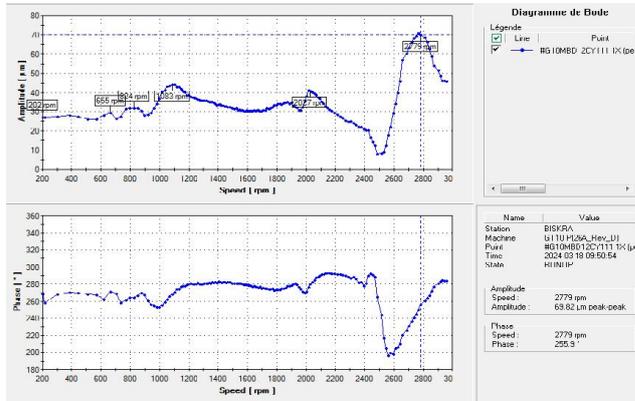
(b)



MBD12 Palier compresseur

(a)

(b)



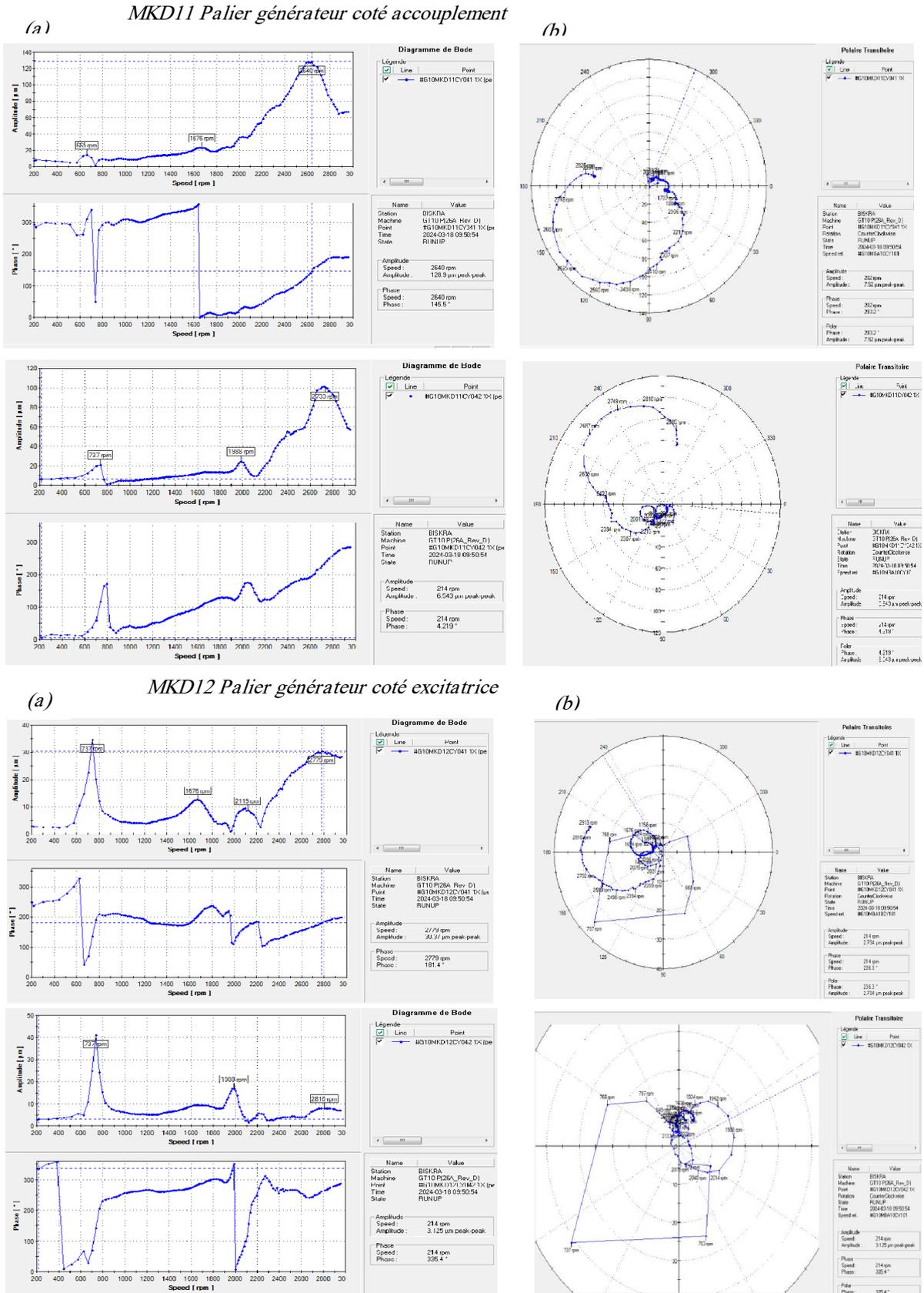


Figure IV.13 : Analyse du démarrage de l'arbre de rotor des 04 paliers de la TG01 par: (a) Diagramme de Bode, (b) Diagramme polaire.

Toutefois, pour le capteur de déplacement Y (MBD11CY112), la vitesse de résonance se situe à proximité de la plage de fonctionnement à 3000 tr/min, et la phase de résonance n'a pas encore atteint son terme, affichant une amplitude élevée. Cette amplification est attribuable à un balourd mécanique. De plus, dans la plage de vitesses de 200 à 400 tr/min, aucune vibration significative n'est observée. Par conséquent, on peut écarter les défauts liés au run-out mécanique et électrique, ainsi que la flèche du rotor.

- **Palier compresseur MBD12 :** Un élément crucial à noter dans ce palier est la présence d'une amplitude élevée (33.2 μm) dans la zone de basse vitesse, en comparaison avec le palier normal. Par conséquent, il est nécessaire d'examiner les courbes comparatives de la période avant l'incident de virage (13/08/2022), comme illustré dans la figure IV.14

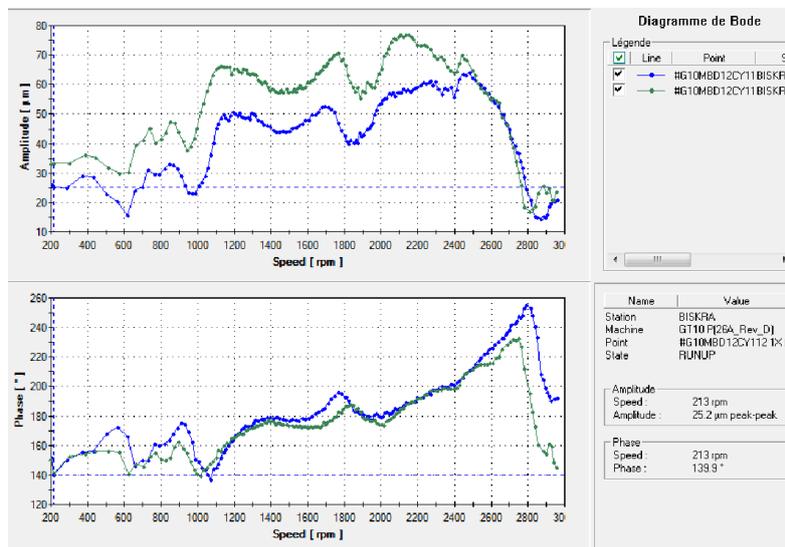


Figure IV.14 : Diagramme de Bode du palier compresseur de la TG01 pour les périodes 12/08/2022 et 18/03/2024.

On constate un écart entre la zone de basse vitesse pour les deux périodes, avec une augmentation de 8 μm attribuable au problème de flexion du rotor. Ainsi, avec une amplitude de 25.5 μm déjà présente au début, cela nous conduit à envisager des hypothèses liées à un désalignement faible.

La figure IV.15 présente la cascade des spectres de vibration du capteur de déplacement MBD11CY112 pendant le démarrage. On constate que la fréquence de 4,69 Hz, présente en régime permanent, est absente au démarrage. Lorsque la vitesse du rotor atteint environ 3000 tr/min, on observe l'apparition de cette fréquence avec une amplitude très faible. Par conséquent, l'hypothèse du bruit électrique est écartée.

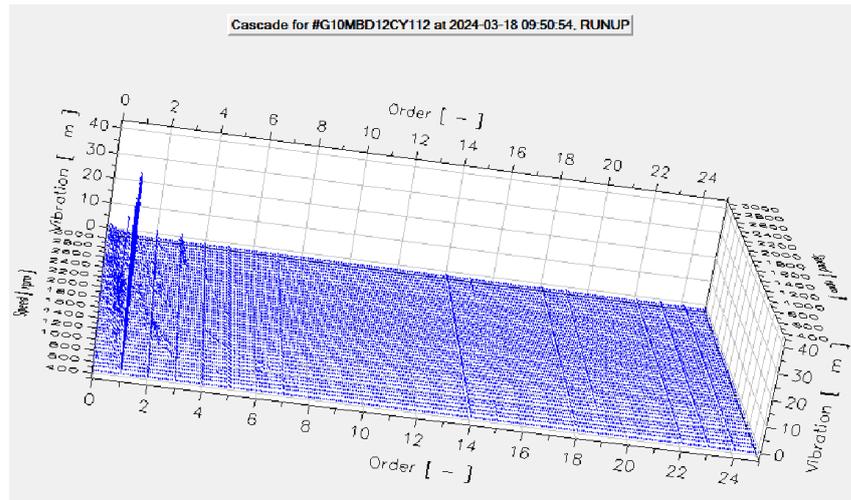


Figure IV.15 : Cascade des spectres de vibration au démarrage pour le palier compresseur.

- **Palier générateur coté accouplement MKD11 :** Ce palier présente le même comportement que le palier turbine MBD11, voir figure IV.15, où un balourd mécanique prédominant provoque une augmentation considérable de l'amplitude à 1X lors du passage à la vitesse de résonance.

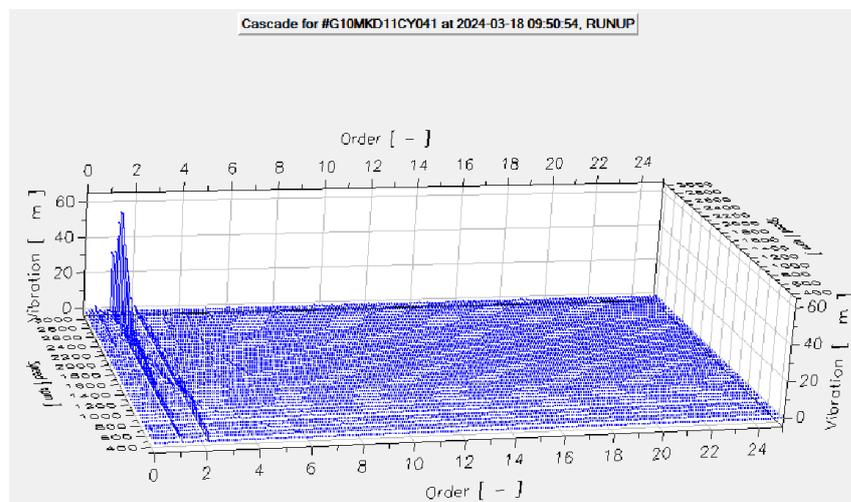


Figure IV.16 : Cascade des spectres de vibration au démarrage pour le palier compresseur.

Le sous-harmonique de fréquence 20,29 Hz apparaît au cours de la zone de résonance à 2640 tr/min et persiste jusqu'au régime de fonctionnement. Sachant que la vitesse de fonctionnement est de 3000 tr/min, inférieure à deux fois 2640 tr/min, le phénomène de détachement se produit. Cependant, le frottement devrait être présent lorsque la vitesse de fonctionnement dépasse deux fois la vitesse de résonance. Ainsi, le problème d'huile est également exclu puisque la raie de fréquence de 20,29 Hz apparaît dans la zone de résonance.

- **Palier générateur coté excitatrice MKD12** : Aucune anomalie n'a été constatée pendant le démarrage de ce palier.

IV.6. Conclusions et recommandations

Dans ce dernier chapitre, nous avons d'abord exposé les critères d'évaluation des vibrations actuellement utilisés dans notre étude d'expérimentale, portant sur la Turbine à Gaz SIEMENS SGT5-4000F de la centrale d'Oumache II. Ensuite, nous avons exploité le système de surveillance des vibrations VM600 pour optimiser la détection et le diagnostic les différents défauts.

Nous avons ensuite détaillé les différentes étapes de surveillance, notamment la détection des défauts en suivant l'évolution des niveaux de vibration absolue en RMS. En outre, un diagnostic des défauts a été réalisé en analysant les données vibratoires à l'aide de techniques avancées de traitement du signal telles que le FFT, la cascade, le diagramme de la position moyenne du centre de l'arbre, l'orbite, la tendance de phase et d'amplitude, le diagramme de Bode et le diagramme polaire. Ces techniques se sont révélées très efficaces pour diagnostiquer les défauts survenant sur la turbine à gaz, tels que le balourd mécanique, le désalignement, la torsion, le relâchement de l'arbre et la flexion du rotor, etc.

D'après l'étape de diagnostic des défauts, des actions correctives peuvent être planifiées et mises en œuvre avant que les défauts ne causent des défaillances majeures. Pour ce faire, des recommandations sont formulées pour chaque palier, facilitant ainsi la planification de la maintenance préventive et la préparation des outils nécessaires pour remédier à chaque défaut.

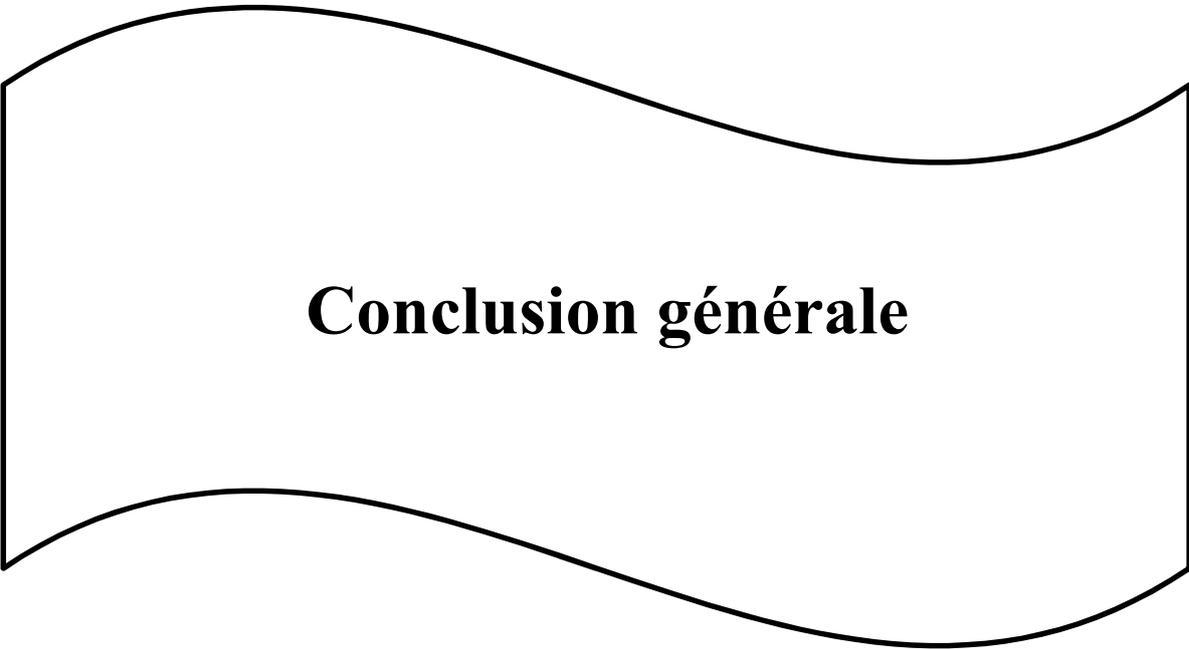
Au niveau du palier turbine MBD11 : Ce palier présente un défaut de balourd mécanique prédominant, entraînant des vibrations élevées qui élargissent la zone de résonance du système rotor vers la plage de fonctionnement. Ainsi, il est impératif d'effectuer une opération d'équilibrage pour prévenir toute dégradation éventuelle. En revanche, aucun signe de désalignement sévère n'a été détecté, ce qui rend une opération d'alignement non nécessaire.

Au niveau du palier compresseur MBD12 : Les vibrations de torsion apparaissent dans ce palier, ce qui rend une inspection endoscopique nécessaire pour vérifier toutes les ailettes des étages de compresseur en quête de déformations éventuelles ou de défauts de construction. De plus, il est essentiel de vérifier l'état de surface de l'arbre dans la zone d'emplacement des capteurs de déplacement pour détecter toute déformation éventuelle due à un run-out mécanique, un désalignement ou une flexion du rotor. Pour ce dernier cas, il est recommandé

de faire fonctionner la machine pendant une longue période jusqu'à ce qu'elle atteigne l'équilibre thermique, puis de la faire tourner à basse vitesse à l'aide d'un système de virage à long terme afin de réduire la flèche du rotor.

Au niveau du palier générateur coté accouplement MKD11 : À ce stade, il est impératif de procéder à une opération d'équilibrage pour réduire la sévérité du balourd mécanique, qui provoque ainsi le phénomène de relâchement du rotor. Si ce balourd s'aggrave, il entraînera un frottement, accélérant ainsi la détérioration du palier et du rotor.

Au niveau du palier générateur coté excitatrice MKD12 : Un léger désalignement survenir dans ce palier, ce qui nécessite une surveillance permanente et une intervention corrective par un processus d'alignement dès qu'il devient plus significatif.



Conclusion générale

Conclusion générale :

La production industrielle connaît une croissance sans précédent ces dernières années, dans notre pays comme dans le monde entier, notamment en termes de productivité, de qualité et de sécurité. Dans un contexte de forte concurrence entre les entreprises, la réduction des coûts de production est devenue primordiale dans l'objectif d'avoir des produits moins cher et concurrents. Jointement à la réduction des coûts de maintenance, l'augmentation des taux de disponibilité des équipements de production est cruciale pour toute entreprise. C'est pourquoi, il est essentiel de mettre en place un programme de maintenance adapté et utiliser des techniques de surveillance performantes, telles que l'analyse vibratoire, qui est largement reconnue.

L'analyse vibratoire offre une évaluation complète de la machine. Elle consiste à détecter les dysfonctionnements sans démonter l'appareil, en prélevant les signaux de vibration à l'aide de capteurs appropriés. Les informations extraites des vibrations sont essentielles pour identifier les défauts des machines tournantes.

La turbine à gaz étudiée, SIEMENS SGT5-4000F de la centrale d'Oumache II, est une machine motrice techniquement complexe, comportant des sections mécaniques essentielles à la conversion d'énergie. Chaque composant doit répondre à des exigences strictes de précision, de fiabilité et de sécurité. La conception et le bon fonctionnement de cette machine impliquent plusieurs disciplines, telles que la thermodynamique et la science des matériaux. La puissance contrôlable de la turbine, son rendement élevé et sa fiabilité en font un équipement indispensable pour la production électrique.

Les travaux présentés dans ce mémoire se sont concentrés sur l'utilisation de l'analyse vibratoire pour détecter les défauts dans une turbine à gaz. Les résultats expérimentaux obtenus sont clairs et fructueuses, permettant une évaluation complète de l'état de santé de la machine. Ces résultats ouvrent la voie à des améliorations pratiques futures, à des gains de temps et à une augmentation des bénéfices de l'entreprise.

L'application de l'analyse vibratoire nous a permis d'optimiser les diagnostics techniques entamés tout en se limitant aux prescriptions du constructeur et les normes mises en vigueur. L'analyse vibratoire a aussi permis d'identifier rapidement les éléments défectueux et leurs causes potentielles, et de réduire les temps d'arrêt de la turbine à gaz étudiée SGT5-4000F. Dans le dernier chapitre, nous avons exposé les critères d'évaluation des vibrations utilisés dans notre étude expérimentale. Nous avons ensuite exploité le système de

surveillance des vibrations VM600 pour optimiser la détection et le diagnostic des différents défauts. Les étapes de surveillance ont été détaillées, notamment la détection des défauts par l'évolution des niveaux de vibration absolue en RMS et le diagnostic par des techniques avancées de traitement du signal telles que le FFT, le diagramme de Bode, et le diagramme polaire. Ces techniques se sont avérées efficaces pour diagnostiquer des défauts comme le balourd mécanique, le désalignement, la torsion, et la flexion du rotor. Comme résultats de cette étude, des recommandations ont été établies pour chaque palier de la turbine à gaz afin de remédier aux différentes anomalies.

L'aboutissement de ce travail contribuera sûrement à la compréhension de la maintenance de ce type de machines tournantes et ouvrira dans la future la brèche d'investigation sur l'utilisation d'autres techniques de maintenance préventives.

Référence bibliographiques

1. LEFEBVRE AH, «Gas turbine combustion», second ed. London: Taylor & Francis; 1998.
2. Technique de l'ingénieur (B4410), « Turbines à gaz aéronautiques et terrestres ». Version PDF en français.
3. Technique de l'ingénieur (B4425), « Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie ». Version PDF en français.
4. R. BIGRET et J. -L. FERON : "Diagnostic - maintenance disponibilité des machines tournantes", MASSON 1995
5. A. BOULENGER, C.PACHAUD : « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive » (Dunod, Paris, octobre 1999).
6. KADDOURI, I & SERAH, Y, « Détection des défauts d'une machine tournantes par l'analyse FFT », Mémoire de Master spécialité MAINTENANCE INDUSTRIELLE, UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA-, (2018 /2019)
7. CLAUDE PICHOT « Surveillance des machines par analyse des vibrations » version Dunod (2009)
8. HACHEMI MOHAMMED, « Application de l'ods à l'analyse des problèmes de vibration des Machines tournantes », Mémoire de Master spécialité Maintenance Industrielle, UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID, Juillet 2012.
9. KIOUS, MOHAMMED MONCEF; BOUSBIA, SALAH AMMAR. Maintenance conditionnelle par analyse vibratoire dans une centrale Électrique à turbine à gaz. Phd Thesis.
10. A. BOULENGER, C.PACHAUD : « Diagnostic vibratoire en maintenance préventive » (Dunod, Paris, octobre 1999).
11. R. BIGRET ET J. -L. FERON : "Diagnostic - maintenance disponibilité des machines tournantes", MASSON 1995.
12. HENG, J. Pratique de maintenance préventive. Mécanique. Pneumatique. Hydraulique. Électricité. Réfrigération; Pratique de la maintenance préventive. Mécanique. Pneumatique hydraulique. Électricité. Froide. 2002 .
13. TOUFIK, BENSANA. Diagnostic des défaillances basé sur l'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur. *Mémoire de Magister Université Badji Mokhtar–Annaba*, 2008.
14. SERGE NICOLE, Fissuration transverse des arbres de turbine du seuil de propagation au comportement vibratoire (journée annuelle des utilisateurs du code _Aster -8mars2001)

15. AUGEIX, DAVID. *Analyse vibratoire des machines tournantes*. Ed. Techniques Ingénieur, 2001.
16. DR AGNES MUSZYNSKA : Notes d'application Bently Nevada: Protection des machines et Eléments de diagnostic 1989.
17. CAPDESSUS, CECILE. *Aide au diagnostic des machines tournantes par traitement du signal*. 1992. Phd Thesis. Institut National Polytechnique de Grenoble (INPG).
18. <https://fr.scribd.com/document/441611368/VIBRATION-SIGNATURE-PLOTS-pdf>
19. YUNUS A.CENGEL, MICHAL A. BOLES, MARCEL .LACROIX,
Thermodynamique une approche pragmatique.
20. Manuel de formation professionnel «Total ».
21. Manuel de formation professionnel relative au projet Oumache «Formation de base pour personnel de conduite et de maintenance de centrale ».
22. Manuel de formation professionnel relative au projet Oumache «Training Sunter Lågen et Dolmetsch Biskra MM».
23. Manuel de formation professionnel relative au projet Oumache « consigne d'exploitation, groupe Turbo-Alternateur ».
24. Documentation de projet Oumache, Réf: « BIS EM 501 901 ».
25. Documentation de projet Oumache, Réf: «BIS IC 540 770».
26. TOUAM FOUAD & HADJ MIHOUB SIDI MOUSSA FAYÇAL, «Détection et localisation des défauts des capteurs», Mémoire de Projet de Fin d'Étude, Université SAAD DAHLAB de BLIDA, 2012/2013.
27. SIEMENS, SGT5-4000F Gas Turbine Operating And Maintenance Manual (O&M) Oumache-Biskra.