REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Département du **G**énie **E**lectrique

Mémoire de fin d'études de Master en

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Mécatronique

Thème

Étude d'analyse vibratoire d'une turbine à gaz

Présentés par :

DEHBINE YOUCEF

NEMAMSI FOUAD

Proposés et Dirigés par :

Pr. SALAM ABUDURA

Promotion 2023-2024

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu, le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Ensuite, notre encadreur PR. S. ABUDURA pour les efforts

Qu'il a déployés, pour nous aider, conseiller, et corriger.

Aussi je tiens à remercier le Mr SALAH EDDINE ZEROUKI pour les orientations positives afin de réaliser ce travail

Nos vifs remerciements également vont aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail en acceptant de l'examiner.

Nous remercions aussi tout le corps enseignant et administratif qui a contribué à notre formation universitaire.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents, que dieu les garde et les protège pour leur soutien moral et financier, pour leurs encouragements et les sacrifices qu'ils ont endurés.

A toute ma famille.

A mes frères et mes sœurs.

A mes amis et mes collègues.

Liste des matières

LISTE DES MATIERES **1**

LISTE DES FIGURES **5**

LISTE DES TABLEAUX **8**

الملخص **9**

RESUME **9**

INTRODUCTION GENERALE **11**

I. PRESENTATION DE LA CENTRALE ELECTRIQUE BERROUAGHIA ALGERIE **14**

I.1 INTRODUCTION 14

I.3 ETAT DU SITE : 16

I.3.1 Emplacement du site : 16

I.3.2 Données géographiques 16

I.4 VUE D'ENSEMBLE DU PROJET 16

I.5 DESTINATION DE PROJET 17

I.5.1 Domaine d'activité 18

I.5.2 Technique d'installation 18

I.5.3 Principale Donnés techniques : 19

I.5.4 Fabricants des principaux systèmes: 19

I.5.5 Historique de la production 21

I.5.6 Historique de la disponibilité de la centrale 22

I.6 CONCLUSION : 23

II. GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ **25**

II.1 INTRODUCTION 25

II.2 HISTORIQUE DES TURBINES A GAZ 25

II.3 UTILISATION DES TURBINES A GAZ 26

II.4 CLASSIFICATION DES TURBINES A GAZ 26

II.4.1 Classification selon le mode de construction 27

II.4.2 Classification selon le mode du travail 28

II.4.3 Selon le mode de fonctionnement thermodynamique : 29

II.5 LES DIFFERENTES CENTRALES ELECTRIQUE 33
II.5.1 Centrale électrique à cycle simple 33
II.5.2 Centrale électrique à cycle combinée 33
II.5.3 Centrale de cogénération 34
II.6 ELEMENTS PRINCIPAUX D'UNE TURBINE A GAZ 34
II.6.1 Entrée d'air 35
II.6.2 Compresseur : 35
II.6.3 Chambre de combustion 36
II.6.4 La turbine 36
II.7 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE TAG : 37
II.8 PRINCIPALES APPLICATIONS 38
II.8.1 Domaines fixes (utilisation industrielle) 38
II.8.2 Domaines mobiles (aviation, maritime) 39
II.9 CONCLUSION 39
II.10 DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ SIEMENS V'94.3A SGT5- 4000(E) : 39
II.10.1 Principaux composants de la TAG V'94.3A : 40
II.10.2 Description des différents composants de la turbine SIEMENS V'94.3A 41
II.10.3 Le compresseur 42
II.10.4 Chambre de combustion 42
II.10.5 Les brûleurs de la chambre de combustion 43
II.10.6 La turbine 44
II.10.7 Refroidissement des pales de turbine 45
II.10.8 Cycle thermique de la turbine à gaz (cycle de Brayton) 46
II.10.9 Les Caractéristiques de la Turbine à Gaz V'4.3A SGT5 4000F : 47
II.11 CONCLUSION 48
III. ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES 50
III.1 INTRODUCTION : 50
III.2 DEFINITION DE LA MAINTENANCE PREDICTIVE : 50
III.2.1 Techniques et outils de la maintenance prédictive : 50
III.3 DEFINITION D'UNE VIBRATION : 52
III.3.1 Caractéristiques d'une vibration : 52
III.3.2 Différentes formes de vibration : 54
III.4 CAPTEURS DE VIBRATION : 57

III.4.1 Proximètres : 58
III.4.2 Vélocimétrie : 59
III.4.3 Accéléromètres : 60
III.5 SURVEILLANCE VIBRATOIRE : 61
III.5.1 LES Outils de surveillance 62
III.5.2 Les niveaux globaux (NG) 62
III.5.3 Les niveaux globaux (NG) 62
III.5.4 Analyse d'enveloppe 65
III.6 ORIGINES DES VIBRATIONS DANS LES MACHINES TOURNANTES 67
III.6.1 Origine des vibrations : 67
III.6.2 Origine mécanique : 67
III.7 RECHERCHE DES IMAGES VIBRATOIRES : 80
III.7.1 Points de mesure : 80
III.7.2 Consigne pour la fixation des capteurs : 81
III.7.3 Mode de fixation : 82
III.9 CONCLUSION : 83

IV. L'APPLICATION DE L'ANALYSE VIBRATOIRE SUR LA TURBINE A GAZ V'94.3A SGT5-4000F DE BERROUAGHIA 85

IV.1 INTRODUCTION : 85
IV.2 MATERIEL UTILISE : 85
IV.2.1 VIBXPERT EX : 85
IV.3 SUIVI DE MESURE DE VIBRATIONS TURBINE A GAZ 4000E : 86
IV.3.1 DÉROULEMENT DES ESSAIS : 86
IV.3.2 Normes et seuil des vibrations : 87
IV.4 MODE OPERATOIRE 88
IV.4.1 Mode Opératoire de l'Analyseur de Vibrations VIBXPERT EX : 88
IV.4.2 Mode Opératoire du Logiciel VIBROEXPERT CM-400 : 90
IV.4.3 Archivage et Post-Traitement : 91
IV.5 LES RESULTATS OBTENUS : 92
IV.5.1 Interprétation des résultats : 93
IV.6 TRANSFORMATION DES RESULTATS VERS DOMAINE FREQUENTIEL : 95
IV.6.1 Représentation spectrale (fréquentielle) : 95
IV.7 LES INTERVENTIONS RECOMMANDEES : 97

IV.8 PROTOCOLE D'EQUILIBRAGE : 98
IV.9 RESULTATS APRES INTERVENTION : 98
IV.9.1 Les résultats obtenus de palier 1 pendant 3 jours : 98
IV.10 INTERPRETATION DES RESULTATS : 99
IV.11 CONCLUSION : 99
CONCLUSION GENERALE 100
BIBLIOGRAPHIE 101

Liste des figures

CHAPITRE I :

FIGURE I.1 : LA CENTRALE DE BERROUGHIA [4] 14
FIGURE I.2 : VUE AERIENNE DE LA CENTRALE 15
FIGURE I.3 : SHARIKET KAHRABA BERROUAGHIA [1] 15
FIGURE I.4 : EMPLACEMENT DU SITE[1] 16
FIGURE I.5 : SKB [4] 17
FIGURE I.6 : LA CENTRALE DE BERROUAGHIA [1] 18
FIGURE I.7 : TURBINE A GAZ V'4.3A SGT5 4000F. 21
FIGURE I.8 : HISTORIQUE DE LA PRODUCTION [1] 22
FIGURE I.9 : HISTORIQUE DE LA DISPONIBILITE DE LA CENTRALE [1] 22

CHAPITRE II :

FIGURE II.1 : CLASSIFICATION DES TURBINES A GAZ.[3] 27
FIGURE II.2 : TURBINE A GAZ A MONO-ARBRE.[3] 27
FIGURE II.3 : TURBINE A GAZ A BI-ARBRE.[3] 28
FIGURE II.4 : PRESENTATION LA DIFFERENCE ENTRE LES TURBINES A ACTION ET A REACTION.[3] 29
FIGURE II.5 : TURBINE A GAZ A CYCLE FERME [2]. 30
FIGURE II.6 : DIAGRAMME (T-S) DU CYCLE DE BRAYTON [2]. 30
FIGURE II.7 : SCHEMA D'UNE TURBINE A GAZ A CYCLE OUVERTE [2]. 31
FIGURE II.8: DIAGRAMME (T−S) DU CYCLE REEL DE BRAYTON [2]. 31
FIGURE II.9: TURBINE A GAZ A CYCLE REGENERE [2]. 32
FIGURE II.10 : DIAGRAMME (T- S) DU CYCLE DE BARYTON A REGENERATION [2]. 32
FIGURE II.11 : PRODUCTION D'ELECTRICITE AVEC UNE TAG A CYCLE SIMPLE.[4] 33
FIGURE II.12 : PRODUCTION D'ELECTRICITE AVEC UN CENTRALE A CYCLE COMBINE.[4] .. 33
FIGURE II.13 : PRODUCTION D'ELECTRICITE AVEC COGENERATION [4] 34
FIGURE II.14 : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBINE A GAZ.[4] 35
FIGURE II.15 : LES QUATRE TEMPS DE TURBINE A GAZ.[3] 37
FIGURE II.16 : CYCLE DE JOULE.[3] 38
FIGURE II.17 : TURBINE A GAZ V'94.3A SGT5 4000F[6] 40

FIGURE II.18 : PRINCIPAUX COMPOSANTS ET LE CORPS DE LA TURBINE SIEMENS V '94.3A.[4] 40
FIGURE II.20 : COMPRESSEUR (15) ETAGES DE LA TURBINE V'94.3A. [4] 42
FIGURE II.21 : CHAMBRE DE COMBUSTION [4] 43
FIGURE II.22 : LES BRULEURS DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION [4] 44
FIGURE II.23 : LES 4 ETAGES DE LA TURBINE.[4] 45
FIGURE II.24 : CYCLE IDEAL DE BRAYTON (OU CYCLE DE JOULE) [4] 47

CHAPITRE III :

FIGURE III.1 : DIFFERENTES METHODES D'ANALYSE [7]. 51
FIGURE III.2 : REPRESENTATION DU MOUVEMENT D'UN SYSTEME MASSE.[8] 53
FIGURE III.3: VIBRATION HARMONIQUE.[7] 55
FIGURE III.4: VIBRATION PERIODIQUE [7] 56
FIGURE III.5: VIBRATION ALEATOIRE.[7] 56
FIGURE III.6 : CAPTEURS DE VIBRATION.[7] 58
FIGURE III.7 : PROXIMETRES ET LEUR DRIVER.[7] 58
FIGURE III.8 : PRINCIPE DU CAPTEUR INDUCTIF A COURANTS DE FOUCAULT [7] 59
FIGURE III.9: SCHEMA DE PRINCIPE D'UNE VELOCIMETRIE [13] 60
FIGURE III.10 : SCHEMA DE PRINCIPE D'UN ACCELEROMETRE [7] 60
FIGURE III.11: DIFFERENTES AMPLITUDES CARACTERISTIQUES DANS LE CAS D'UN SIGNAL SINUSOÏDAL [9] 63
FIGURE III.13: IMAGE VIBRATOIRE D'UN DEFAUT DE BALOURD.[7] 68
FIGURE III.14: DEFAUTS D'ALIGNEMENT D'ARBRES.[10] 70
FIGURE III.15: IMAGE VIBRATOIRE D'UN DEFAUT D'ALIGNEMENT RADIAL [10] 70
FIGURE III.16: IMAGES VIBRATOIRES D'UN DEFAUT D'ALIGNEMENT ANGULAIRE [10] 71
FIGURE III.17: DEFAUT DE SERRAGE [10] 72
FIGURE III.18: IMAGES VIBRATOIRES D'UN PHENOMENE DE JEU [7]. 72
FIGURE III.19: IMAGE VIBRATOIRE THEORIQUE D'UN DEFAUT DE TRANSMISSION PAR CORROIS [7] 73
FIGURE III.20: DIFFERENTS TYPES D'ENGRENAGE [10] 73
FIGURE III.21: IMAGE VIBRATOIRE D'UN ENGRENAGE SAIN [10] 74
FIGURE III.22: IMAGE VIBRATOIRE THEORIQUE D'UN ENGRENAGE.[10] 75
FIGURE III.23:IMAGE VIBRATOIRE THEORIQUE D'UNE DENTURE [10]. 76
FIGURE III.24: CARACTERISTIQUE GEOMETRIQUE D'UN ROULEMENT.[10] 77

FIGURE III.25: IMAGE VIBRATOIRE THEORIQUE D'UN DEFAUT DE TYPE ECAILLAGE SUR BAGUE EXTERIEURE 78
FIGURE III.26 : IMAGE VIBRATOIRES THEORIQUE D'UN DEFAUT DE TYPE ECAILLAGE SUR BAGUE INTERIEURE.[10] 78
FIGURE III.27: IMAGE VIBRATOIRES THEORIQUE D'UN DEFAUT DE TYPE ECAILLAGE SUR UN ELEMENT ROULANT.[10] 79
FIGURE III.28: DEFAUT DE DEVERSEMENT. 79
FIGURE III.29: DE TYPE DEVERSEMENT DE BAGUE [10] 80
FIGURE III.30: POINTS DE MESURE SUR UN PALIER.[7] 80
FIGURE III.31: CHOIX DE L'EMPLACEMENT DE CAPTEUR 81
FIGURE III.32: LES SURFACES DE CONTACT AVEC LES CAPTEURS DOIVENT ETRE LISSES ET PLANES 81
FIGURE III.33: EMPLACEMENT DU CAPTEUR SUR UN PALIER INACCESSIBLE. 82
FIGURE III.34: REPONSE D'UN ACCELEROMETRE EN FONCTION DE LA FREQUENCE SELON LE MODE DE FIXATION 82

CHAPITRE IV :

FIGURE IV.1 : APPAREILS DE MESURE DE VIBRATIONS DE VIBXPERT[12] 86
FIGURE IV.2 : ENSEMBLE DE TURBINES A GAZ, A L'EXCEPTION DE TURBINES DERIVEES DE CELLES UTILISEES EN AERONAUTIQUE [11] 87
FIGURE IV.3 : SCHEMA SYNOPTIQUE DU TG12 BEROUAGHIA 88
FIGURE IV.4 : LES GRAPHES DES VIBRATIONS 93
FIGURE IV.5 : PALIER 1 VERTICAL AVANT EQUILIBRAGE 95
FIGURE IV.6 : PALIER 1 HORIZONTAL AVANT EQUILIBRAGE 96
FIGURE IV.7 : EQUILIBRAGE DU PALIER 1 98
FIGURE IV.8 : PLAN D'EQUILIBRAGE PALIER N°1 98

Liste des tableaux

CHAPITRE I :

TABLEAU I.1 : EMPLACEMENT DU SITE 16
TABLEAU I.2 : FABRICANTS DES PRINCIPAUX SYSTEMES 20
TABLEAU I.3 : CARACTERISTIQUES TURBINE A GAZ DU CENTRAL 20

CHAPITRE II :

TABLEAU II.1 : LES CARACTERISTIQUES DE LA TURBINE A GAZ V'4.3A SGT5 4000F..... 47

CHAPITRE III :

TABLEAU III.1 : NATURE DE LA VIBRATION SELON LES VARIATIONS. 57
TABLEAU III.2 : NATURE DES VIBRATIONS ET FACTEUR DE CRETE 66

CHAPITRE IV :

TABLEAU IV.1 : LES VALEURS D'ALARME ET DECLANCHEMENTS 87
TABLEAU IV.2 : EMPLACEMENT DES CAPTEURS 88
TABLEAU IV.3 : RESULTATS DES MESURES D'EQUILIBRAGE 98

الملخص

إن هذه الدراسة متعلقة بالصيانة الوقائية الشرطية عن طريق التحليل الاهتزازي، هذا المجال الذي تزداد قيمته يوما بعد يوم لما له من اهمية في صيانة الآلات الإنتاجية حيث يطرح منهجية تجريبية تساعد على إيجاد وتشخيص اعطاب الماكينات الدوارة، ومن ثم إيجاد سبب العطب واستخلاصه قبل أن تحدث أضرار حرجة

في هذا العمل المنجز نطرح منهجية تطبيقية للتحليل الاهتزازي في مجال الصيانة التنبئية لبعض الظواهر من بينها (عدم الاتزان، المحاذاة غير الصحيحة) ; وهذا ما ساعدنا على تحديد العطب بدقة وبالنسبة للنتائج التي تحصلنا عليها فقد كانت واضحة وفعالة تمكننا من توضيح الحالة الصحية الكاملة للمعدات وتساعد في المستقبل على تطوير الكفاءات المهنية وكسب الوقت وتقليل تكاليف الإنتاج

الكلمات المفتاحية:

الاهتزازات، التحليل الاهتزازي، التوربينات الغازية، المساند، الاطياف، عيب عدم التوازن.

Résumé

Cette étude est liée à la maintenance préventive conditionnelle au moyen de l'analyse vibratoire, ce domaine dont la valeur augmente de jour en jour en raison de son importance dans la maintenance des machines de production car elle propose une méthodologie expérimentale qui permet de trouver et diagnostiquer les défauts des machines tournantes, puis de trouver et d'extraire la cause des dommages. Avant que des dommages critiques ne surviennent.

Dans ce travail terminé, nous présentons une méthodologie appliquée pour l'analyse des vibrations dans le domaine de la maintenance prédictive de certains phénomènes, notamment (le balourd, désalignement) ; C'est ce qui nous a aidés à identifier les dommages avec précision.

Quant aux résultats obtenus, ils ont été clairs et efficaces, nous permettant de clarifier l'état de santé complet des équipements et d'aider à l'avenir à développer des compétences professionnelles, gagner du temps et réduire les coûts de production.

MOTS CLES Vibration, analyse vibratoire, turbine à gaz, les paliers, spectres, défaut de balourd.

Abstract

This study is related to conditional preventive maintenance by means of vibration analysis, this area whose value increases day by day because of its importance in the maintenance of production machinery, as it proposes an experimental methodology that helps to find and diagnose defects of rotating machines, and then find and extract the cause of the damage. Before critical damage occurs.

In this completed work we present an applied methodology for vibration analysis in the field of predictive maintenance of some phenomena including (unbalance, misalignment); This is what helped us to identify the damage accurately.

As for the results we obtained, they were clear and effective, enabling us to clarify the complete health status of the equipment and help in the future to develop professional competencies, gain time and reduce production costs.

KEY WORDS

Vibration, vibration analysis, gas turbine, bearings, spectra, unbalance

Introduction générale

Une centrale électrique est un site industriel destiné à la production d'électricité. Les centrales électriques alimentent en électricité, au moyen du réseau électrique, les consommateurs, particuliers ou industriels éloignés de la centrale.

Les turbines à gaz TAG, sont des machines thermiques qui servent à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique et par la suite en Energie électrique. Les TAG ont connu ces dernières années un développement technologique important dans de nombreuses applications industrielles principalement dans le domaine des hydrocarbures et les centrales thermiques et nucléaires.

Au sein de différents domaines industriels, la disponibilité et le coût jouent un rôle essentiel dans la garantie d'une continuité optimale de la production. Chaque modification inattendue ou arrêt inattendu entraîne des pertes économiques importantes. Il est essentiel que les chaînes de production soient équipées de systèmes de diagnostic fiables afin d'éviter ce type de problèmes.

Ces systèmes permettent de repérer tout défaut ou changement dans l'état de fonctionnement avant qu'il ne défaillisse complètement.

La méthode la plus couramment employée pour une surveillance et un diagnostic fiable est l'analyse vibratoire, qui est la méthode la plus couramment utilisée pour détecter l'apparition et le développement de la plupart des défauts d'origines variées (mécanique, électrique, hydraulique...etc.).

L'importance économique de ce travail de maintenance réside dans sa capacité à passer d'une maintenance systématique à une maintenance conditionnelle plus efficace. L'analyse vibratoire repose sur l'idée que toutes les machines tournantes (moteurs électriques, pompes, compresseurs, turbines...) produisent des vibrations lors de leur fonctionnement, en raison de défauts tels que le bourdonnement, le désalignement, le défaut de palier, la denture d'engrenage, etc. Ces signaux vibrants sont extrêmement complexes. Nous avons employé l'analyseur de signal VIBXPERT EX afin d'analyser ces signaux, en saisissant les données, en analysant les vibrations et en équilibrant le fonctionnement. Et grâce à elle, nous pouvons repérer et localiser le problème.

Notre objectif est d'utiliser l'analyse vibratoire pour diagnostiquer ces défauts, afin d'améliorer la maintenance préventive des équipements et de suivre l'évolution de ces défauts. Cela nous permettra de planifier les opérations de remplacement des composants défectueux, de stocker les pièces détachées et l'outillage nécessaires, ainsi que le personnel spécialisé.

Dans cette optique notre étude s'intéresse à la turbine à gaz de Berrouaghia de type Siemens V'94.3ASGT5-4000F, de puissance 245 MW voire 271MW soit une contribution au réseau national de 3% pour les deux TAG de Berrouaghia (site).

Les données du constructeur Allemand Siemens et du site sont utilisées dans notre simulation et une comparaison est faite dans notre travail.

Après cette brève introduction, notre travail se présentés en a quatre chapitres.

-Le premier chapitre est une présentation de **la centrale électrique berrouaghia Algérie**.

-Le deuxième chapitre est une généralité sur les turbines à gaz.

-Le troisième chapitre présente analyse vibratoire des machines tournantes.

-Le quatrième chapitre est l'application de l'analyse vibratoire sur la Turbine à Gaz V'94.3A SGT5-4000F de Berrouaghia .

Chapitre I

Présentation de la centrale électrique berrouaghia Algérie

I. Présentation de la centrale électrique berrouaghia Algérie

I.1 Introduction

La centrale de Shariket Kahraba Berrouaghia SKB Spa s'inscrit dans le cadre de la diversification des producteurs de l'électricité au niveau du marché national, Il s'agit du 3ème producteur d'électricité indépendant au niveau du marché Algérien.

Elle a été créé le 27 Octobre 2004.

Son but est de construire, d'exploiter et de maintenir la centrale de production d'électricité, ainsi que de commercialiser l'énergie électrique produite.



Figure I.1 : la centrale de berroughia [4]

b Vue Aérienne De La Centrale

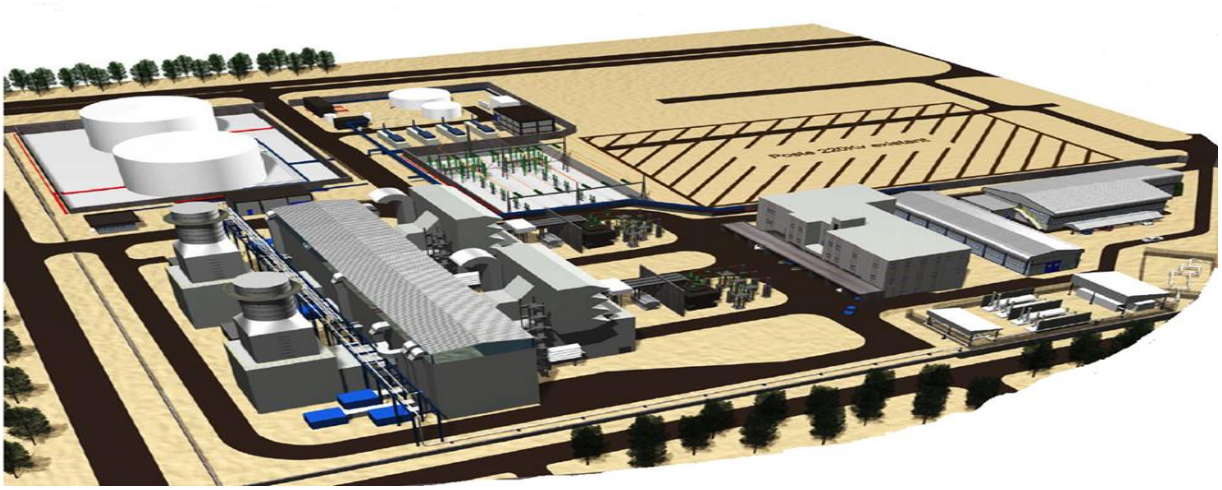


Figure I.2 : Vue Aérienne De La Centrale

c Shariket Kahraba Berrouaghia



Figure I.3 : Shariket Kahraba Berrouaghia [1]

I.3 Etat du site :

I.3.1 Emplacement du site :

Le site est à proximité de la ville de Berrouaghia qui se trouve à 130 kilomètres au sud-ouest d'Alger, capitale de l'Algérie.

Ville importante la plus proche - distance	Médéa - 30 km
Port le plus proche - distance	Alger - 130 km
Aéroport le plus proche - distance	Alger - 130 km
Route la plus proche	RN 18
Route d'approche - type et largeur	Largeur de 7 m route goudronnée

Tableau I.1 : Emplacement du site

I.3.2 Données géographiques

- Altitude moyenne au-dessus du niveau de la mer : 928 m**.**
- Température moyenne, maximum et minimum sont respectivement 15.5 °C, 40 °C et - 4°C.



Figure I.4 : Emplacement du site [1]

I.4 Vue d'ensemble du projet

La centrale turbine à gaz simple cycle de Berrouaghia de 2 X 271 MW est une extensionde la station électrique existante de 220 kV située à Berrouaghia en Algérie. La construction de la centrale est prise en charge par SKB, le client est une Joint-venture entre Sonelgaz (51%) et Sonatrach (49%).

L'énergie est générée par 2 turbines à gaz (GT) d'une puissance de 271 MW chacune. Chaque turbine est capable de fonctionner avec du gaz naturel comme source primaire ou avec du fuel oïl comme source de secours.

Le gaz naturel provenant de Hassi R'Mel est utilisé comme gaz naturel pour l'alimentation desturbines à gaz. L'approvisionnement en fuel oïl est réalisé via des camions-citernes.[1]



Figure I.5 : SKB [4]

I.5 Destination de projet

Le projet de la centrale de Berrouaghia est destiné pour répondre aux impératifs suivants :

I.5.1 Domaine d'activité

La Centrale de Berrouaghia est une unité qui œuvre dans le domaine de la production et commercialisation de l'énergie électrique.

Energie moyenne annuelle productible est de 3200 GWhs aux conditions site.

Puissance installée est de 489.3 MW aux conditions sites.

- Assurer un renforcement du réseau général interconnecté
- Assurer la sécurité de l'alimentation de la région
- Contribuer à faire face à la demande urgente en énergie électrique croissante du pays.
- Participer à l'amélioration de la qualité du service.



Figure I.6 : La Centrale de Berrouaghia [1]

I.5.2 Technique d'installation

La Centrale électrique de Berrouaghia a été mise en service en juillet 2007 et est dotée de deux (02) turbines à gaz totalisant une puissance borne usine totale de 489.3 MW aux conditions nominales du site (Altitude : 928 m NGA, Température moyenne + 15.5°C, Humidité moyenne 67%)

La centrale est dotée de deux (02) Turbines à gaz SIEMENS du type V94.3A (4) SGT5-4000(E) et de deux Alternateurs SIEMENS (WESTING HOUSE-USA) du type sGen5-1000A d'une puissance de 308 MVA et d'une tension de 16.5KV par groupe.

Les turbines et alternateurs des unités de production sont installés dans la salle des machines et les deux unités sont exploitées à partir d'une salle de commande.[1]

I.5.3 Principale Donnés techniques :

- ❑ Type de centrale : Cycle Simple.
- ❑ Puissance : 2 x 245 MW (aux conditions site).
- ❑ Consommation spécifique au PCS : 2,45 th / KWh (Selon le contrat ECA).
- ❑ Combustible : Gaz Naturel.
- ❑ Combustible de secours : Gas-oil.
- ❑ Evacuation d'énergie : Deux transformateurs 16.5/225 KV.

➢ **La Centrale est constituée de :**

✓ Deux unités de production composées chacune de :

- (01) Turbine à gaz SIEMENS du type **V94.3A (4) SGT5-4000(E)**
- (01) Générateur ;
- (01) Transformateur principal ;
- (01) Transformateur de soutirage pour les auxiliaires.

✓ Un Bloc administratif et salle de contrôle ;

✓ Magasin pièces légères ;

✓ Magasin pièces lourdes ;

✓ Atelier de maintenance ;

✓ Un Poste Gaz ;

✓ Une Station de pompage du gas-oil ;

✓ Une station d'air comprimé ;

✓ Une station anti-incendie ;

✓ Une Station de traitement de l'eau ;

✓ Un laboratoire.

✓ Contrôle Commande T3000 et Win TS

I.5.4 Fabricants des principaux systèmes:

Nom du fabricant	Equipement ou Système
SIEMENS	▪ Turbines à Gaz ▪ Alternateurs, ▪ Système de Contrôle & Commande ▪ Travée 220 KV.
REPCO	Poste Gaz
AREVA	Disjoncteurs de Groupes
KONCAR / OCREV	Transformateurs principaux / auxiliaires
CHAMCO	Station anti–incendie
ALBATROS	Station de traitement de l'eau

Tableau I.2 : Fabricants des principaux systèmes :

Caractéristiques Turbine à gaz de la central :	
Fabricant	**SIEMENS**
Type	**V94.3A(4) SGT5-4000(E)**
Compresseur	**Quinze (15) étages**
Chambre de Combustion	**Annulaire a 24 bruleurs**
Turbine	**Quatre (04) étages en acier réfractaire**
Vitesse de rotation	**3000 Tr/min**
Fréquence	**50 Hz.**
Puissance active	**271 MW (ISO)**
Rendement	**39,2 %**
Température échappement	**577 °C**

Tableau I.3 : Caractéristiques Turbine à gaz du central :

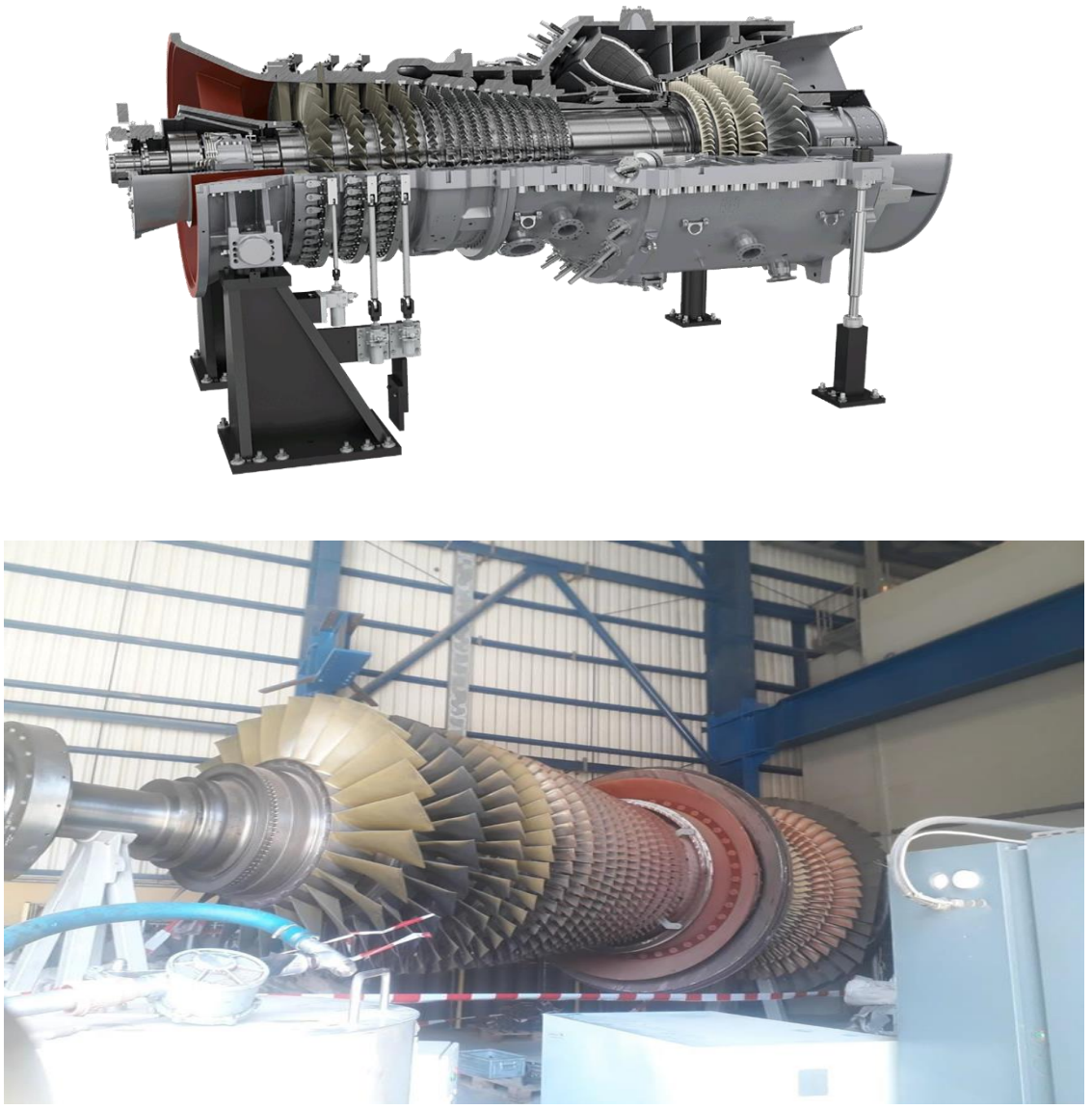


Figure I.7 : Turbine à Gaz V’4.3A SGT5 4000F.

I.5.5 Historique de la production

Année	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Production en GWh	953,34	2 622,53	2 935,90	2 870,35	3 033,47	2 791,98	1 172,22	2 264,09	2 904,74	2 493,07	2 516,85	3 026,01	2 907,68	2 674,94

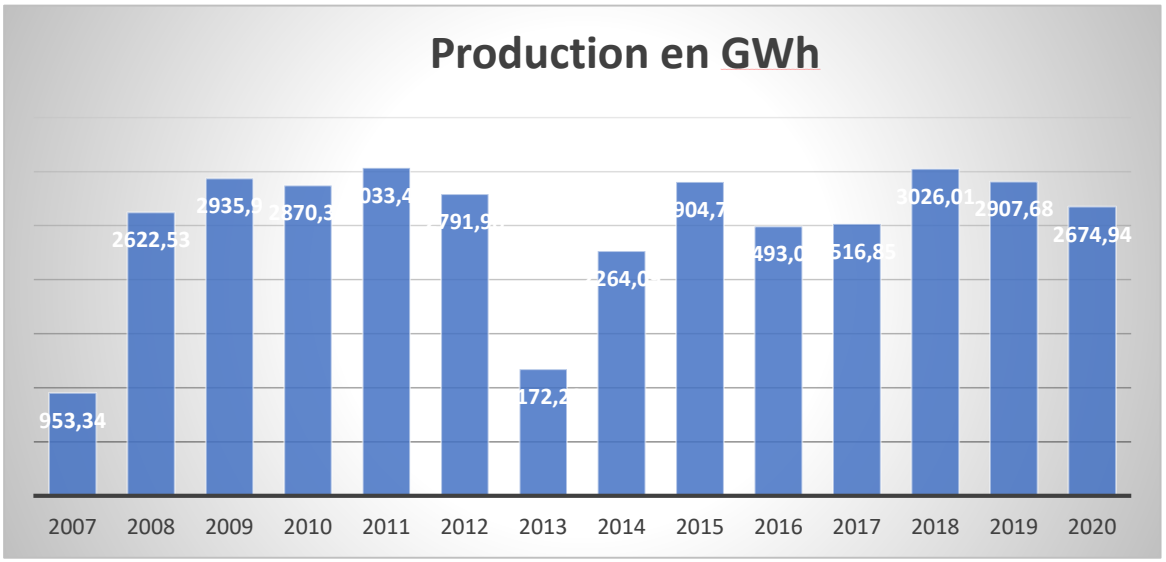


Figure I.8 : Historique de la production [1]

I.5.6 Historique de la disponibilité de la centrale

Année	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Disponibilité totale (%)	91,98	79,19	91,43	87,56	98,03	95,99	55,57	75,56	94,95	97,76	96,24	96,53	95,99	98,45

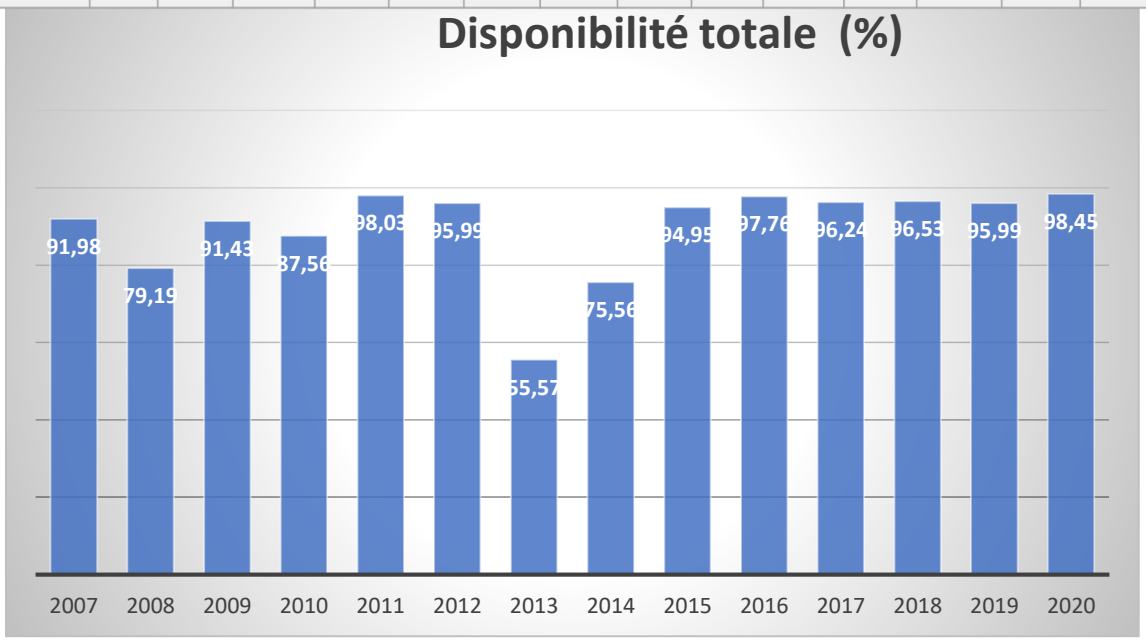


Figure I.9 : Historique de la disponibilité de la centrale [1]

I.6 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté **le centrale électrique berrouaghia Algérie** Où une description et quelques statistiques ont été données et qui ont montré le rôle stratégique de ce site.

Chapitre II

Généralités sur les Turbines à Gaz

II. Généralités sur les Turbines à Gaz

II.1 Introduction

La turbine à gaz est un moteur qui fait partie de la catégorie des machines définies par Râteau comme étant des appareils où un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante est échangé avec un fluide en écoulement permanent. Avec une combustion interne de toutes les perspectives. On peut la considérer comme un système indépendant. Effectivement, elle extrait l'air de l'atmosphère et le mélange dans un compresseur axial à plusieurs niveaux. Dans la chambre de combustion, cette atmosphère est introduite, mélangée avec le gaz naturel et brûlée. On détend ces gaz brûlés dans une première turbine qui est solidaire au compresseur.

Le reste des gaz combustibles sera détendu dans une turbine libre qui sera connectée à la génératrice de courant, qui sera ensuite connectée au réseau.

II.2 Historique des turbines à gaz

L'idée d'une turbine à gaz à combustion interne, ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Dès 1731, l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884). L'intérêt pour la turbine à gaz conduisit à une activité fiévreuse de dépôts de brevets entre 1880 et 1900 et à de nombreuses expériences entre 1900 et 1910. Les premières tentatives de développement de turbines à gaz remontent au début des années 1900, avec des travaux pionniers réalisés en Allemagne. Les premières turbines à gaz les plus réussies ont été construites par Holzwarth, qui a développé une série de modèles entre 1908 et 1933. La première application industrielle d'une turbine à gaz a été installée dans une aciérie à Hamborn, en Allemagne, en 1933. En 1939, une turbine à gaz a été installée dans une centrale électrique à Neuchâtel.

Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28) [2].

Les États-Unis ne sont pas entrés la turbine à gaz dans un moteur d'avion jusqu'en 1941. General Electric était alors remporte un contrat pour construire une version américaine du

moteur d'avion Whittle de conception britannique. Le moteur et la cellule ont tous deux étés construits en 1 an. Le premier avion à réaction a volé dans ce pays en Octobre 1942. On 1939 le domaine industriel, commence a utilisé la TAG. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

À la fin de 1941, Westinghouse Corporation était remporté un contrat pour la conception et la construction du premier TAG entièrement américain. Leurs ingénieurs ont conçu le premier compresseur axial et annulaire et une chambre de combustion. Ces deux idées, avec modifications mineures, sont à la base de la plupart des turbines à gaz modernes en service aujourd'hui [2].

➢ **Quelques dates**

- 1936 : première turbine aéronautique britannique.
- 1939 : turbine à gaz expérimentale (en cycle fermé) de 200 kW par **Escher wiss.**
- 1944 : turbine à gaz pour propulsion marine par **Elliott.**
- 1960 : **général électrique** lance la 5000, la plus répondu des turbines à gaz industrielles.
- 1975 : la turbine à gaz dépasse 100Mw **(modèle '001 Alsthom- Atlantique).[2]**

II.3 Utilisation des Turbines à gaz

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entrainement des :

▪ **<u>Appareils fixes :</u>**

- Générateur d'électricité.
- Compresseurs.
- Pompes.

▪ **<u>Appareils mobiles :</u>**

- Chemin de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.

II.4 Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées selon :

➢ Le mode de travail.

- Le mode de fonctionnement thermodynamique.

Le mode de construction.

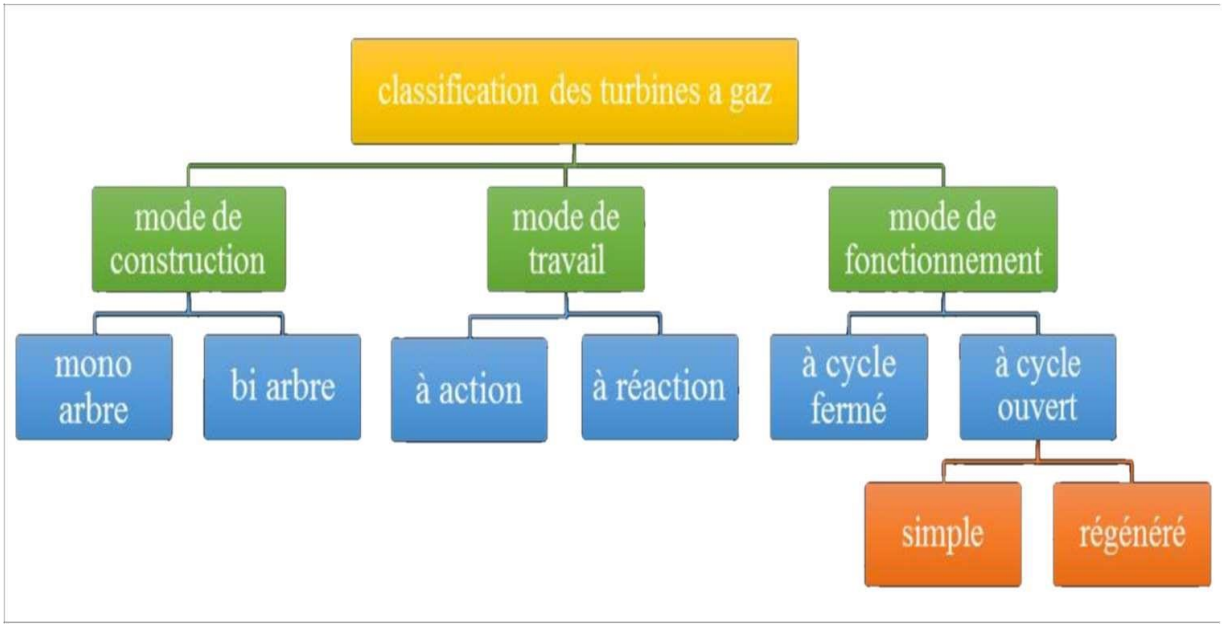


Figure II.1 : Classification des turbines à gaz.[3]

II.4.1 Classification selon le mode de construction

On a deux types des turbines à gaz dans cette catégorie :

+ Turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.[3]

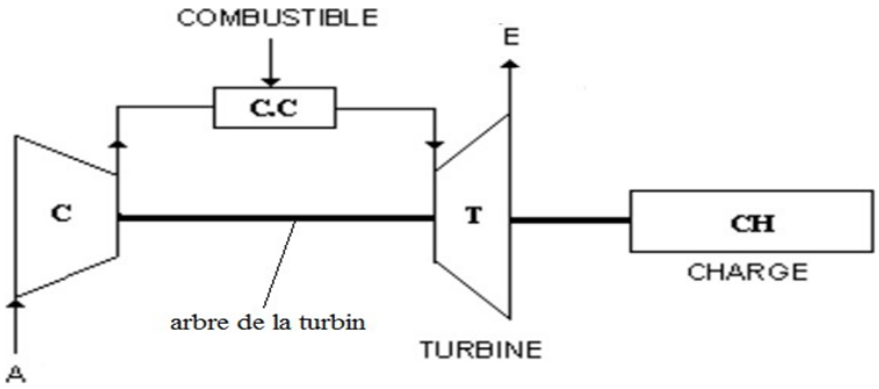


Figure II.2 : Turbine a gaz a mono-arbre.[3]

A : admition de l'aire

C : compresseur

CC : chambre de combustion

T : turbine à gaz

CH : charge (génératrice)

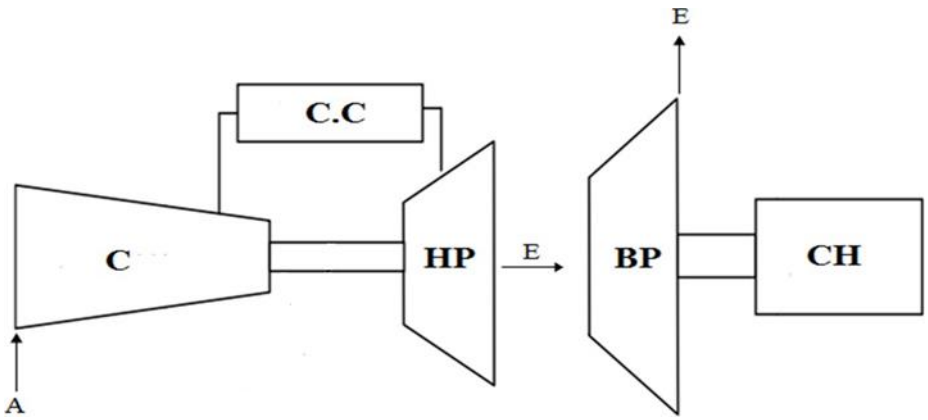
E : échappement de gaz bruler

+ **Turbine bi-arbre :**

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur

(Ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.



A : admition de l'aire

C : compresseur

CC : chambre de combustion

HP : turbine à gaz haut pression

BP : turbine à gaz bas pression

CH : charge (génératrice)

Figure II.3 : Turbine à gaz a bi-arbre.[3]

II.4.2 Classification selon le mode du travail

On distingue deux types de turbine :

+ **Turbine à action**

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

+ **Turbine à réaction**

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1>P_2>P_3$.

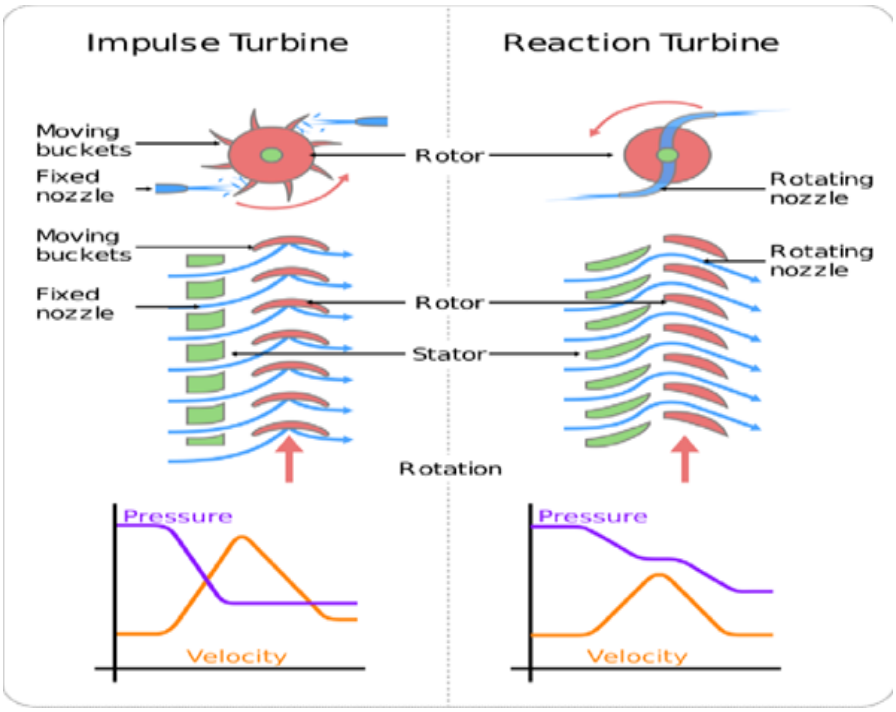


Figure II.4 : Présentation la différence entre les turbines à action et à réaction.[3]

II.4.3 Selon le mode de fonctionnement thermodynamique :

+ **Turbine à gaz à cycle fermé** :

La turbine à gaz à cycle fermé ou bien à cycle simple, l'air comprimé des environs est chauffé à l'aide de l'échangeur de chaleur (aérotherme), à pression constante de la source externe. Le fluide de travail à haute pression augmente au-dessus de la turbine, puis la puissance est développée.

Le fluide de travail d'échappement doit être refroidi dans un pré-refroidisseur. Le même fluide est envoyé dans le compresseur avant la fin du processus. Dans la turbine, le même fluide de travail est toujours distribué.[2]

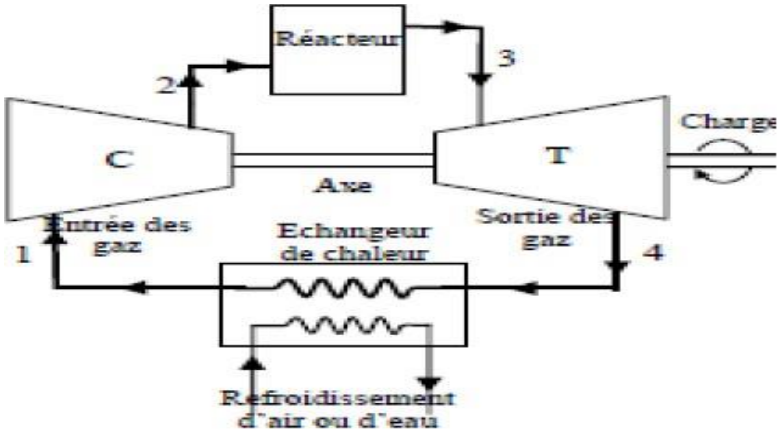


Figure II.5 : Turbine à gaz à cycle fermé [2].

- **Cycle de Baryton idéal**

Le cycle thermodynamique de base dans lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle cycle de Baryton. La figure ci-dessous (FigureII.6) montre le diagramme classique (T−S) dans le cas idéal et réel [2].

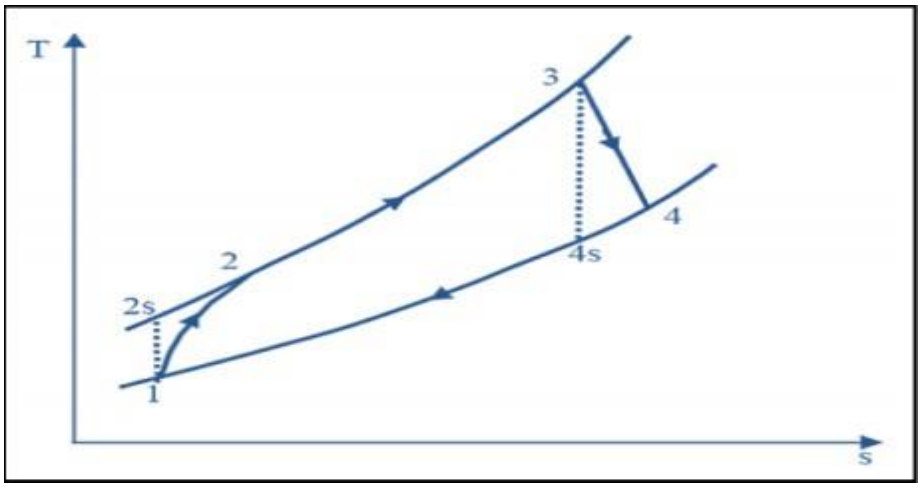


Figure II.6 : Diagramme (T-S) du Cycle de Brayton [2].

Les transformations thermodynamiques de ce cycle sont :

-1 à 2 : Compression isentropique (Compresseur).

-2 à 3 : Combustion isobare (Chambre de combustion).

-3 à 4 : Détente isentropique (Turbine).

-4 à 1 : Échappement isobare.

+ **Turbine à gaz à cycle ouvert :**

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique on l'appel cycle de base, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.

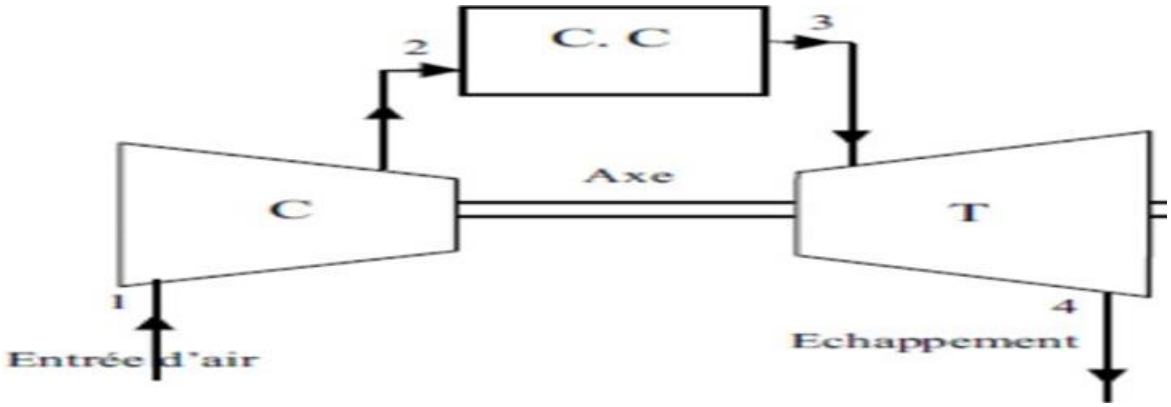


Figure II.7 : Schéma d'une turbine à gaz à cycle ouverte [2].

- **Cycle de brayton réel (irréversible)**

Le cycle réel de Baryton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brulés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. (Figure II.8), montre le diagramme (T−S) du cycle de Baryton.

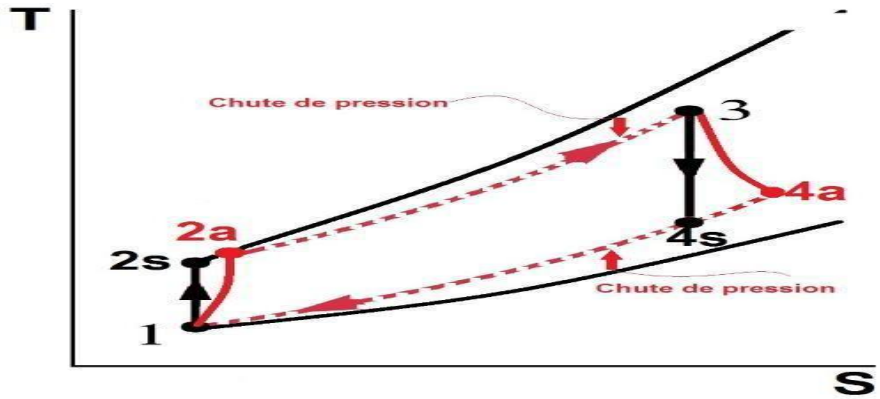


Figure II.8: Diagramme (T−S) du cycle réel de Brayton [2].

+ **Turbine à cycle régénéré**

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement, sont les plus importantes dans l'installation la turbine à gaz à régénération, car lorsque la température de sortie turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le motionne la figure suivante :

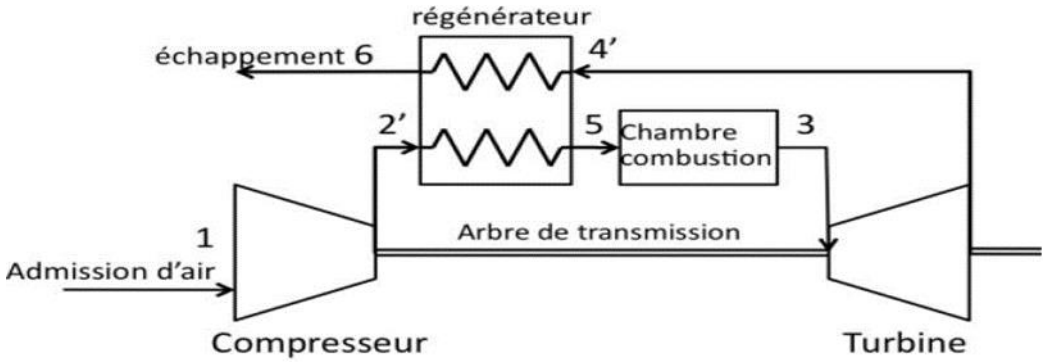


Figure II.9: Turbine à gaz à cycle régénéré [2].

- **Cycle de baryton à régénération**

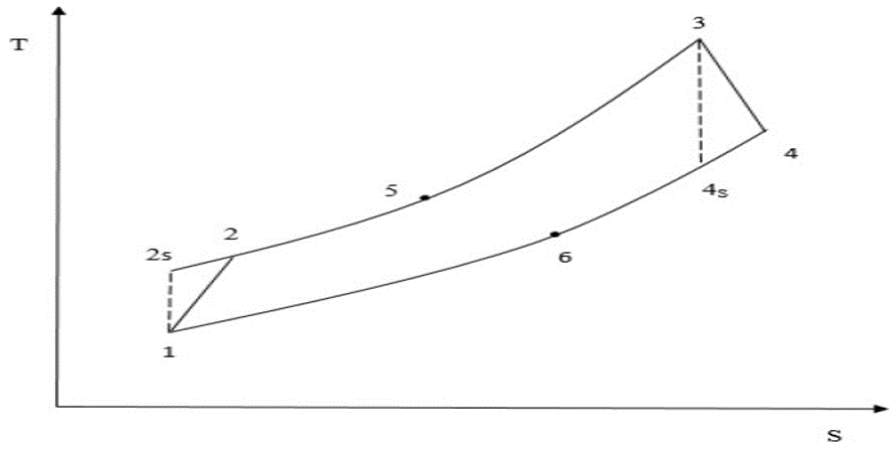


Figure II.10 : Diagramme (T- S) du cycle de Baryton à régénération [2].

Les transformations thermodynamiques de ce cycle sont :

-1 à 2 : Compression (Compresseur).

-2 à 3 : Combustion (Chambre de combustion).

-3 à 4 : Détente (Turbine).

- 6 à 5 : régénération.

II.5 Les différentes Centrales électrique

II.5.1 Centrale électrique à cycle simple

Les centrales électriques à cycle simple figure (II.11), se composent d'une turbine à gaz et d'un générateur électrique. Elles sont faciles à installer et de les mettre en service.

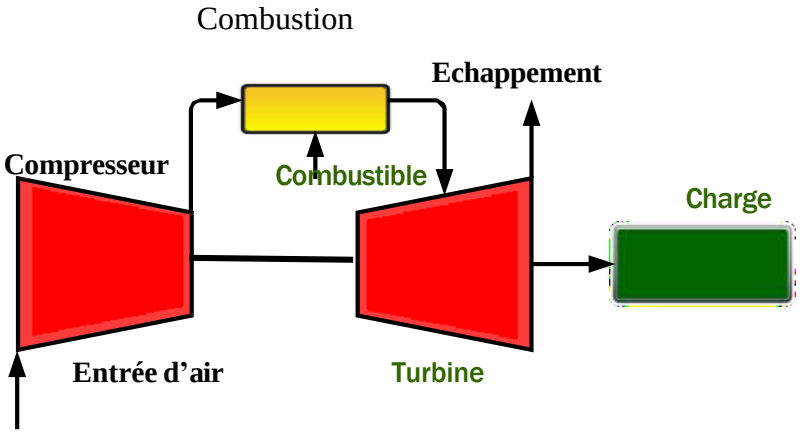


Figure II.11 : Production d'électricité avec une TAG à cycle simple.[4]

II.5.2 Centrale électrique à cycle combinée

Les centrales électriques à cycle combiné, figure (II.12), utilise les gaz d'échappement de la Turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur.

La vapeur produite entraine une turbine à vapeur, ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Une unité à cycle combiné peut produire, à elle seule, environ 400 MW. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.[4]

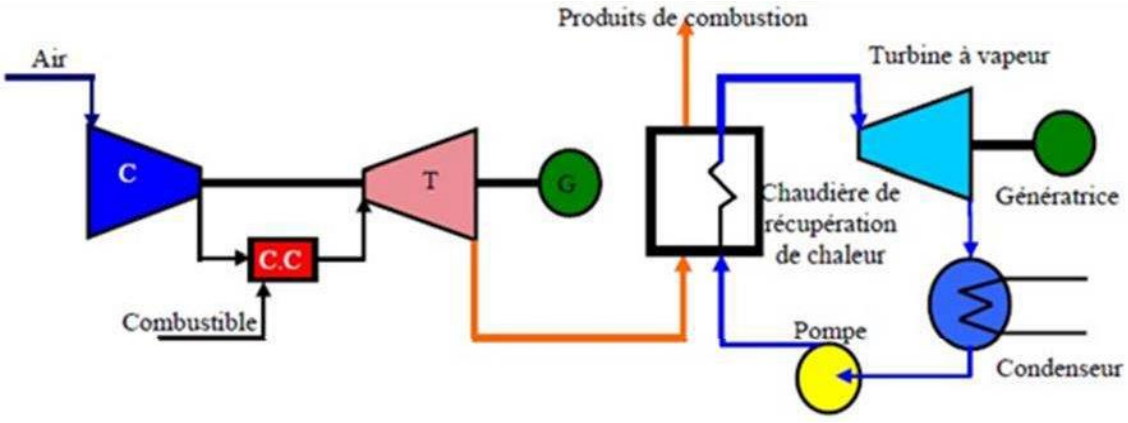


Figure II.12 : Production d'électricité avec un Centrale à cycle combiné.[4]

II.5.3 Centrale de cogénération

Une variante de la centrale à cycle combiné, est une installation qui comprend une turbine à gaz et une chaudière de récupération dont la vapeur peut également servir à un procédé industriel.

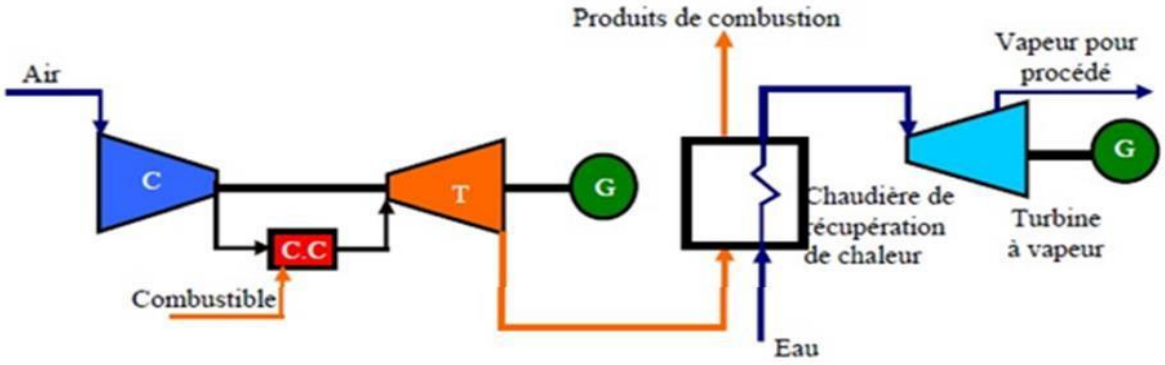


Figure II.13 : Production d'électricité avec cogénération [4]

II.6 Eléments principaux d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de quatre éléments principaux :

- Entée d'air.
- Compresseur axial.
- Chambre de combustion.
- Turbine de puissance.

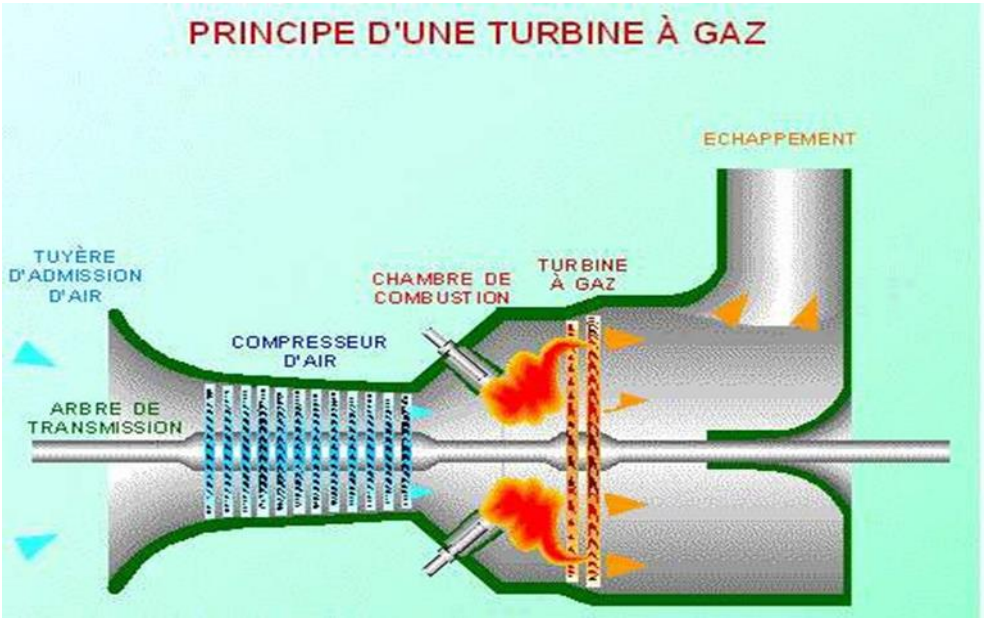


Figure II.14 : Principe de fonctionnement d'une Turbine à Gaz.[4]

II.6.1 Entrée d'air

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possibles : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre.

- Contre le sable, on utilise un séparateur de particules.
- Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille.
- Enfin, pour certaines installations elle est conçue pour réduire les émissions sonores.

II.6.2 Compresseur :

Le compresseur est du type à flux axial, il produit des débits d'air importants, nécessaires pour obtenir des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent cette énergie en une pression plus élevée.

Le nombre d'étages de compression, est lié à la structure de la turbine à gaz et au taux de

Compression à obtenir.

Sur le côté aspiration du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (**IGV**), dont le but est de diriger l'air, vers le premier étage des aubes du rotor.

Ces aubes variables permettent aussi d'assurer le comportement fluido dynamique correct sous différents régimes de fonctionnement, pendant le démarrage et l'arrêt du compresseur.

Sur le côté refoulement du compresseur, il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie (**EGV**), pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de combustion.

Le compresseur sert à fournir une source d'air pour refroidir les parois des directrices, les aubes, les disques de la turbine et l'huile d'étanchéité des joints à labyrinthe du palier.[4]

II.6.3 Chambre de combustion

Elle se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, disposées symétriquement le long d'une circonférence.

Ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible, au moyen d'un nombre égaldes brûleurs.

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine des gaz chauds, pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à débit inverse.

Au début de fonctionnement, le processus de combustion est déclenché par une ou plusieurs bougies d'allumage.

Une fois déclenchée, la combustion continue sans interventions, aussi longtemps que les conditions d'alimentation du combustible et d'air de combustion sont maintenues.

Dans le cas des turbines à gaz construites pour l'industrie aéronautique, la section de combustion se compose d'une chambre annulaire simple, à refroidissement direct et non pas à refroidissement à débit inverse.

En effet, cela aide à réduire les dimensions diamétrales extérieures, puisqu'une plus petite section frontale était nécessaire afin d'offrir une résistance aussi réduite que possible au mouvement de l'avion.[4]

II.6.4 La turbine

Comprend un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor.

Dans le stator, les gaz à température et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

La conversion de température et de pression, en énergie cinétique a lieu dans le stator.

Le rotor complète cette conversion, étant donné qu'ici l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre.[4]

II.7 Principe de fonctionnement de TAG :

le rotor de la turbine et lancé à 20% de sa vitesse nominale. Sur là Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion où un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur (gaz chaud) à pression constante. Les gaz chauds ainsi produits viennent donc se détendre sur la roue haute pression puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite dans l'atmosphère. Donc on produit un travail utile pour entraîner la charge, à partir du même rotor.[5]

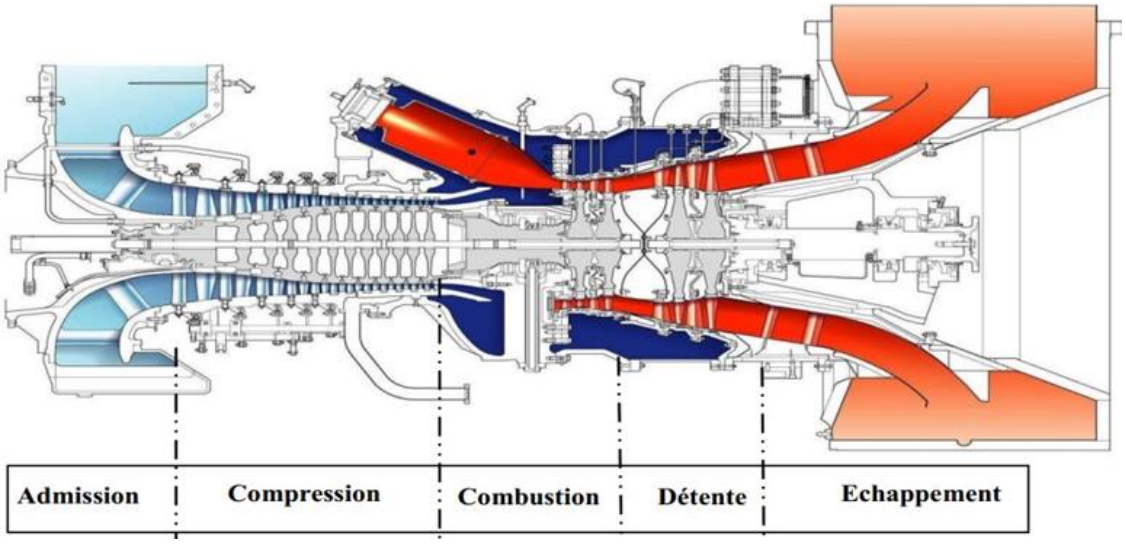


Figure II.15 : Les quatre temps de turbine à gaz.[3]

La turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- Une combustion isobare comme pour un moteur Diesel ;
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique
- Un échappement isobare. [7]

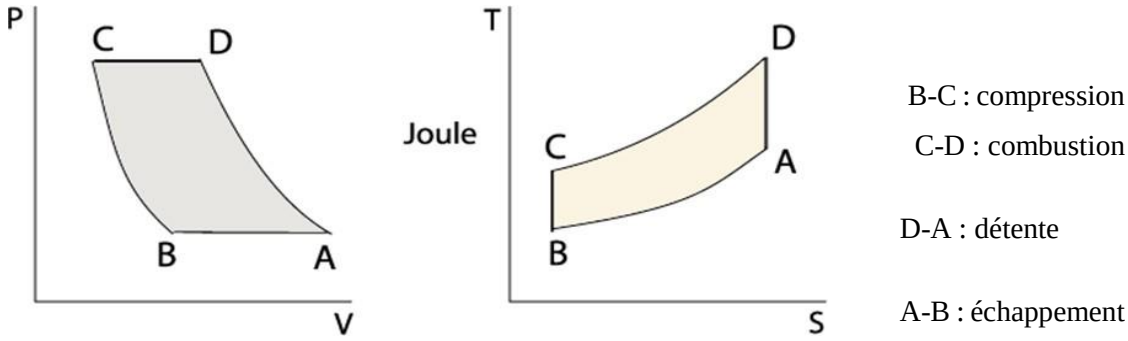


Figure II.16 : Cycle de Joule.[3]

II.8 Principales applications

Les domaines d'application des turbines à gaz peuvent être devisés en deux catégories :

II.8.1 Domaines fixes (utilisation industrielle)

a Production d'électricité

Cette application et extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraine un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraine un alternateur. Le système mécanique est simple et peut-être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

b Pompage et compression

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entrainé par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

c Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser des dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entrainement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale ou la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.[2]

II.8.2 Domaines mobiles (aviation, maritime)

- **Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion**

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.[2]

II.9 Conclusion

Les informations de la turbine à gaz, citée ci-dessous nous ont été fournie par Sharikate Kahraba Berrouaghia et mentionnées dans plusieurs références de bibliographie. Ces informations nous ont été très efficace dans l'enrichissement des domaines de la turbine à gaz.

Le chapitre qui suit est réservées à la turbine à gaz allemande type Siemens et son site D'implantation à Berrouaghia.

II.10Description de la turbine à gaz SIEMENS V'94.3A SGT5- 4000(E) :

Les turbines à gaz au niveau du champ de centrale de Shariket Kahraba Berrouaghia SKB sont de modèle V94.3A (4) SGT5- 4000(E) elles sont utilisées pour la production et commercialisation de l'énergie électrique.

La turbine à gaz « Siemens V'94.3A » est une turbine de type industriel « Heavy Duty » à un seul arbre (un seul rotor) avec une capacité d'environ 2 7 1 MW. Elle est apte à faire fonctionner des générateurs dans des centrales à la charge de base et à la pleine charge, ainsi qu'à des applications de commande mécanique. On peut utiliser cette turbine dans des cycles combinés, elle peut fonctionner avec des combustibles liquides, tels que les huiles combustibles légères, ou les combustibles gazeux ayant des valeurs spécifiques différentes, comme le gaz naturel ou le gaz de haut fourneau. La figure (II.18) suivante présente la turbine à gaz V'94.3A et ses principaux composants :

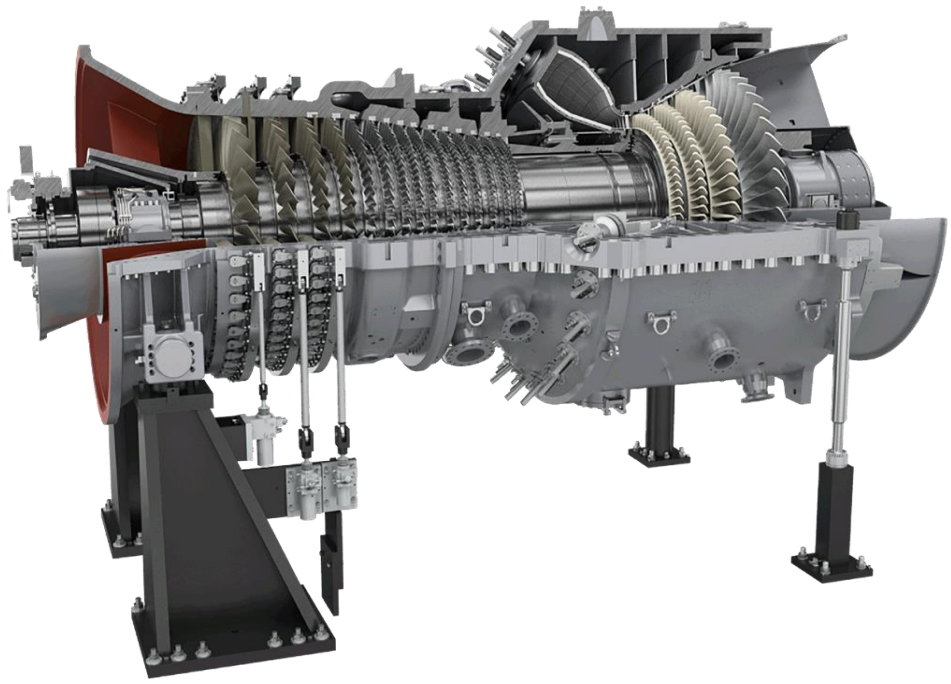


Figure II.17 : Turbine à Gaz V'94.3A SGT5 4000F[6]

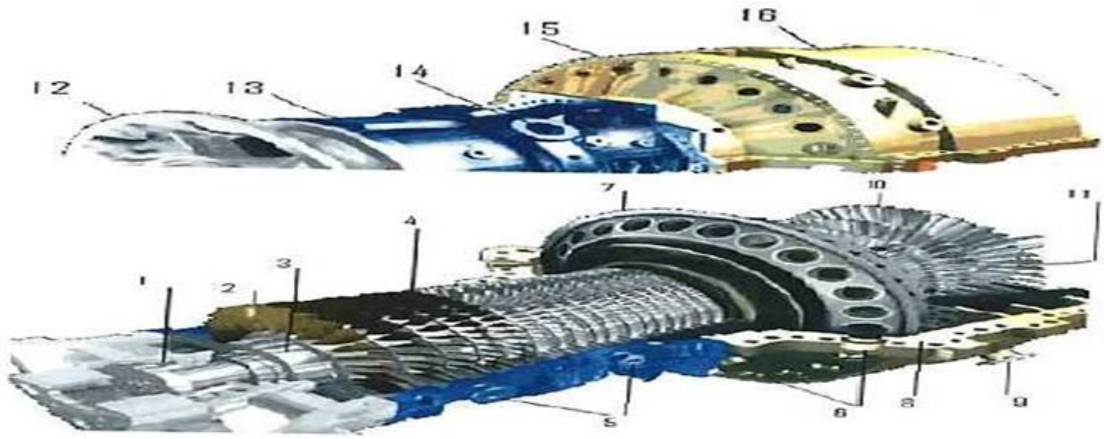


Figure II.18 : principaux composants et le corps de la turbine SIEMENS V '94.3A.[4]

II.10.1 Principaux composants de la TAG V'94.3A :

1 Palier combiné porteur et butée.

2 Revêtement de 5 étages de compresseur.

3 Rotor.

4 Rotor compresseur de 15 étages.

5 Canal d'air de soutirage.

6 Ensemble de bruleurs.

7 Chambre de Combustion.

8 Enveloppe.

9 Entrée d'air compressé à La Turbine.

10 Rotor de la turbine 4 étages.

11 Paliers Porteurs.

12 Gaine d'aspiration (Diffuseur).

13 Enveloppe de compresseur.

14 Soutirage d'entrée Pompage

15 15-Enveloppe de la CC.

16 16-Porte aube stationnaire de turbin



II.10.2 Description des différents composants de la turbine SIEMENS V'94.3A

II.10.2.1Filtre :

L'entrée d'air des turbines à gaz a pour fonction la captation du fluide actif à l'infini amont de la machine pour le délivrer à l'entrée du compresseur dans les meilleures conditions possibles : meilleur niveau de pression totale et homogénéité maximale de l'écoulement. On demande aussi aux prises d'air de protéger le moteur contre les ingestions de sable, de corps étrangers et de givre.

- Contre le sable, on utilise un séparateur de particule.
- Contre les corps étrangers, la protection se fait généralement par une grille.
- Enfin, pour certaines installations elle est conçue pour réduire les émissions sonores**.**

II.10.3 Le compresseur

Le compresseur a comme mission principale l'alimentation en air sous pression de la chambre de combustion de la turbine à gaz pour son mélange avec le combustible.

Le compresseur utilisé dans la turbine SIEMENS V'94.3A est de type axial à 15 étages. Il aspire l'air à la pression atmosphérique et le refoule à une pression d'environ 15 bars selon le régime de fonctionnement et les besoins requis, ce qui donne un taux de compression de 15 et un débit d'air d'environ 650 kg/s.

Chaque étage de compression est formé par un couple d'aubages.

- Un aubage rotorique, disposé en couronne sur l'arbre.
- Un aubage statorique, sur la face interne de l'enveloppe extérieure.

Le compresseur dispose en amont de son entrée un dispositif de filtration de l'air, constitué d'un préfiltre et de trois filtres, qui permettent tous de retenir la plupart des résidus et particules en suspension dans l'air. La propreté de l'air admis dans le compresseur est d'une importance primordiale pour sa longévité et la bonne marche du groupe.

De l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau de plusieurs étages du compresseur.[4]



Figure II.19 : Compresseur (15) étages de la turbine V'94.3A. [4]

II.10.4 Chambre de combustion

Il existe deux types de chambres de combustion : les chambres tubulaires qui ne sont plus utilisées actuellement, et les chambres annulaires plus légères et plus simples.

La turbine à gaz SIEMENS V’94.3A est dotée d'une chambre de combustion de type annulaire équipée de vingt-quatre brûleurs répartis régulièrement sur son périmètre, afin d'assurer une zone de température homogène, tous les brûleurs sont constitués de plusieurs injecteurs. Ces brûleurs permettent de réduire les émissions de NO par un procédé sec tout en maintenant les émissions de CO à un niveau minimal.

Le carburant est amené à la chambre de combustion sous très forte pression par des pompes, il est alors vaporisé par les injecteurs. Les gouttelettes ainsi formées doivent être les plus fines possible afin de pouvoir réduire la longueur de la chambre de combustion.



Figure II.20 : Chambre de combustion [4]

II.10.5 Les brûleurs de la chambre de combustion

Les brûleurs fonctionnent à double combustible (gaz naturel et Mazout), Ces brûleurs ont pour but de :

- Permettre le réglage des débits air, gaz, pour obtenir de meilleures conditions de
- Combustion telle que les conditions stœchiométriques.
- Donner à la flamme des dimensions appropriées à celle de l'enceinte où doit s'effectuer la combustion.
- Réaliser le mélange de l'air et du gaz.

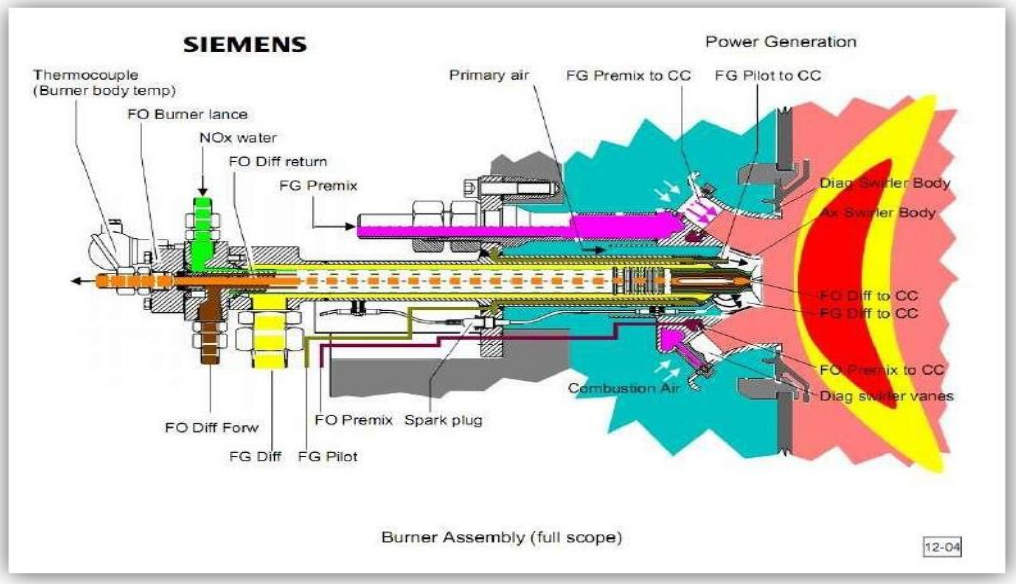


Figure II.21 : Les brûleurs de la chambre de combustion [4]

II.10.6 La turbine

La turbine de détente est constituée de 4 étages au travers lesquels se détendent les gaz chauds issus de la chambre de combustion

. Comme pour le compresseur, chaque étage de la turbine est constitué d'une paire de couronnes d'aubes, l'une statorique et l'autre rotorique, à la différence qu'ici, ce ne sont pas les aubes rotorique qui refoulent les gaz circulants, mais plutôt le passage de ceux- ci, en se détendant au travers de chaque étage qui amorcent le mouvement du rotor, permettant la conversion de l'énergie de pression des gaz brulés, en énergie cinétique sur le rotor. Les aubes ont un recouvrement qui les protège contre la corrosion, l'oxydation et la déformation.

Les gaz entrent au travers des aubes avec une température très importante 1200°C et sortent de la turbine avec une température environ de 5'0 °C et à une pression d'environ 1 bar, le débit des gaz d'échappement est d'environ 655 kg/s.

En raison de la forte exposition de la turbine de détente et de ses organes aux hautes températures, son refroidissement est d'une importance capitale pour garantir la fiabilité et le fonctionnement optimale de la turbine. Son principe de fonctionnement se base sur des soutirages d'air aux étages appropriés du compresseur, évitant ainsi de faire appel à un système de refroidissement externe.

Les différents étages d'aubes de la turbine nécessitent chacun de l'air de refroidissement à une pression déterminée, c'est pourquoi il est procédé à des soutirages à différents étages du compresseur. Ainsi chaque étage de la turbine est refroidi comme suit :

- Etage 1 : air soutiré de l'échappement du compresseur.
- Etage 2 : air soutiré du 15éme étage du compresseur pour les aubes fixes, et en aval du 14éme étage pour les aubes mobiles.
- Etage 3 : air soutiré du 10^{éme} étage du compresseur pour les aubes fixes, et en aval du14éme étage pour les aubes mobiles.
- Etage 4 : air soutiré du 5éme étage pour les aubes fixes, et du 14éme étage pour les aubes mobiles.



Figure II.22 : Les 4 étages de la turbine.[4]

II.10.7 Refroidissement des pales de turbine

Les aubes de turbine (mobiles et fixes) sont refroidies par l'air, cet air est prélevé du compresseur par l'intermédiaire de tuyaux ou d'un arbre creux pour des pales fixes et mobiles respectivement.

Les aubes fixes du 1er étage sont refroidies par l'air à partir du dernier étage du compresseur (décharge), ces lames utilisent la technique de refroidissement par film

Les lames mobiles du 1er étage sont refroidies par le même air (décharge air) et la même technique (refroidissement par film).

Les aubes fixes du 2ème étage sont refroidies par l'air extrait du 13ème étage du compresseur par l'intermédiaire de longs tuyaux équipés de vannes de régulation (motorisées), l'air circule à travers les tuyaux à l'extérieur du carter de turbine et entre de nouveau dans le boîtier, mais à section de carter de turbine pour être perturbée sur les pales à travers des trous

dans le support de lames fixes. Ces lames sont refroidies par le procédé de mise en contact qui dépend d'un insert perforé à l'intérieur de la lame, l'air passe à l'intérieur de cet insert et existe de nombreux trous pour frapper surla paroi

Intérieure de la lame et cette technique de refroidissement est la plus élevée dans l'efficacité du refroidissement après le type de refroidissement de film.

Les aubes fixes du 2ème étage sont refroidies par l'air extrait du 13ème étage du compresseur par l'intermédiaire de longs tuyaux équipés de vannes de régulation (motorisées), l'air circule à travers les tuyaux à l'extérieur du carter de turbine et entre de nouveau dans le boîtier, mais à section de carter de turbine pour être perturbée sur les pales à travers des trous dans le support de lames fixes. Ces lames sont refroidies par le procédé de mise en contact qui dépend d'un insert perforé à l'intérieur de la lame, l'air passe à l'intérieur de cet insert et existe de nombreux trous pour frapper sur la paroi intérieure de la lame et cette technique de refroidissement est la plus élevée dans l'efficacité du refroidissement après le type de refroidissement de film.

Les lames mobiles de l'étage 2 sont refroidies par l'air du 12ème étage du compresseur mais de l'intérieur du rotor pour aller directement au rotor de la turbine et à travers les trous dans le disque des lames pénètrent dans les lames et vont directement au corps de la lame. Sortie des trous au bord de la queue supérieure de la lame, cette technique de refroidissement est appelée refroidissement par convection et elle est la plus faible en efficacité de refroidissement entre les trois types.

Les aubes fixes du 3ème étage sont refroidies par la même méthode que les pales du 2ème étage mais par un air extrait du 3ème étage du compresseur.

Les aubes mobiles du 3ème étage sont refroidies par la même méthode que les aubes mobiles du 2ème étage mais par l'air du 10ème étage du compresseur.

Le 4ème étage est refroidi par l'air du 5ème étage du compresseur et sa méthode de refroidissement est la convection

Les aubes mobiles du 4ème étage ne sont refroidies à leurs racines que par l'air du 10ème étage du compresseur qui est utilisé dans le refroidissement des aubes mobiles du 3ème étage.[4]

II.10.8 Cycle thermique de la turbine à gaz (cycle de Brayton)

Le principe de fonctionnement de la turbine à gaz est lié au cycle de « Brayton » (Ou cycle de Joule).

Ce cycle thermique est composé de quatre processus :

Aspiration et compression atmosphérique de l'air par le compresseur.

Chauffe l'air dans la chambre de Combustion en brûlante le combustible y étant injecte. Détente adiabatique dans la turbine.

Met les gaz d'échappement á l'air libre (refroidir l'air à pression constante jusqu'à son état initial).

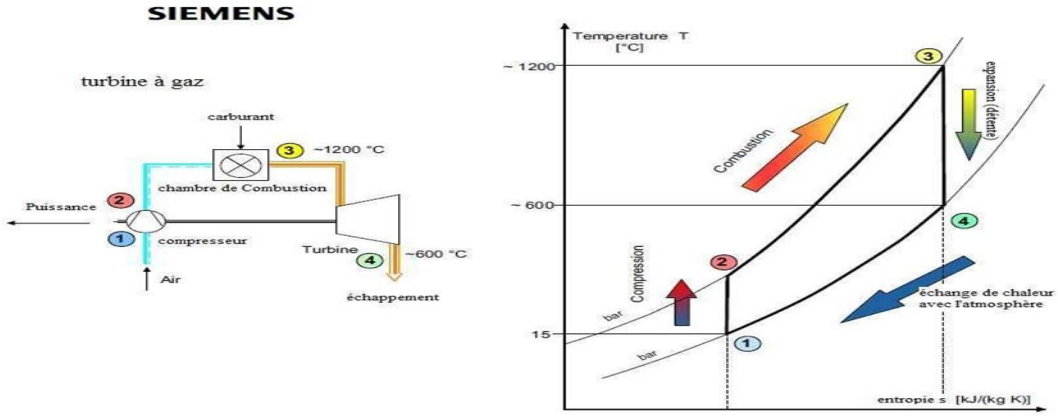


Figure II.23 : Cycle idéal de Brayton (ou cycle de Joule) [4]

II.10.9 Les Caractéristiques de la Turbine à Gaz V'4.3A SGT5 4000F :

Caractéristiques Turbine à gaz	
Fabricant	SIEMENS
Type	V94.3A(4) SGT5-4000(E)
Compresseur	Quinze (15) étages
Chambre de Combustion	Annulaire a 24 bruleurs
Turbine	Quatre (04) étages en acier réfractaire
Vitesse de rotation	3000 Tr/min
Fréquence	50 Hz.
Puissance active	271 MW (ISO)
Rendement	39,2 %
Température échappement	577 °C

Tableau II.1 : Les Caractéristiques de la Turbine à Gaz V'4.3A SGT5 4000F

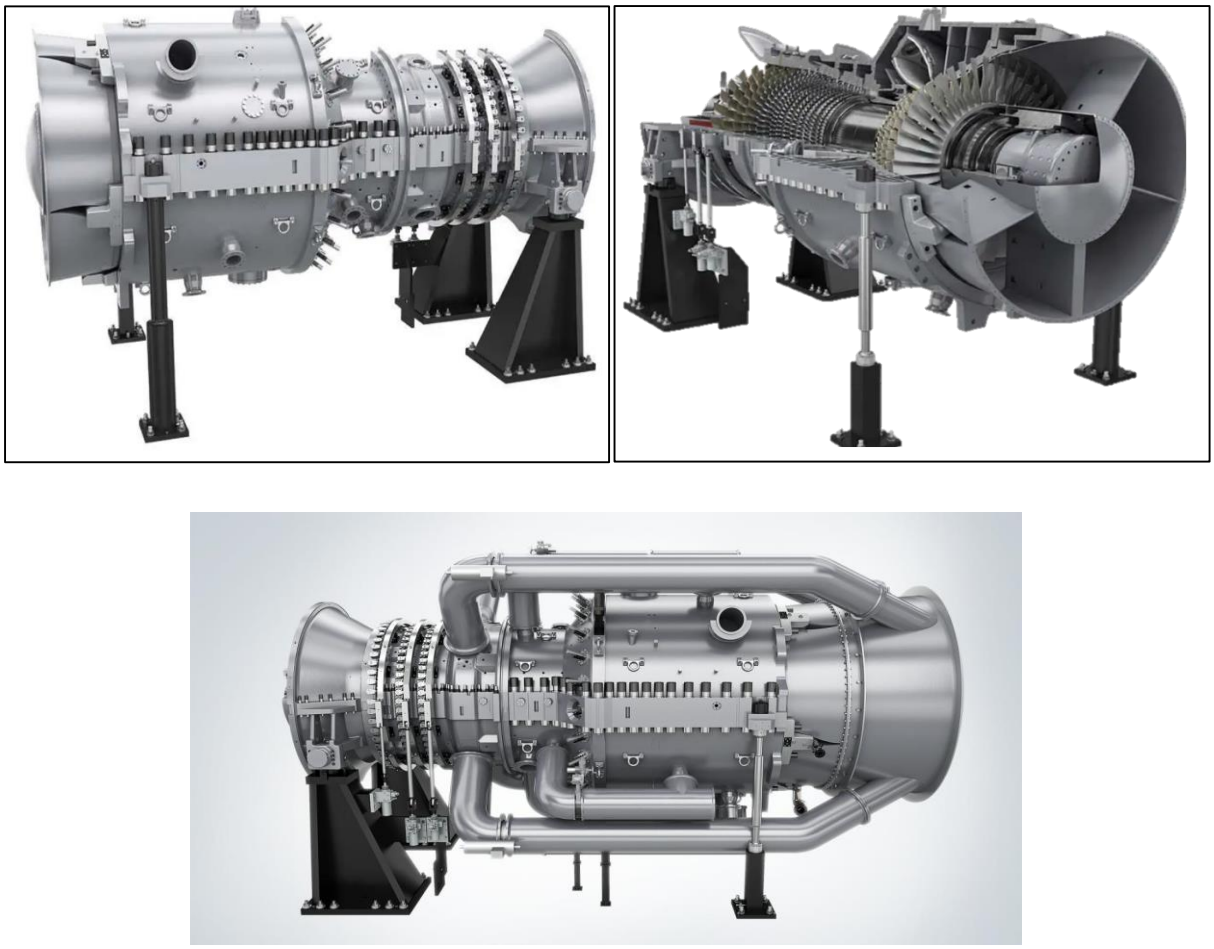


Figure II.25 : Turbine à Gaz V'4.3A SGT5 4000F. [6]

II.11Conclusion

Ce chapitre a pour destiner, d'être un aide-mémoire sur les principaux systèmes et machines de la centrale électrique, il aide à la compréhension des différentes fonctionnalités qui rendent ainsi le lecteur, après un stage pratique, autonome dans le contrôle, mise en production et exploitation du groupe.

Chapitre III

Analyse vibratoire

des machines tournantes

III. Analyse vibratoire des machines tournantes

III.1 Introduction :

Toutes les machines tournantes en fonctionnement produisent des vibrations. La détérioration du fonctionnement, se traduisant par une « modification de disposition de l'énergie dynamique », conduit souvent à une augmentation du niveau vibratoire. En analysant l'évolution de ce dernier, il est possible d'obtenir des informations très pertinentes sur l'état fonctionnel de la machine.

L'analyse des vibrations des machines permet de poser un diagnostic sur leur état de fonctionnement et de mettre en œuvre des stratégies de maintenance prédictive,

L'utilisation des vibrations pour surveiller les machines n'est pas nouvelle - puisque les

Mécaniciens posaient autrefois leur tournevis sur un moteur pour en « écouter les mouvements

Internes - mais ces techniques se sont aujourd'hui, sensiblement et grandement améliorées grâce

À la modernisation du matériel, augmentant exponentiellement l'efficience de la maintenance

Contemporaine.

III.2 Définition de la maintenance prédictive :

La maintenance prédictive est une méthode permettant de prévenir les pannes de machines et de prédire quand une défaillance de l'équipement peut survenir.

III.2.1 Techniques et outils de la maintenance prédictive :

La maintenance prédictive utilise des outils de surveillance pour évaluer les performances d'un équipement en temps réel.

a Analyse d'huile :

L'analyse périodique de l'huile lubrifiante peut révéler des contaminants, des particules métalliques ou des signes de détérioration, ce qui peut indiquer des problèmes imminents.

☑ **Avantages :**

- Permet de surveiller l'état de l'équipement interne en analysant les contaminants et les particules métalliques dans l'huile.
- Peut fournir des informations sur l'usure des composants internes.
- Facile à mettre en œuvre dans les équipements équipés de systèmes de lubrification.

☒ **Inconvénients :**

- Nécessite un échantillonnage régulier de l'huile, ce qui peut entraîner des coûts supplémentaires.
- Le processus d'analyse peut prendre du temps, retardant la détection des problèmes.
- Ne fournit pas toujours une localisation précise de la défaillance potentielle.

b Analyse thermique :

Cette technique utilise des caméras thermiques pour détecter les variations de température anormales dans les équipements, ce qui peut indiquer des problèmes de surchauffe ou de mauvaise isolation.

☑ **Avantages** :

- Permet la détection des points chauds et des problèmes de surchauffe.
- Non intrusif et peut être utilisé pour surveiller des équipements à distance.
- Peut identifier les problèmes électriques tels que les connexions desserrées ou les composants surchargés.

☒ **Inconvénients :**

- Nécessite des conditions ambiantes appropriées pour des mesures précises.
- La précision peut être affectée par la distance entre la caméra thermique et l'équipement.
- Certaines anomalies thermiques peuvent être difficiles à interpréter sans contexte supplémentaire.

La [Figure III.1] représente le Pourcentage D'utilisation de différentes méthodes dans le monde.

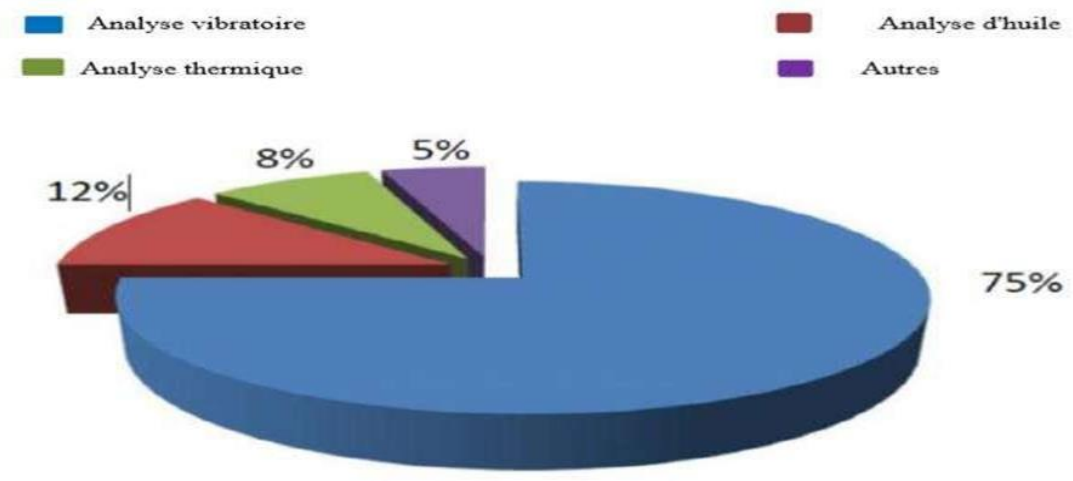


Figure III.1 : Différentes méthodes d'analyse [7].

c L'analyse vibratoire :

Est la plus connue et là plus largement utilisée car adaptée aux des composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.

→ **Objectifs d'analyse vibratoire :**

- La détection des défauts.
- L'analyse détaillée des défauts.

→ On utilise à cet effet des paramètres calculés :

- Soit dans le domaine temporel.
- Soit dans le domaine fréquentiel.
- Soit dans les deux à la fois.

☑ **Les avantages :**

- Détection de défauts à un stade précoce.
- Possibilités de réaliser un diagnostic approfondi.
- Autorise une surveillance continue.
- Permet de surveiller.
- L'équipement à distance.

☒ **Les inconvénients :**

- Spectres parfois difficiles interpréter.
- Dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses.

→ **Champs d'application privilégiée :**

Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc.…) Et de sa structure.

III.3 Définition d'une vibration :

Une vibration est un mouvement répétitif autour d'une position centrale appelée position d'équilibre. Ce mouvement d'aller et retour est appelé cycle.

III.3.1 Caractéristiques d'une vibration :

Une vibration est caractérisée par trois paramètres :

- La fréquence.

-La phase.

- L'amplitude.

a La fréquence :

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donner, lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprimer en hertz (Hz) une vibration qui se produira 50fois par seconde aura donc une fréquence de 50hz.[7]

1 Hertz = 1 cycle /seconde

Le période est donc par définition l'inverse de la fréquence T **= 1/50 de seconde**

b L'amplitude :

On appelle **amplitude** d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre.

→ **Trois grandeurs représentatives de l'amplitude :**

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique [figure III.2], on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par :

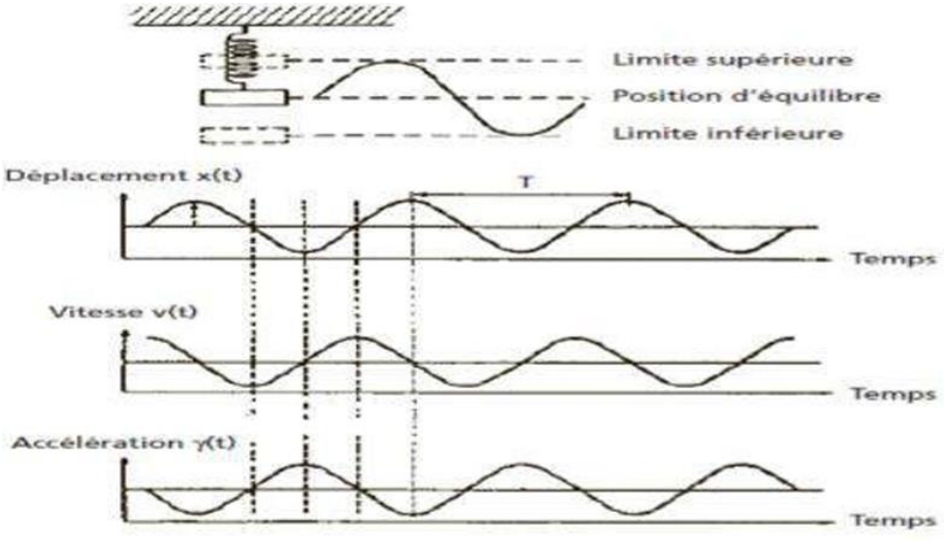


Figure III.2 : Représentation du mouvement d'un système masse.[8]

- Un **déplacement**. La position de la masselotte varie de part et d'autre de la position d'équilibre, allant de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement.

➢ Une **vitesse** de déplacement. Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre. Vecteur qui représente la dérivée de déplacement par rapport au temps.

$$V(t) = \frac{s(t)}{dt}$$

➢ Une **accélération**. Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale en début de course à sa vitesse maximale au point d'équilibre avant de décélérer en fin de course.

Dérivée de la vitesse par rapport au temps.

$$A(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2v't)}{d^2t}$$

- Les grandeurs de déplacements pour détecter des phénomènes à basse-fréquence.
- Les grandeurs d'accélérations pour détecter des phénomènes à haute-fréquence.
- Les grandeurs de vitesses pour détecter des phénomènes à large gamme.

c La phase :

La phase est la distance temporelle entre un état vibratoire et un point zéro fixe.
La phase est exprimée en temps ou en mesure angulaire.

III.3.2 Différentes formes de vibration :

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillants autour d'une position moyenne d'équilibre. Ces mouvements oscillants caractéristiques l'effort qui les génère, peuvent être, soit périodiques, soit apériodiques (transitoires et aléatoires) selon qu'ils se répètent ou non identiquement à eux- mêmes après une durée déterminée.

- Harmoniques
- Périodiques.
- Apériodiques

b Vibrations harmoniques :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde comme désigne la [figure III.3].

Elle est décrite par l'équation :

$$x(t) = X.\,\mathrm{Sin}\,(\omega t + \varphi)$$

Avec :

W =Vitesse angulaire ou pulsation du mouvement $(2\pi f)$.

F =Fréquence du mouvement.

φ =Phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps

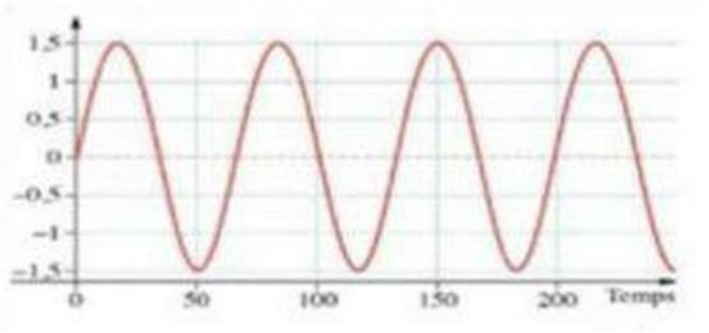


Figure III.3: vibration harmonique.[7]

Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle généré par le balourd d'un rotor en mouvement.

c Vibration périodique :

Une vibration périodique [FigureIII.4] est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période. Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines. La forme de cette vibration est composée de plusieurs vibrations harmoniques

Elle est décrite par l'équation.

$$x(t) = \sum_{i=1}^{n} [X_i.\,\mathrm{Sin}\,(\omega_i.\,t + \varphi_i)]$$

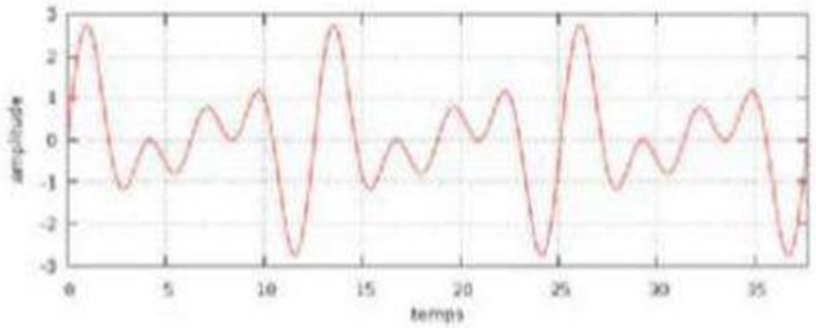


Figure III.4: vibration périodique [7]

d Vibrations apériodiques :

- **Les vibrations aléatoires :**

Une vibration aléatoire [Figure.III.5] est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps. C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur.

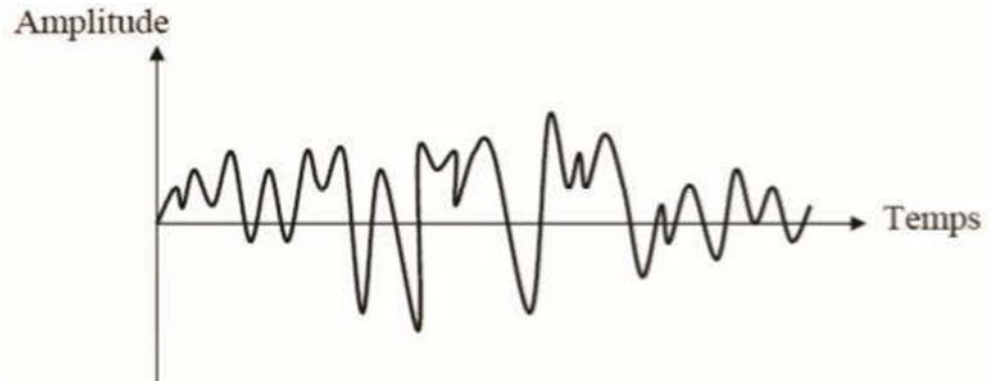


Figure III.5: Vibration aléatoire.[7]

Elle est décrite par l'équation ci-dessous :

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [X_i . \text{Sin}(\omega_i . t + \varphi_i)]$$

- **Vibrations transitoires :**

Sont générées par des forces discontinuées (choc). Elles peuvent présenter ou non un aspect oscillatoire revenant à une position d'équilibre après amortissement. Lorsqu'il existe des oscillations, comme pour une structure qui vibre après un choc et pour laquelle le coefficient d'amortissement est faible, on dit qu'il y a amortissement sub-critique, et le mouvement est pseudopériodique, si

l'amortissement est très important, la structure revient à sa position d'équilibre sans oscillation, on dit alors que l'amortissement est sur critique et le mouvement est apériodique.[7]

La Tableau ci-dessous illustre la représentation temporelle des vibrations en fonction de leurs natures :

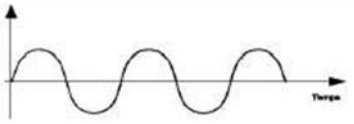
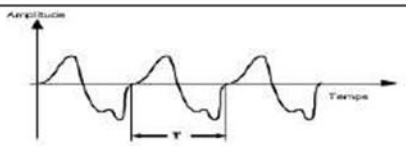
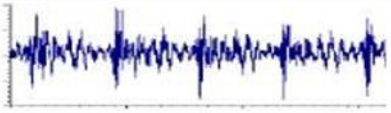
Nature des vibrations	Représentation temporelle des vibrations	Causes possible
A : Périodique de type sinusoïdal simple		balourd
B : Périodique de type sinusoïdal complexe		Engrènement
C : Périodique de type impulsionnel		Ecaillage des roulements
D : Aléatoire de type impulsionnel		Défauts de lubrification sur des roulements cavitation

Tableau III.1 : Nature de la vibration selon les variations. [8]

III.4 Capteurs de vibration :

Les trois grandeurs que l'on est amené à mesurer en technique vibratoire - le déplacement, la vitesse et l'accélération - peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les uns des autres, On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

- Déplacement : principe des courants de Foucault
- Vitesse : principe électrodynamique
- Accélération : principe piézo-électrique

Ils ont tous les trois le même but : transformer une vibration mécanique en un signal électrique.

Comme montré dans la [Figure.III.6] Les capteurs utilisant ces principes peuvent être actifs ou passifs. Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation, alors que les capteurs passifs ne fonctionneraient pas sans source d'énergie auxiliaire.[7]

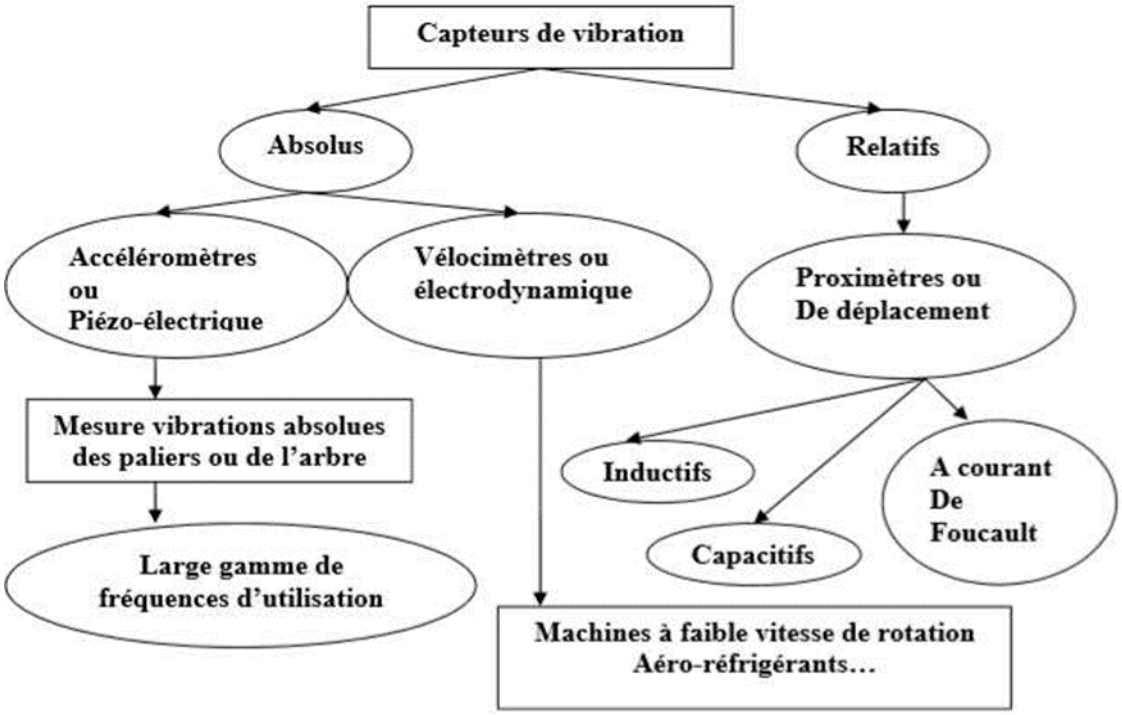


Figure III.6 : Capteurs de vibration.[7]

III.4.1 Proximètres :

Le proximètres [figure III.7], ou sonde capteur de déplacement sans contact directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor, il est monte en permanence à l'intérieur du palier, les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence, ces mesures seront limitées aux basses fréquences (< 100 Hz).[7]



Figure III.7 : proximètres et leur driver.[7]

Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications ou la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avèrent essentielle.

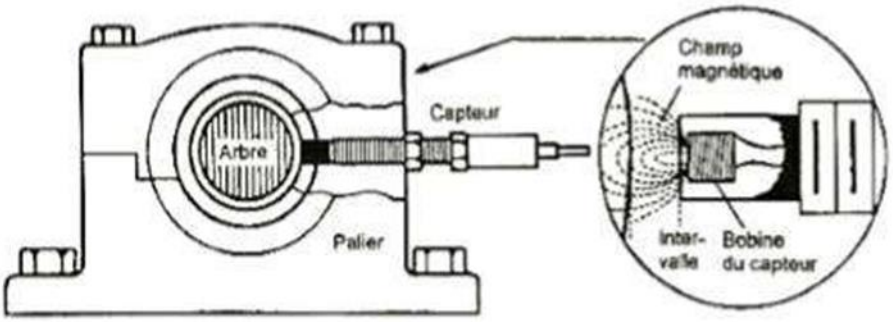


Figure III.8 : Principe du capteur inductif à courants de Foucault [7]

→ **Les avantages et les inconvénients :**

☑ **Avantages :**

- Mesure directement les mouvements d'arbre
- Même capteur pour les butées axiales, les vibrations radiales et la vitesse
- Mesure directement le déplacement
- Pas de pièce mobile

☒ **Inconvénients :**

- Sensible au matériau de l'arbre
- Installation
- Gamme de fréquence limitée. Pas de détection des défauts de roulements
- Restriction de températures.[7]

→ **Problèmes et défauts détectés :**

- Arbre
- Palier lisse
- Butée
- Généraux : balourd, désalignement, usure, etc.

III.4.2 Vélocimétrie :

Les capteurs de vitesse ou vélocimètres [Figure.III.9] sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Ce type de capteur présente l'avantage de ne nécessiter ni source d'alimentation ni préamplificateur.

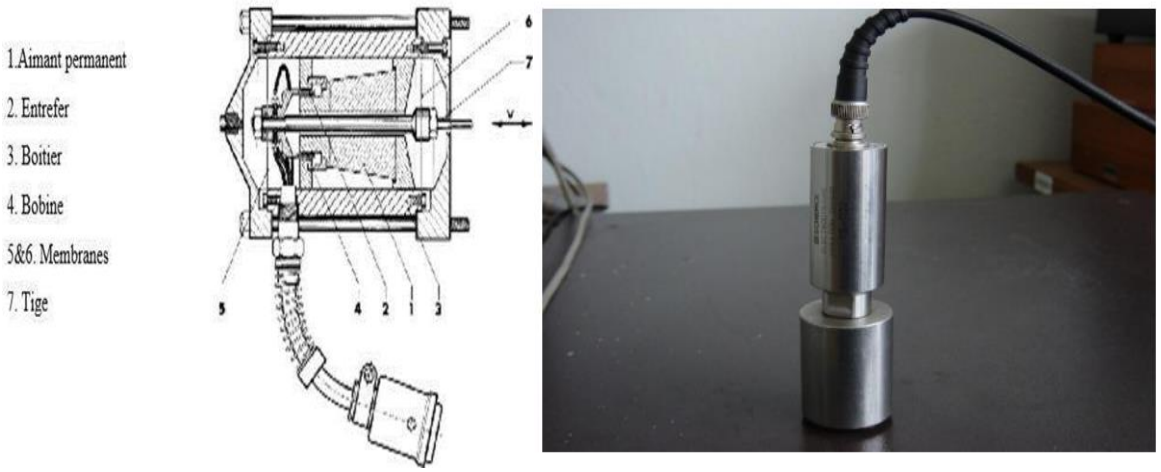


Figure III.9: schéma de principe d'une vélocimétrie [13]

III.4.3 Accéléromètres :

Un accéléromètre piézoélectrique [figure III.10] est compose d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.

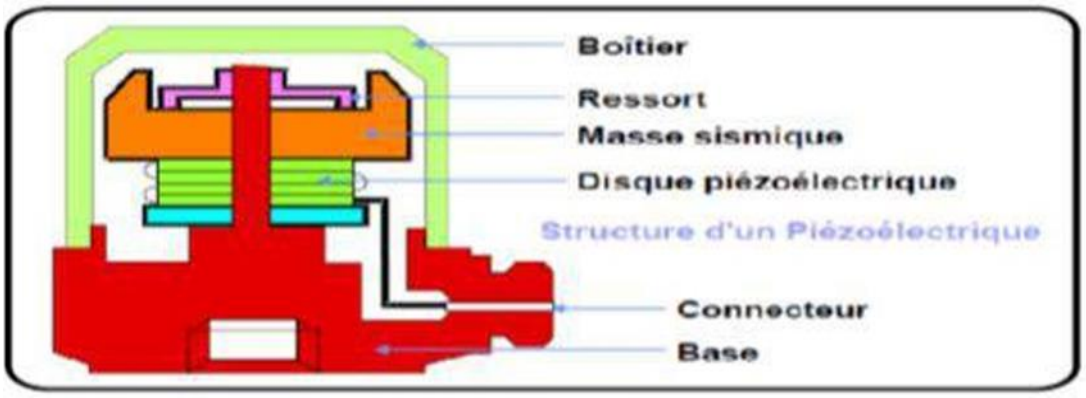


Figure III.10 : Schéma de principe d'un accéléromètre [7]

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance. Ils possèdent les propriétés suivantes :

- Utilisables sur de très grandes gammes fréquentielles.
- Excellente linéarité sur une très grande gamme dynamique (typiquement 140 dB).
- Le signal d'accélération peut être intègre électroniquement pour donner le déplacement et la vitesse
  - Aucun élément mobile, donc extrêmement durable.[7]

→ **Avantages est les inconvénients :**

☑ **Les avantages :**

- Facile à installer
- Petit, léger
- Supporte les hautes températures
- Pas de pièce mobile

☒ **Les inconvénients :**

- Nécessite une double intégration pour le déplacement
- Nécessite une source extérieure
- Fournit des informations limitées sur la dynamique d'arbre
- Médiocre pour les faibles vitesses

→ **Problèmes et défauts détectés :**

- Roulements
- Engrenages
- Machine à pâles
- Machine électrique
- Généraux : balourd, désalignement, usure, etc. [7]

III.5 Surveillance vibratoire :

La "surveillance vibratoire des machines tournantes" est une méthode utilisée dans la maintenance industrielle pour évaluer la santé et le bon fonctionnement des équipements tels que les moteurs, les turbines, les compresseurs, etc. Cette technique repose sur la surveillance et l'analyse des vibrations émises par ces machines pendant leur fonctionnement normal.

En pratique, des capteurs de vibrations sont installés sur les machines pour mesurer en temps réel les oscillations et les variations dans leurs mouvements. Ces données sont ensuite analysées pour détecter les signes de défauts potentiels, tels que des déséquilibres, des jeux excessifs, des problèmes de lubrification, des fissures ou d'autres anomalies mécaniques.

La surveillance vibratoire permet de détecter les problèmes à un stade précoce, ce qui permet aux équipes de maintenance d'intervenir avant que des pannes majeures ne se produisent. Cela contribue à réduire les temps d'arrêt non planifiés, à améliorer la fiabilité des équipements et à prolonger leur durée de vie opérationnelle.

III.5.1 LES Outils de surveillance

Les outils de surveillance sont des grandeurs physiques utilisés pour surveiller les installations. Leurs évolutions permettent d'alerter le technicien d'une dégradation du fonctionnement sans pour autant désigner l'élément défectueux.

On distingue :

➢ Les indicateurs scalaires ou niveaux globaux (NG) ;

➢ Les indicateurs de forme ou spectres.

III.5.2 Les niveaux globaux (NG)

Les niveaux globaux sont des indicateurs scalaires plus ou moins sensibles à un nombre important de phénomènes. Sur une machine dont le niveau vibratoire normal est relativement haut, le développement d'un défaut mécanique peut être masqué par le « bruit de fond ». Le niveau global mesuré ne réagit alors pas à ce défaut, du moins pas à un stade précoce de son développement. La surveillance par niveaux globaux ne peut donc convenir que dans le cadre d'une politique de sécurité. Elle permet de détecter un fonctionnement anormal et de déclencher un arrêt avant la panne des installations. En aucun cas on ne pourra identifier la cause de ce fonctionnement anormal ni optimiser la maintenance des machines avec un tel outil [9].

III.5.3 Les niveaux globaux (NG)

- **Indicateurs basses fréquences (signal de grande énergie)**

➢ Déplacement crête-crête DCC ;

L'amplitudc (Ac) : Elle représente L'amplitude maximale du signal par rapport à sa Valeur d'équilibre.

$$A_c = \sqrt{Max\left[s^2(t)\right]}$$

L'amplitude crête à crête (A_{cc}) : Elle représente L'écart entre les amplitudes extrêmes du signalpour un temps d'observation donné.

$$A_{cc} = \left[\max\left[s(t)\right] - \min\left[s(t)\right]\right]$$

L'amplitude efficace A_{eff} ou RMS : en anglais(Root Mean Square).

Comme en électricité, elle représente L'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant Ainsi l'énergie donnée par lemouvement vibratoire.[9]

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T s^2(t)dt}$$

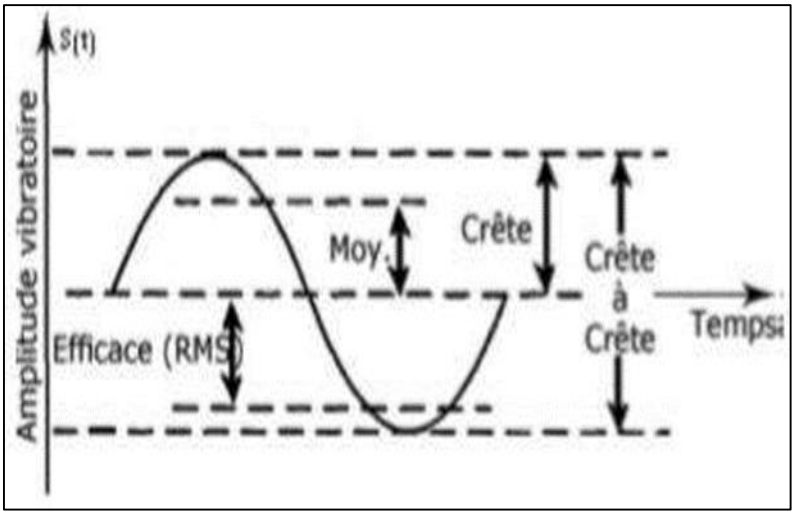


Figure III.11: différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un Signal sinusoïdal [9]

Vitesse efficace Veff (en mm/s) :

Cet indicateur est, lui aussi, révélateur des phénomènes dits « basses fréquences » (BF). Ces phénomènes sont les plus énergétiques, donc les plus destructeurs. Ils peuvent aussi être à l'origine de desserrages ou de fissures. Une augmentation du balourd, un défaut de lignage, se traduiront par une augmentation anormale de cet indicateur.

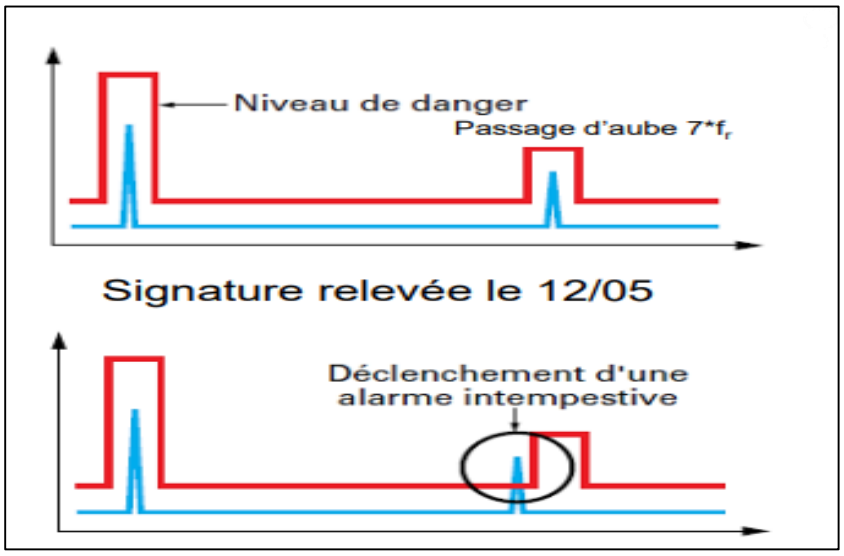
Accélération efficace Acceff (en g et mg) :

C'est un indicateur révélateur des phénomènes dits « hautes fréquences » (HF) tels que les défauts de roulement, de denture... Une élévation anormale de l'accélération est liée, en général, à une dégradation avancée des roulements.

Spectre RC (Résolution constante) ou FFT (Fast Fourier Transforme)

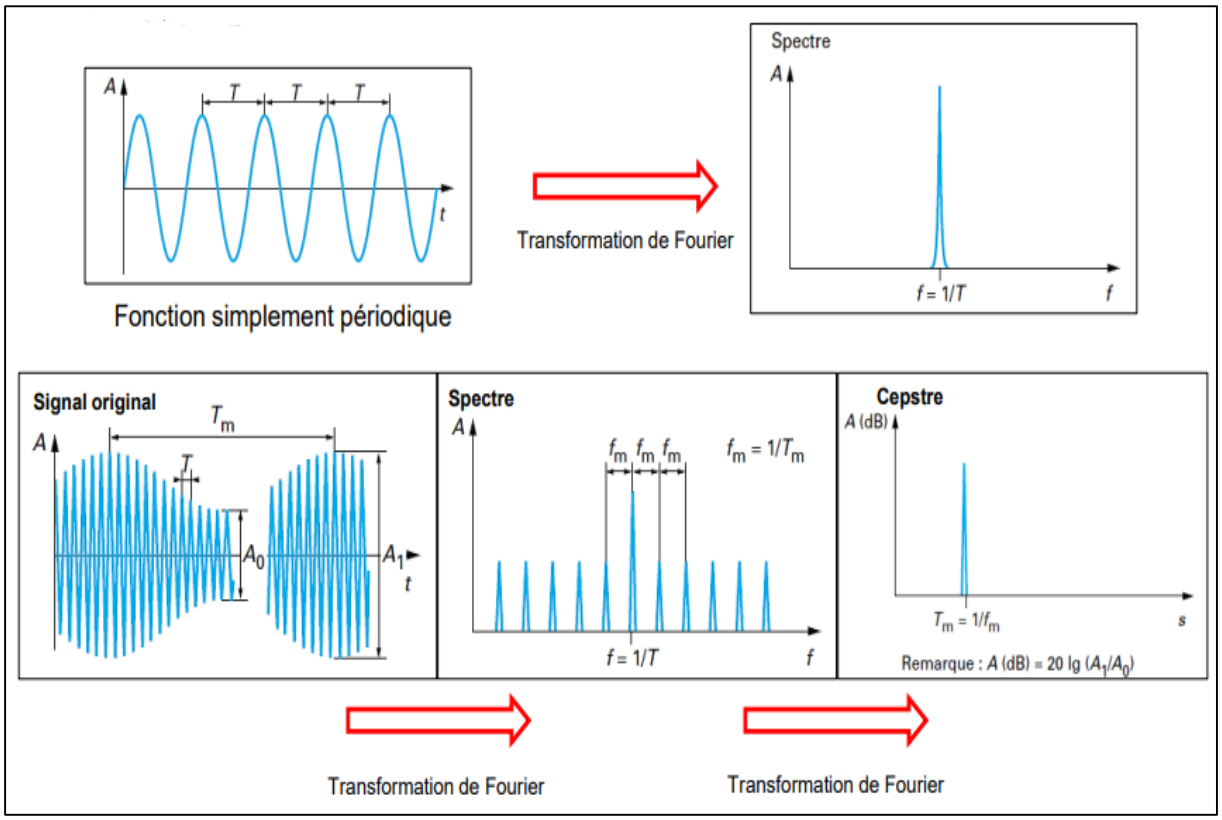
Le spectre RC (ou le spectre FFT) est très sensible aux variations de vitesse de rotation qui peuvent survenir entre deux campagnes de mesures. De ce fait, l'utilisation des niveaux d'alerte et de danger demande une grande habitude afin de ne pas déclencher de fausses alarmes.

La baisse de régime qui, bien que parfaitement maîtrisée, déclenche une alarme qui ne devrait pas être. Par sa nature (pourcentage de bande constant, échelle logarithmique), le PBC est beaucoup moins sensible aux variations de vitesse de fonctionnement. Il se prête, par conséquent, mieux à l'utilisation des niveaux d'alerte et de danger. [9]



Le cepstre (se prononce kepstre)

C'est la représentation de la transformée de Fourier du spectre ; soit deux fois la transformée de Fourier du signal temporel de base. L'image obtenue est une courbe fonction du temps (quéfrence) mesuré en secondes. C'est un outil de diagnostic utilisé pour distinguer des défauts qui donnent des images spectrales complexes dues à plusieurs modulations d'amplitude simultanées. Les engrenages peuvent nécessiter ce type d'analyse. En effet, la fréquence d'engrènement est souvent modulée par les fréquences de rotation des roues menante et menée. Le cepstre permet de séparer et d'identifier sur une seule image toutes les fréquences de modulation (fréquences de rotation des arbres d'entrée, intermédiaire et de sortie dans un réducteur). [9]

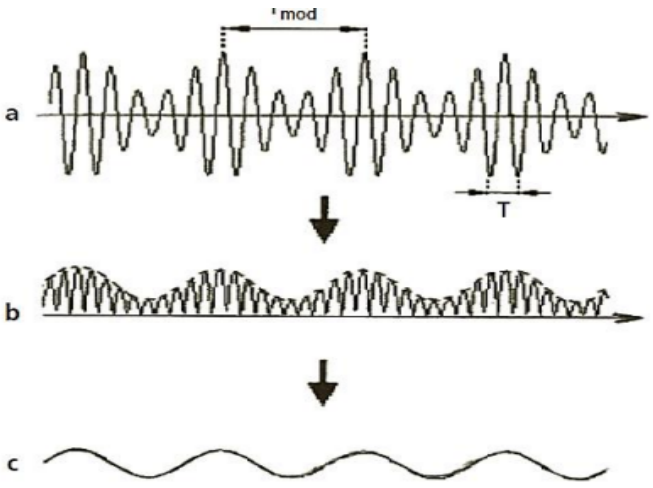


Un phénomène périodique dans le temps n'est représenté que par un seul pic sur un spectre. De la même façon, un phénomène représenté par un spectre périodique (modulation) ne donne qu'un seul pic sur un cepstre.[9]

III.5.4 Analyse d'enveloppe

Cette technique de détection des défauts de type chocs comme les écaillages de roulements ou les défauts de graissage se généralise aujourd'hui sur les appareils de mesures.[9]

- (a) Signal temporel avec, comme périodicité T_{mod} la cadence de répétition des chocs, et comme périodicité T, la période d'oscillation du mode de structure excité.
- (b) La démodulation consiste à redresser le signal, c'est-à-dire à mettre en positif toutes les valeurs négatives des composantes du signal.
- (c) On trace l'enveloppe du signal ainsi obtenu et on calcule le spectre pour obtenir la fréquence de modulation, c'est-à-dire la fréquence de répétition des chocs.



Principe de mesure d'un niveau enveloppe de modulation d'amplitude

Nature des vibration	Facteur de crête	Causes possible
Périodique de type sinusoïdal Ou complexe Ou de type (bruit de fond)	1.5 à 2 5	**Balourd désalignement**
Aléatoire impulsionnel	3 à 4	**Roulements en bonne état**
Périodique impulsionnel	**>4**	**Roulements écaillé**

Tableau III.2 : Nature des vibrations et facteur de crête

III.6 Origines des vibrations dans les machines tournantes

III.6.1 Origine des vibrations :

Il n'y a pas de bon diagnostic sans une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi, une démarche essentielle de l'action de surveillance, est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur les machines et de déterminer la manière dont ils se manifestent, autrement dit, de déterminer leurs signatures vibratoires. L'expérience acquise sur les problèmes vibratoires des machines tournantes a conduit à classifier les défauts rencontrés en différentes origines.[7]

III.6.2 Origine mécanique :

III.6.2.1 Défaut de Balourd :

C’est la cause de vibration la plus commune et la plus fréquente rencontrée. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation, et peut être causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l’axe géométrique du rotor de la machine tournante.

En pratique, il est impossible d’obtenir un centrage parfait de tous les éléments d’un rotor .il existe toujours un déséquilibre provenant :

- De défauts d’usinage
- De défauts d’assemblage : décalage d’une pale de turbine, dissymétrie d’un pôle de rotor d’alternateur.
- D’altérations mécaniques : perte d’un bout d’ailette. Érosion. Encrassement.

Ce déséquilibre appelé “ balourd “ [Figure III.12] va générer.au repos, une rotation du rotor due à la force de gravitation et à vitesse nominale, une vibration radiale due à la force centrifuge :

$$F_C = m_b . W^2 . Fb$$

Avec Mb Masse théorique du balourd [Kg]

Fb Rayon théorique du balourd [m]

W Pulsation ou vitesse angulaire [rad/s]

La vibration radiale exprimée en mm/s ou um est sinusoïdale de fréquence égale à la fréquence de rotation f0=N/60.

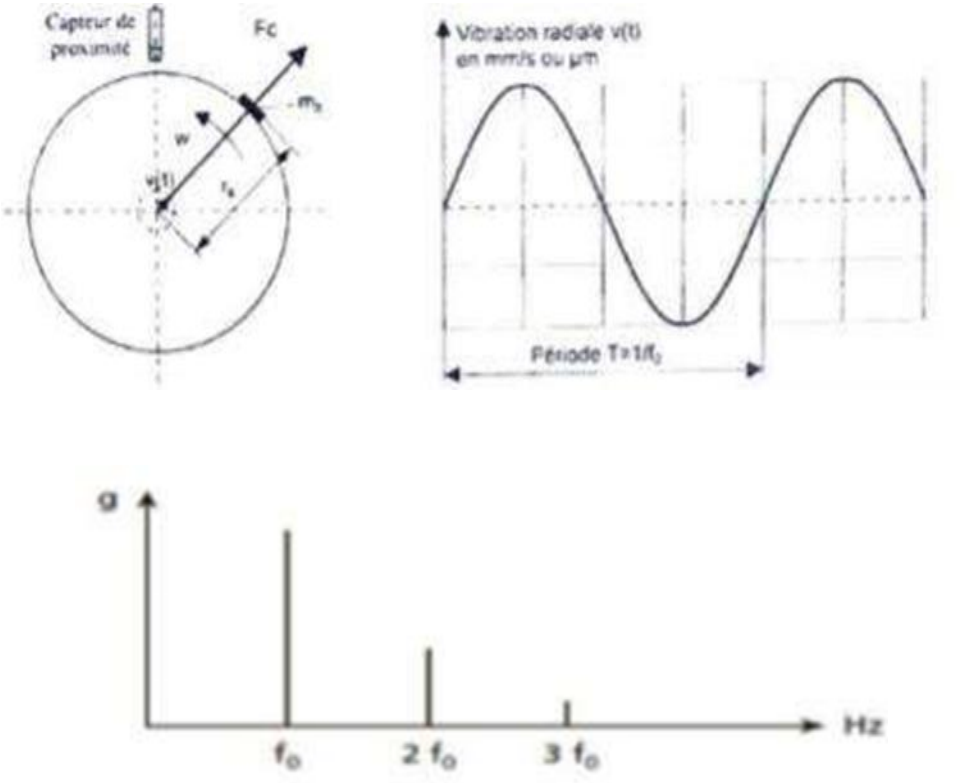


Figure III.12: image vibratoire d'un défaut de balourd.[7]

a Balourd statique :

A vitesse nominale les deux paliers supporant le rotor vont subir, en même temps l'effort centrifuge du au balourd .li n'y a donc pas de déphasage entre les mesures aux mêmes angles sur les deux paliers.

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

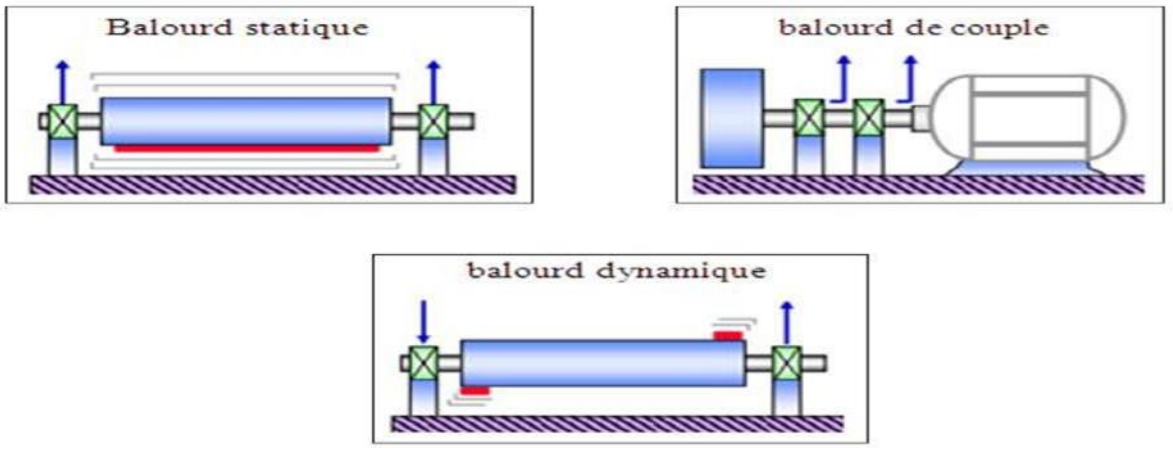
c Balourd couple :

A vitesse nomina le rotor tangue et les deux paliers supportant le rotor subissent les efforts centrifuges de façon alternée dus au couple radial exercé par les deux balourds opposés. Le déphasage proche de 180° observés entre les mesures effectuées aux mêmes angles sur les deux paliers est révélateur d'un balourd couple.

Au repos la position angulaire du rotor peut être quelconque, du fait de l'équilibre statique[7]

d Balourd dynamique :

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



III.6.2.2 Défaut d'alignement :

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des machines tournantes .il crée des efforts importants qui vont :

Entrainer la dégradation rapide du système d'accouplement, dans le cas de paliers à billes ou à rouleaux précipiter la dégradation des roulements, dans le cas de paliers lisses induire des instabilités du film d'huile et mettre en péril la machine.

Il crée des équipements. Il concerne soit deux arbres lies par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe.[7]

b Désalignement d'arbres accouples :

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux. [FigureIII.13]

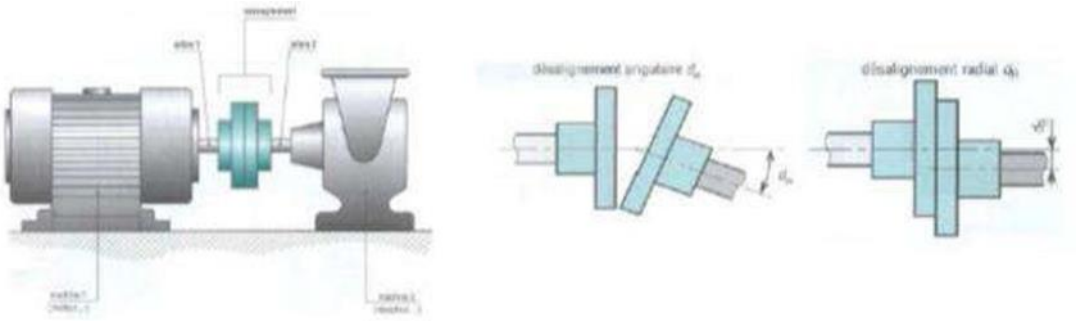


Figure III.13: Défauts d'alignement d'arbres.[10]

c Désalignement radial :

Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante généralement 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparait une vibration dans la direction radiale de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d'ordre 3, voire exceptionnellement d'ordre 4), avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1. [FigureIII.14].

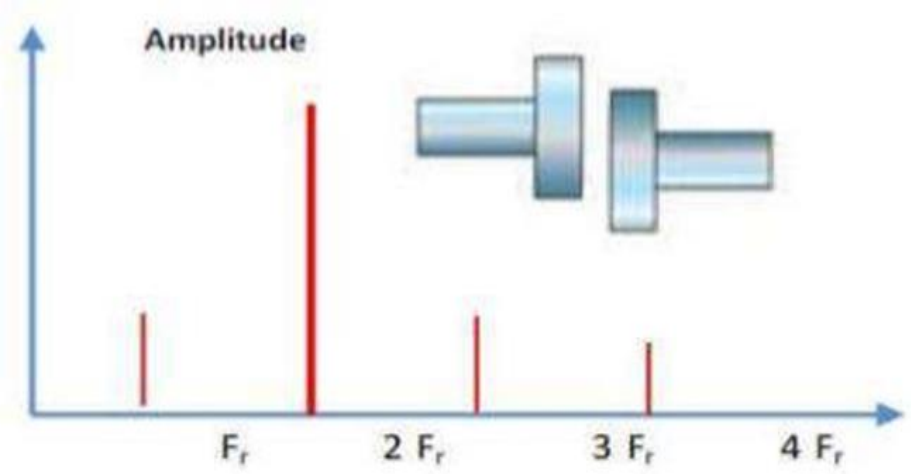


Figure III.14: Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial [10]

e Désalignement angulaire :

Il apparait une vibration axiale de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales correspondantes. [FigureIII.15].

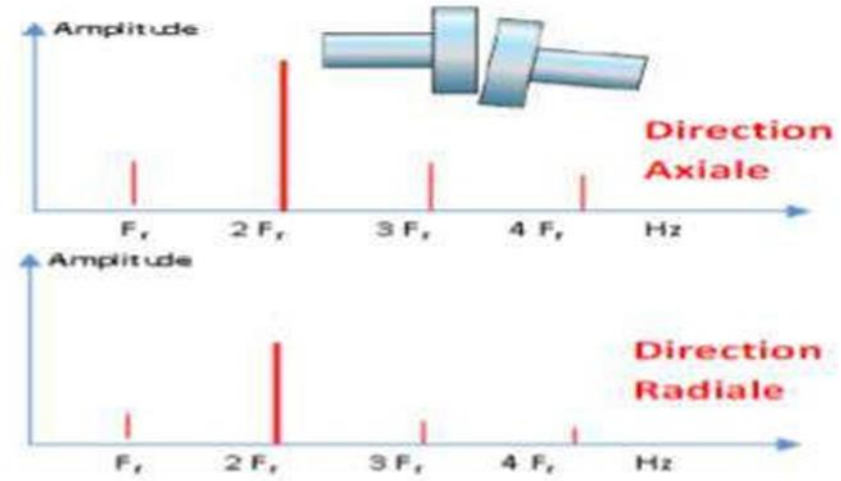


Figure III.15: Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire [10]

III.6.2.3 Défauts de serrage :

Le mauvais serrage de la structure de la machine génère des vibrations et un certain bruit. Le spectre typique mesure sur une machine dans laquelle il existe un jeu contient un grand nombre de pic a des fréquences multiples de la fréquence de rotation.

Des défauts comme le balourd vont entraîner le bâti à se désolidariser de la structure. Cela entraîne un signal temporel écrêté.

Le spectre fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous harmoniques à 1/2, 1/3 de la fréquence de rotation. [FigureIII.16]

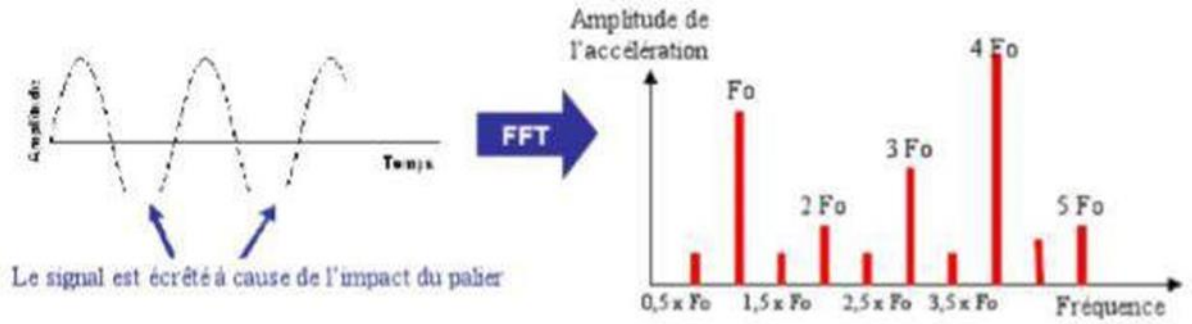


Figure III.16: Défaut de serrage [10]

Le phénomène de jeu va avoir pratiquement la même signature vibratoire. La (figureIII.17) montre la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements.

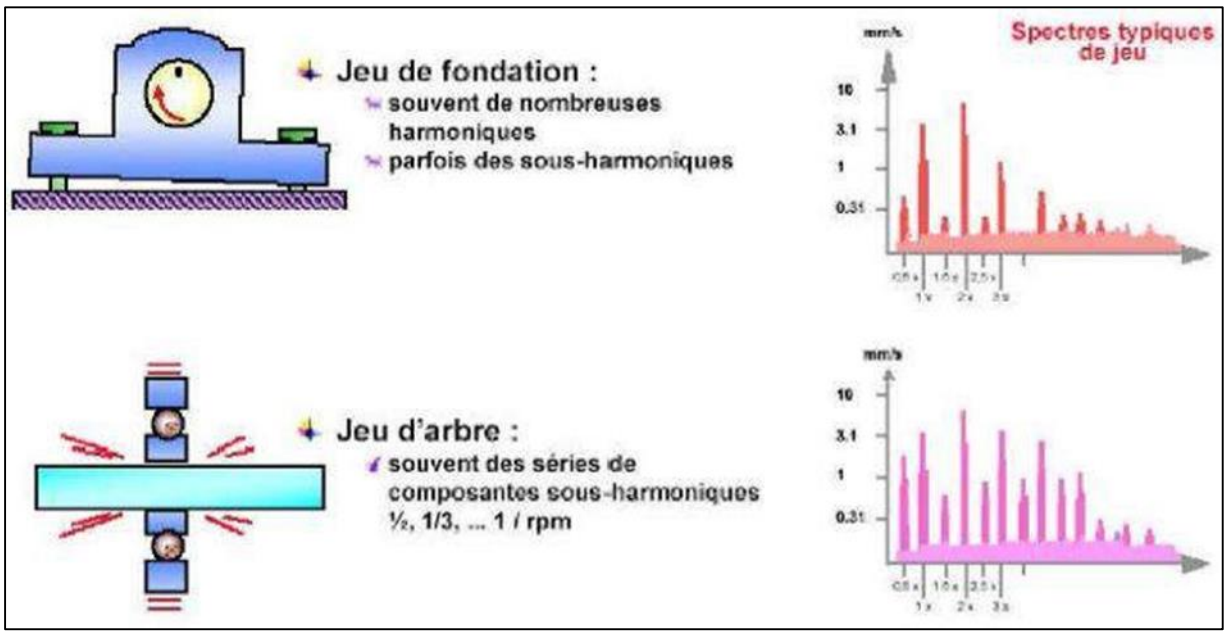


Figure III.17: Images vibratoires d'un phénomène de jeu [7].

III.6.2.4 Défauts de transmission par courroies :

Le principal défaut rencontre sur ce type de transmission est lie à une détérioration localisée d'une courroie : partie arrachée, défaut de jointure, la fréquence de passage Fc de ce défaut définie par :

$$F_C = \frac{\pi D_1}{L} f_1 = \frac{\pi D_2}{L} f_2$$

FC : fréquence de passage de la courroie.

D1 et **D2** : diamètres des poulies 1 et 2.

F1 et **F2** : fréquences de rotation des poulies 1 et 2.

L : la longueur de la courroie.

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement dans la direction de l'effort de tension de la courroie.

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques. [Figure III.18]

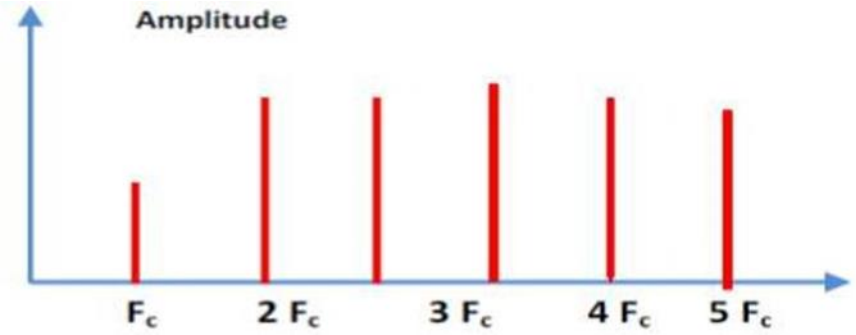


Figure III.18: Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par corrois [7]

III.6.2.5 Les défauts des engrenages :

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapproches avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages. [Figure III.19]

- Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont par parallèles).
- Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent).
- Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque)



Figure III.19: Différents types d'engrenage [10]

+ **Fréquence d'engrènement :**

Observons un engrenage, compose de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z1 et Z2 dents et tournant aux fréquences F1 et F2. Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engageme des dents selon une fréquence d'engrènement Fe égale à la fréquence de rotation de la roue

multipliée par son nombre de dents.

$$Fe = F1.\ Z1 = F2.\ Z2$$

Fe : fréquence d'engrènement

F1 et **F2** : fréquences de rotations des roues 1 et 2

Z1 et **Z2** : Nombre des dents des roues 1 et 2.

Si la denture est correcte, le spectre [figure III.20], est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques.

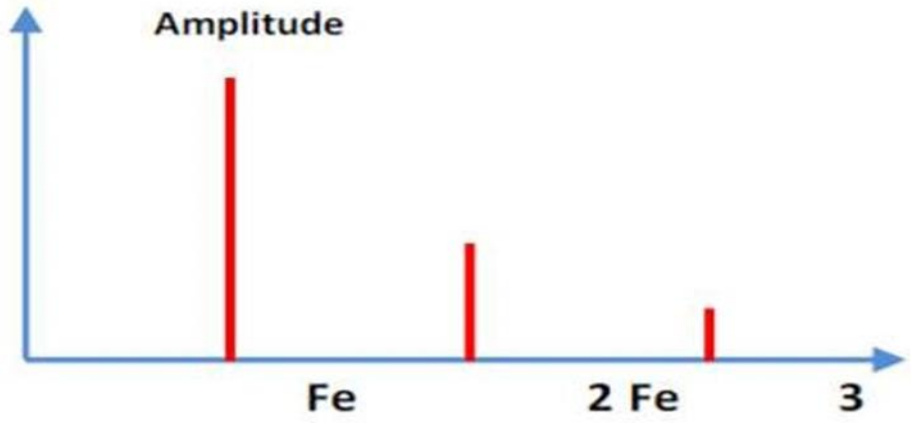


Figure III.20: Image vibratoire d'un engrenage sain [10]

+ Signatures vibratoires des défauts d'engrènement :

a Détérioration d'une dent :

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant [figure III.21] montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détériore s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.

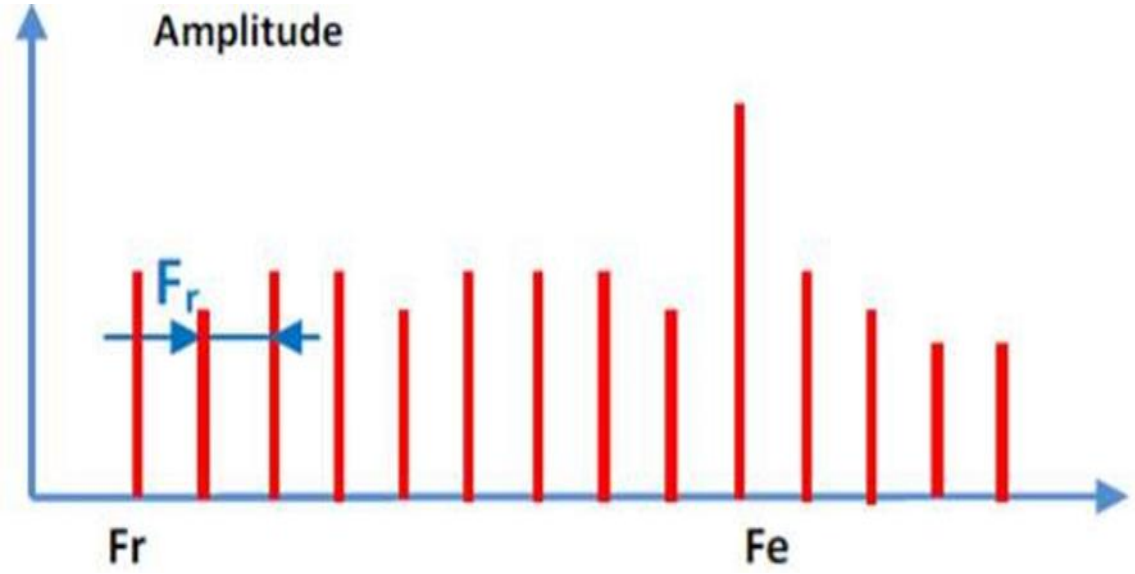


Figure III.21: Image vibratoire théorique d'un engrenage.[10]

b Détérioration de deux dents sur les deux roues.

Si les deux roues dentées présentent chacune une dent détériorée, les chocs peuvent être importants lorsque les deux défauts se rencontrent ≪coïncidence ≫. La rencontre s'effectue à la fréquence Fco, appelée fréquence de coïncidence et telle que :

$$F^o = \frac{F_e}{PPCM\ (Z_1, Z_2)}$$

Fe: fréquence d'engrènement

PPCM : plus petit commun multiple de Z1 et Z2.

La fréquence de coïncidence **Fco** est inférieure aux fréquences de rotation F1 et F2.

c Détérioration de l'ensemble de dentures :

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détériore, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée [figure III.22].

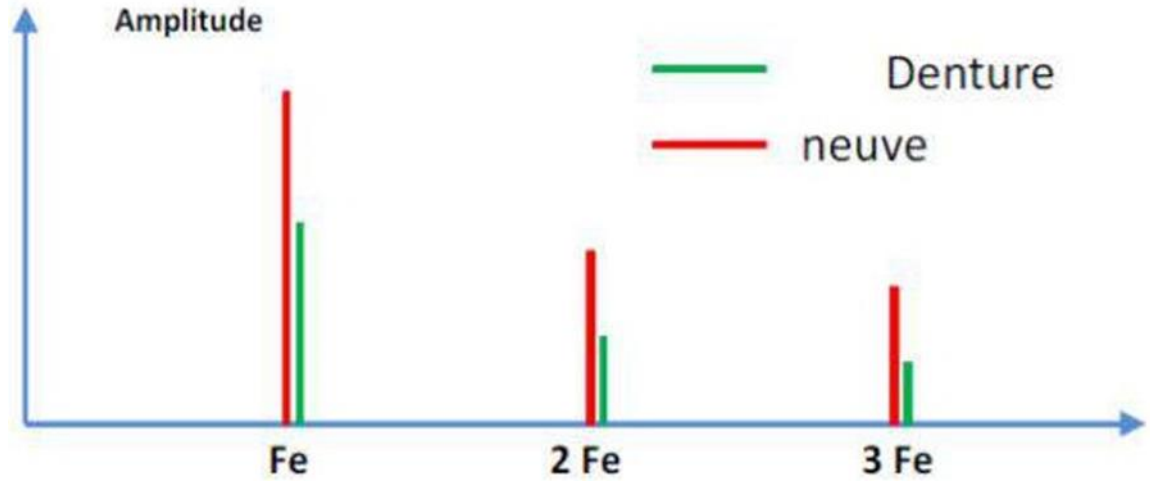


Figure III.22:Image vibratoire théorique d'une denture [10].

III.6.2.6 Les défauts de roulement :

Les roulements sont parmi les composantes les plus sollicité des machines et représenter une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraine l'écaillage), …etc.

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication [figure III.23], on peut considérer les fréquences caractéristiques données formules ci-dessous.

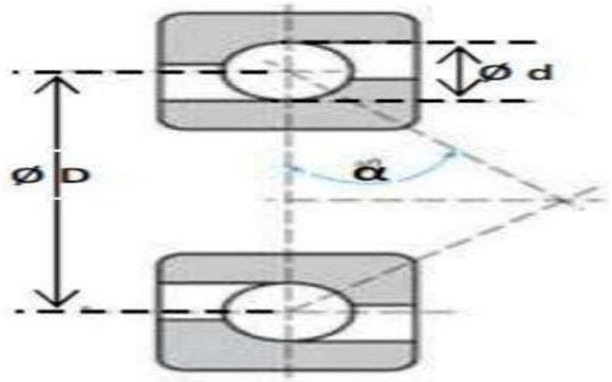


Figure III.23: Caractéristique géométrique d'un roulement.[10]

- **n** : le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),
- **D** : le diamètre primitif,
- **d** : le diamètre des éléments roulants,
- **α** : angle de contact,
- **Fr** : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe

étant supposée fixe) Ainsi, on a :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure, est "Fb ext " donnée par l'équation suivante :

$$\mathbf{F_{b\ ext} = 0.5\ F_r n\left[1 - \left(\frac{d}{D}\cos\alpha\right)\right]}$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure, supposée montée sur l'arbre tournant, " Fb int "est donnée par l'équation suivante :

$$\mathbf{F_{b\ int} = 0.5\ F_r n\left[1 + \left(\frac{d}{D}\cos\alpha\right)\right]}$$

- La fréquence de passage d'un défaut de bille (ou de roulant) sur la bague externe ou sur la bague interne " F bille " est donnée par l'équation suivante :

$$\mathbf{F_{bille} = 0.5\ F_r\ \frac{D}{d}\left[1 - \left[\frac{d\cos\alpha}{D}\right]^2\right]}$$

a Signatures vibratoires des principaux défauts des roulements :

+ Défaut de type écaillage affectant la bague externe :

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut. A chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante [figure III.25].

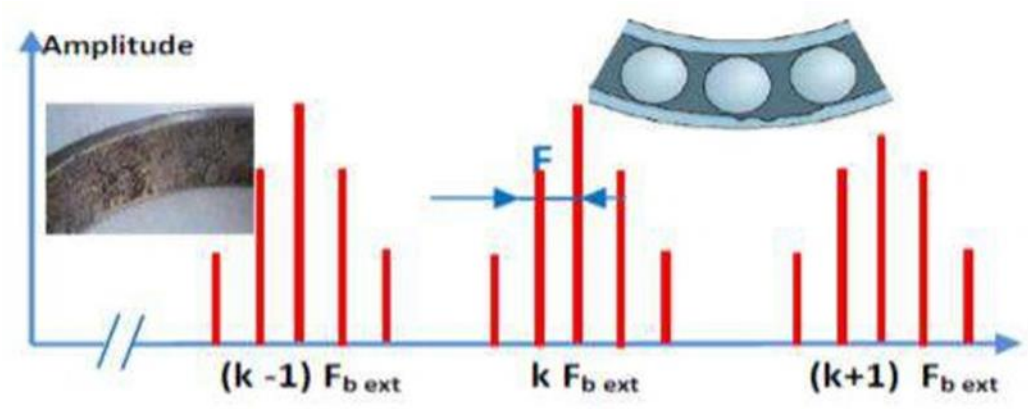


Figure III.24: Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure

+ **Défaut de type écaillage affectant la bague interne :**

Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation [figure III.25].

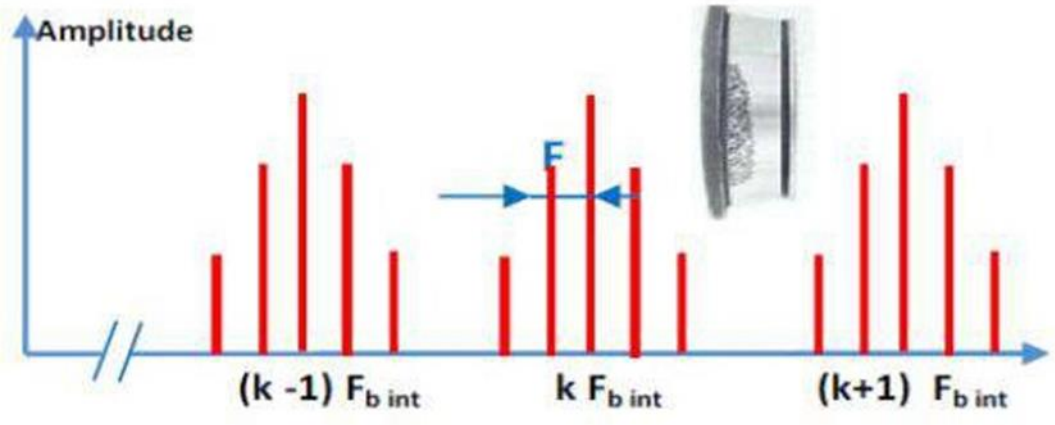


Figure III.25 : Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure.[10]

+ **Défaut de type écaillage sur un élément roulant :**

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage [figure III.26].

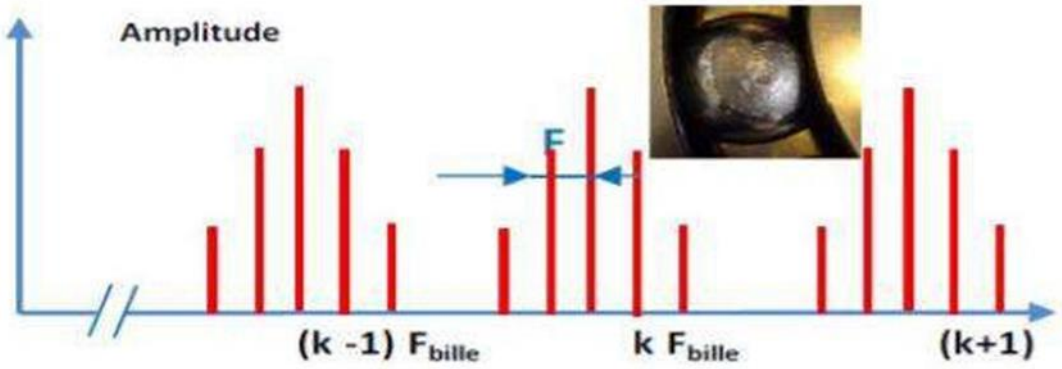


Figure III.26: Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant.[10]

+ **Défauts de type déversement de bague :**

Le défaut de type déversement de bague extérieure [figure III.27] s'exprime par une composante fondamentale d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence du défaut de la bague déversée, et par des composantes d'ordre supérieur d'amplitude très faible [figure III.28].

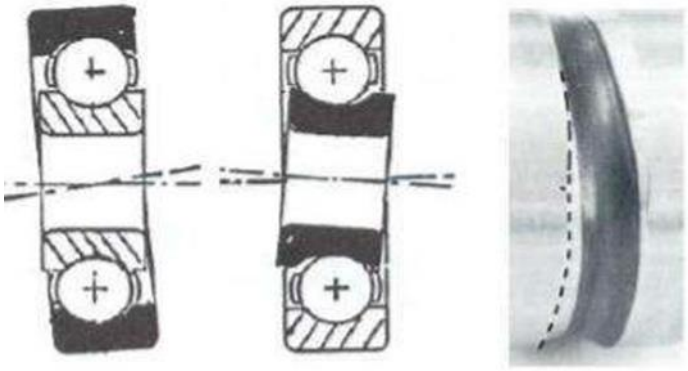


Figure III.27: Défaut de déversement.

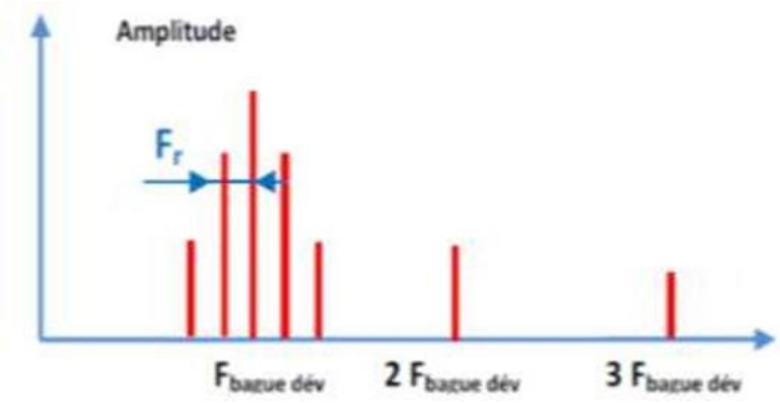


Figure III.28: De type déversement de bague [10]

III.7 Recherche des images vibratoires :

III.7.1 Points de mesure :

L'implantation de l'accéléromètre sur les machines est, elle aussi, très importante. Chaque campagne de mesures doit être effectuée en des points précis et toujours les mêmes. En effet, un phénomène mécanique peut donner des images vibratoires sensiblement différentes en fonction du point de mesure.

On essaiera toujours de rapprocher le plus possible les points de mesure des paliers. Cela permet d'obtenir les images les plus fidèles des défauts mécaniques (band e passante de la chaîne d'acquisition maximale, amortissement minimisé).

Pour avoir une image complète des vibrations (en trois dimensions), il faut prendre les mesures selon trois directions perpendiculaires sur chaque palier de la machine surveillée : deux directions radiales (horizontale et verticale) et une direction axiale.

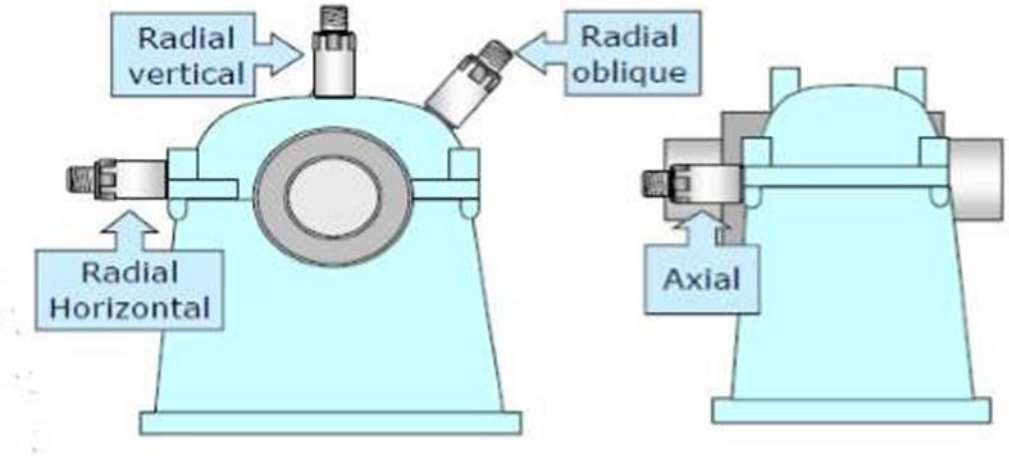


Figure III.29: Points de mesure sur un palier.[7]

III.7.2 Consigne pour la fixation des capteurs :

- Les capteurs doivent être placés en liaison aussi directe que possible avec les paliers, en limitant au strict minimum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'élément mobile et le capteur [figure III. 31].
- L'emplacement des points de mesure doit être propre (pas de traces de graisse ou de peinture) et les surfaces de contact avec les capteurs lisses, planes et perpendiculaires à la direction de mesure [figure III. 32].
- Lorsque le palier est difficilement accessible de façon directe, la prise de la mesure est effectuée par un capteur au point judicieusement choisi en fonction des raideurs [figure III. 33]

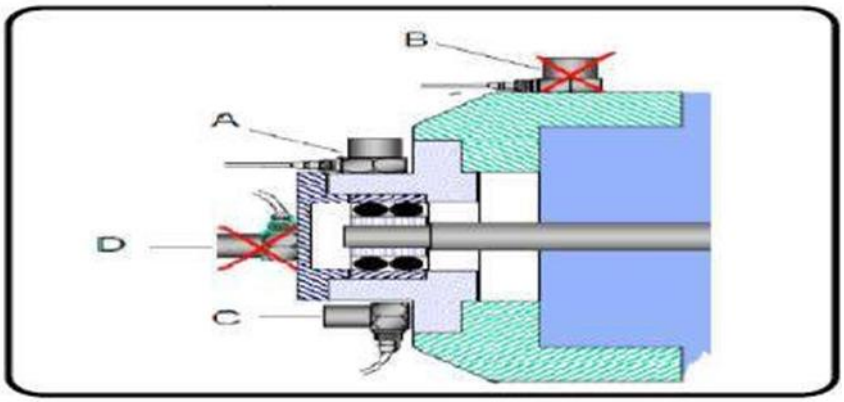


Figure III.30: Choix de l'emplacement de capteur

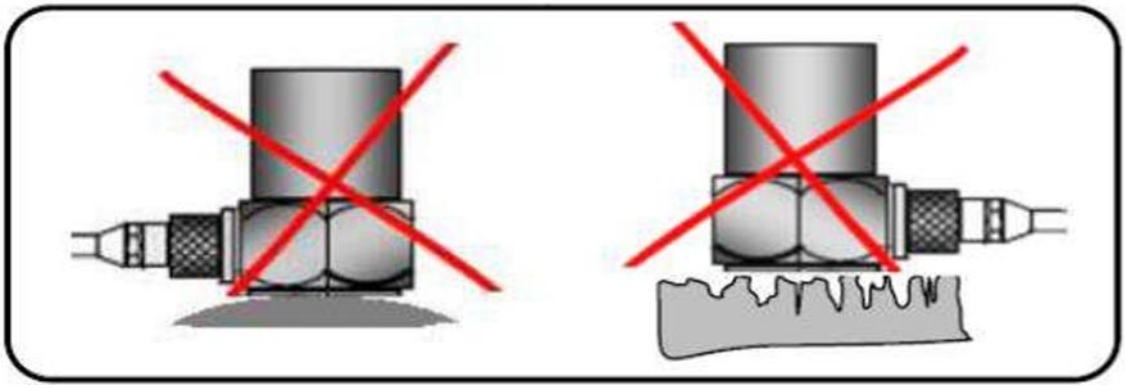


Figure III.31: Les surfaces de contact avec les capteurs Doivent être lisses et planes

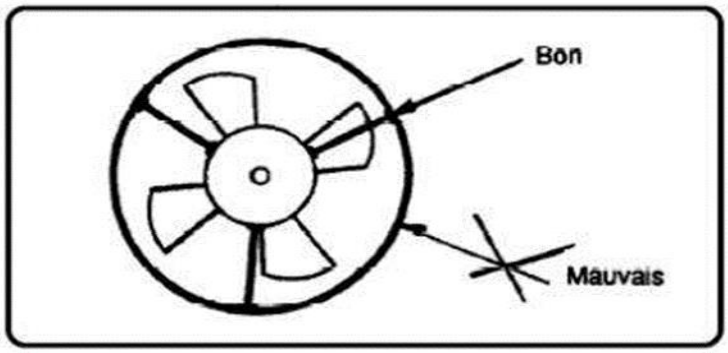


Figure III.32: Emplacement du capteur sur un Palier inaccessible.

III.7.3 Mode de fixation :

Les accéléromètres possèdent une réponse linéaire sur une large gamme de fréquences, mais cette gamme de fréquences peut être considérablement diminuée selon leur mode de fixation [Figure III.34].

Pour que les mesures soient fiables, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur.

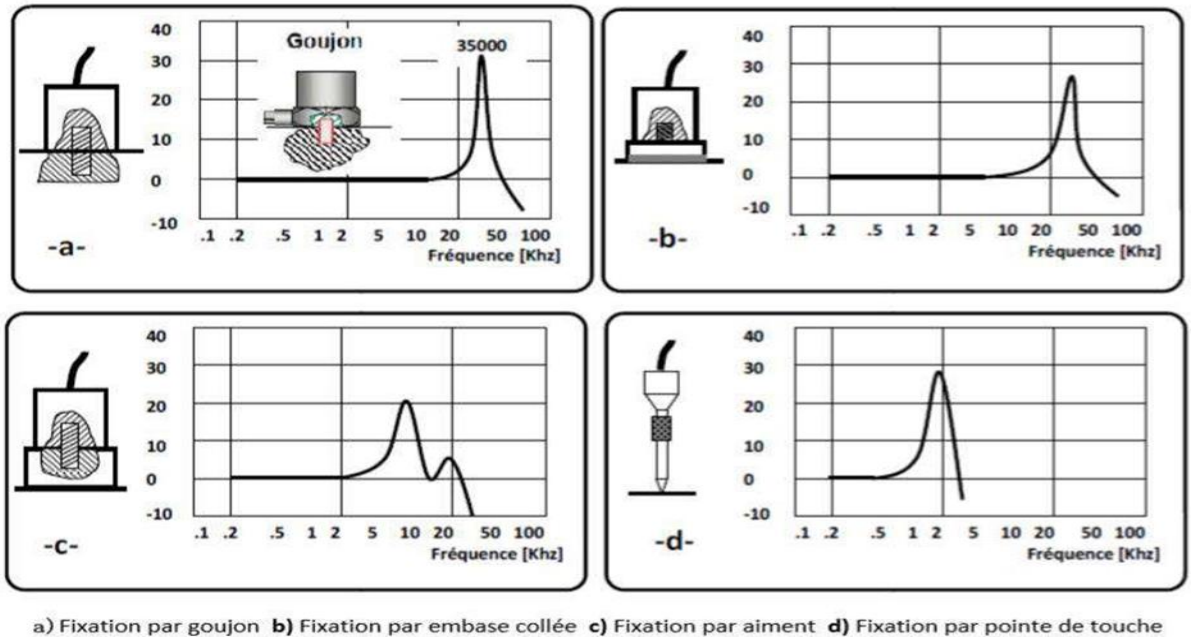


Figure III.33: Réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation

III.9 Conclusion :

L'utilisation de l'analyse des signaux vibratoires comme méthode de diagnostic remonte aux années 1960. Depuis, on y fait largement appel dans la plupart des installations industrielles, particulièrement dans la prévention des pannes mécaniques.

Un rappel de certains éléments d'analyse des signaux a été abordé, tel que la transformée de Fourier, outil classique d'analyse spectral qui a prouvé son efficacité pour les signaux à caractère périodique (cas des machines tournantes).

Au stade de diagnostic, l'analyse vibratoire constitue une des meilleures méthodes en Particulier pour l'étude des pannes mécaniques sur les machines tournantes.

Chapitre IV

L’application de l’analyse vibratoire sur la Turbine à Gaz V’94.3A SGT5-4000F de Berrouaghia .

IV.

IV.1 Introduction :

Le but de notre travail est d'étudier les comportements vibratoires d'une machine tournante " turbogénérateur " et diagnostiquer leurs états mécaniques. Dans notre pratique, nous disposons de méthode d'acquisition non permanente « off line » des indicateurs d'états les plus importants avec un collecteur de données portable.

IV.2 Matériel utilisé :

- Le service DIAGNOSTIC MACHINES de la centrale -électrique de Shariket Kahraba Berrouaghia SKB utilise un Appareils de mesure de vibrations de marque VIBXPERT.
- 02 capteurs de vitesse disposés sur les paliers en direction radiale.
- 01 Cellule photo-électrique pour la mesure de la phase et de la vitesse de rotation disposée en direction horizontale.

IV.2.1 VIBXPERT EX :

Doté d'une protection, l'analyseur de signal VIBXPERT EX est utilisé pour la saisie des

Données, l'analyse des vibrations et l'équilibrage de fonctionnement.

Cet analyseur de signal Les mesures de routine convient également pour la surveillance de l'état et le dépannage des machines et installations dans plusieurs domaines d'activités : pétrochimie, les raffineries, les plateformes de forage ….

Cet appareil [Figure V.1] saisit convenablement les vibrations des machines, les valeurs caractéristiques sur l'état des roulements, les données d'inspection et de processus.

Il est totalement équipé des fonctions performantes d'analyse : les courbes hautes et de sortie, Analyse ODS….

Cet analyseur de signal est idéal également pour les analyses détaillées sur les turbines, les compresseurs ou les turbomachines.



Figure IV.1 : Appareils de mesure de vibrations de VIBXPERT [12]

- ions en analyse structurelle.
- Compatible avec d'autres logiciels d'analyse ou d'animation structurelle

IV.3 Suivi de mesure de vibrations turbine à gaz 4000E :

L'objet de ce rapport est de dresser un état sur le comportement vibratoire du groupe TG 12 de la Centrale de

Berrouaghia, suite à l'élévation le niveau de la vibration du palier N ^{0}1 du la turbine.

IV.3.1 DÉROULEMENT DES ESSAIS :

- Régime transitoire montée en vitesse de 0 à 3000tr/mn.
- Régime à vide excité.

- Régime permanent : Contrôles et mesures des vibrations aux différentes charges.

IV.3.2 Normes et seuil des vibrations :

IV.3.2.1 Les valeurs d'alarme et déclanchements :

Capteur séismique (accéléromètre) (mm/s eff)		Capteur de proximité (µm PP)			Capteur Température	
Alarme	Déclanchement	Alarme 1er Alarme	Alarme 2ème alarme	Déclanchement	Alarme	Déclanchement
				500	/	/
					/	/
9.30	14.7	220	240	Déclanchement volontaire par arrêt d'urgence	99°c	112°c
					/	/
					/	/

Tableau IV.1 : Les valeurs d'alarme et déclanchements

IV.3.2.2 Le Guide de mesure vibratoire des machines tournantes :

Les normes les plus utilisées dans le cadre de la maintenance vibratoire des machines tournantes sont les suivantes :

- Iso 10816-4

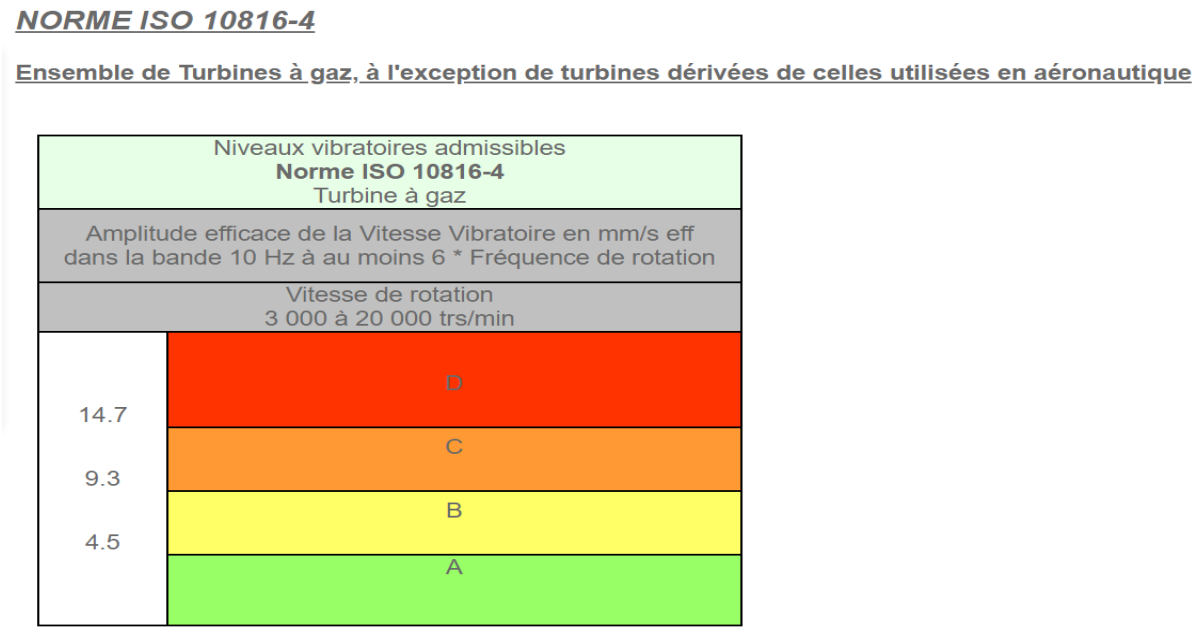


Figure IV.2 : Ensemble de Turbines à gaz, à l'exception de turbines dérivées de celles utilisées en aéronautique [11]

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.

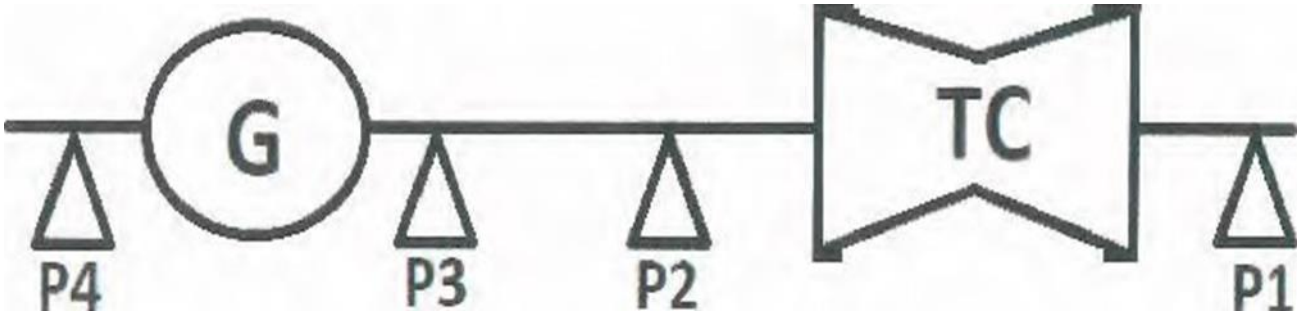


Figure IV.3 : Schéma synoptique du TG12 Berouaghia

IV.3.2.3 Emplacement des capteurs :

Chaque palier contient deux capteurs sismiques et deux relatifs.

paliers	Palier 01	Palier 02	Palier 03	Palier 04
Capteurs proximité	MBD11CY112 MBD11CY111	MBD12CY112 MBD12CY111	MKD11CY41 MKD11CY42	MKD12CY41 MKD12CY42

Tableau IV.2 : Emplacement des capteurs :

IV.4 Mode opératoire

IV.4.1 Mode Opératoire de l'Analyseur de Vibrations VIBXPERT EX :

Pour utiliser un appareil de mesure de vibrations comme le VIBXPERT EX pour l'analyse des vibrations et le diagnostic des machines, voici un guide général du mode opératoire. Ce

guide vous aidera à bien comprendre comment utiliser l'analyseur de vibrations et le logiciel d'analyse associé VIBROEXPERT CM-400.

IV.4.1.1 Préparation de l'Appareil :

- Assurez-vous que l'appareil VIBXPERT EX est complètement chargé.
- Connectez les capteurs de vitesse aux points de mesure sur les paliers de la machine en direction radiale.
- Installez la cellule photo-électrique pour la mesure de la phase et de la vitesse de rotation en direction horizontale.
- Vérifiez que l'analyseur VIBXPERT EX et les capteurs sont en bon état.
- Assurez-vous que les câbles et connecteurs ne présentent pas de dommages.

IV.4.1.2 Mise en Route de l'Appareil :

- Allumez le VIBXPERT EX en appuyant sur le bouton de démarrage.
- Calibrez les capteurs de vitesse et la cellule photo-électrique selon les instructions du manuel de l'appareil.
- Sélectionnez le type de mesure souhaité.

IV.4.1.3 Montage des Capteurs :

- Fixez les capteurs de vitesse sur les paliers en direction radiale à l'aide de supports magnétiques ou de vis, selon les recommandations du fabricant.
- Positionnez la cellule photo-électrique pour mesurer la phase et la vitesse de rotation sur une surface réfléchissante de l'arbre de la machine.

IV.4.1.4 Collecte des Données :

- Utilisez le joystick pour naviguer dans les menus de l'appareil.
- Sélectionnez la machine à analyser et commencez la collecte des données de vibration en suivant les étapes affichées à l'écran.
- Enregistrez les données pour chaque point de mesure et assurez-vous que les spectres de tendance sont bien capturés.

IV.4.1.5 Analyse Initiale :

- Utilisez les fonctions d'analyse intégrées à l'appareil pour effectuer une première évaluation des données collectées.
- Consultez les courbes hautes et les sorties pour identifier les éventuelles anomalies.

IV.4.1.6 Stockage et Transfert des Données :

→ **Sauvegarde des Données** :

- Enregistrez les données de mesure dans la mémoire interne de l'appareil.
- Utilisez un support de stockage externe compatible (carte SD, USB) si nécessaire.

→ **Transfert des Données :**

- Connectez le VIBXPERT EX à un ordinateur via un câble USB ou un autre moyen de transfert de données.
- Transférez les données collectées vers le logiciel VIBROEXPERT CM-400 pour une analyse plus détaillée.

IV.4.2 Mode Opératoire du Logiciel VIBROEXPERT CM-400 :

IV.4.2.1 Installation et Configuration :

- Installez le logiciel VIBROEXPERT CM-400 sur un ordinateur compatible (Plateforme WINDOWS).
- Suivez pour compléter l'installation les instructions à l'écran.

IV.4.2.2 Importation des Données :

- Importez les données de vibration transférées depuis le VIBXPERT EX.
- Organisez les données importées pour faciliter l'analyse.

IV.4.2.3 Analyse des Données :

- Utilisez les fonctions de visualisation avancées pour examiner les spectres de vibration.
- Appliquez différents types de curseurs et convertissez les unités si nécessaire pour une meilleure interprétation.
- Utilisez les outils de filtrage, de démodulation et de calcul du cepstre pour analyser les signaux de vibration en profondeur.

IV.4.3 Archivage et Post-Traitement :

- Archivez les fonctions multivoies (réponse en fréquence, cohérence, spectre croisé) pour une analyse future.
- Utilisez les fonctions de post-traitement pour affiner l'analyse des profils de rouleaux et d'engrenages.
- Écoutez les signaux sur le haut-parleur du PC pour une analyse auditive complémentaire.

IV.4.3.1 Rapport et Conclusion :

- Générez des rapports détaillés basés sur l'analyse effectuée.
- Identifiez les problèmes potentiels et proposez des solutions de maintenance ou des améliorations structurelles.

- **Considérations Générales**

☑ **Sécurité** : Suivez toutes les consignes de sécurité lors de la manipulation des capteurs et de l'analyseur de vibrations.

☑ Formation : Assurez-vous que les opérateurs sont bien formés à l'utilisation de l'appareil et du logiciel.

☑ Maintenance : Effectuez une maintenance régulière de l'analyseur et des capteurs pour garantir des mesures précises.

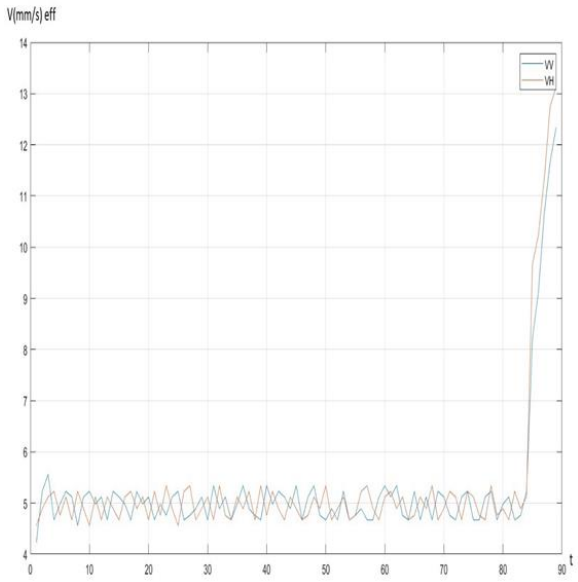
En suivant ces étapes, vous pourrez efficacement utiliser le VIBXPERT EX et le logiciel VIBROEXPERT CM-400 pour diagnostiquer et analyser les vibrations des machines, assurant ainsi un fonctionnement optimal et la prévention des pannes.

IV.5 Les résultats obtenus :

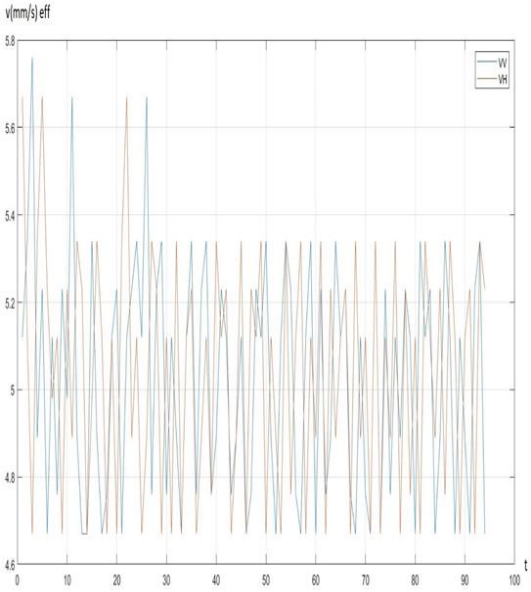
VV : vitesse verticale

VH : vitesse horizontale

Palier 1 :



Palier 2 :



Palier:4

Palier :3

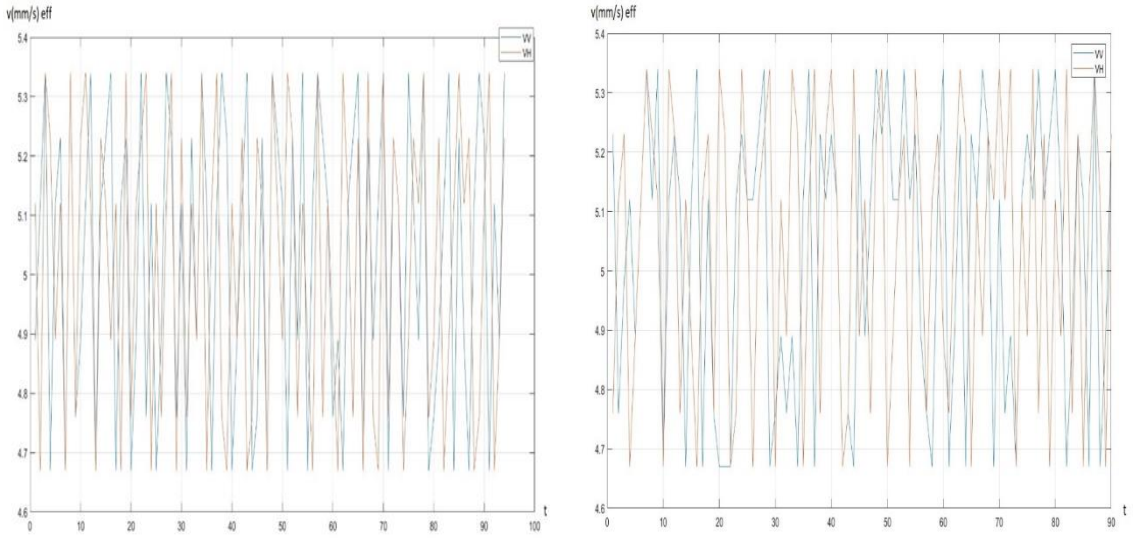


Figure IV.4 : les graphes des vibrations

IV.5.1 Interprétation des résultats :

Les quatre graphes ci-joints représentent les vibrations mesurées de la vitesse effective (en mm/s) en fonction du temps (en secondes).

a Premier graphique :

Observation générale : Ce graphique montre les courbes des vibrations pour deux types de vibrations, désignées par VV (en bleu) et VH (en orange), sur une période de 0 à 90 secondes.

Analyse des données : Durant les premiers 80 secondes, les niveaux de vibration des deux types restent relativement stables, fluctuant légèrement autour de 5 mm/s. Cependant, à partir de la 80ème seconde, on observe une augmentation rapide et significative des niveaux de vibration, atteignant environ 14 mm/s vers la fin de la période.

Interprétation : Cette augmentation soudaine des niveaux vibratoires peut indiquer qu'il y a un problème dans ce palier. À partir de cette observation il est nécessaire de réaliser un diagnostic approfondi par l'analyse fréquentielle. Cela implique la transformation des résultats par la FFT (Fast Fourier Transforme) pour obtenir un spectre des fréquences, ce qui pourrait fournir une solution possible au problème.

b Deuxième graphique :

Observation générale : Ce graphique montre également les courbes des vibrations pour VV et VH, mais avec une échelle plus détaillée allant de 4.6 mm/s à 5.4 mm/s.

Analyse des données : Les deux courbes montrent des fluctuations fréquentes et irrégulières autour de 5 mm/s tout au long de la période de 90 secondes. On peut noter que malgré ces fluctuations, les valeurs restent dans une plage restreinte, sans tendances évidentes à la hausse ou à la baisse.

Interprétation : Ces fluctuations peuvent représenter les variations naturelles des vibrations dans le système en cours de fonctionnement normal. L'absence de tendance significative suggère une stabilité relative des conditions opérationnelles pendant cette période.

c Troisième graphe :

Observation Générale : Le troisième graphique montre les vibrations mesurées pour les vitesses verticales (VV) et horizontales (VH) sur le palier 3. Les vibrations sont enregistrées sur une période de 90 secondes.

Analyse des Données :

- **VV (en bleu) :** Les niveaux de vibration sont stables pendant les premiers 70 secondes, oscillant autour de 5 mm/s. À partir de la 70ème seconde, une légère augmentation est observée, atteignant environ 6 mm/s à la fin de la période.
- **VH (en orange) :** Les vibrations horizontales restent également stables pendant les 80 premières secondes, puis augmentent légèrement pour atteindre environ 6 mm/s.

➢ **Interprétation :**

Les données indiquent une condition de fonctionnement stable sans signes de détérioration ou de problèmes mécaniques. Les légères fluctuations sont considérées comme des variations normales dans le système.

d Quatrième graphe :

Observation Générale : Le quatrième graphique présente les vibrations pour VV et VH sur le palier 4 sur la même période de 90 secondes.

Analyse des Données :

- **VV (en bleu) :** Les vibrations verticales montrent une stabilité avec de légères fluctuations autour de 4.5 mm/s pendant toute la période.
- **VH (en orange) :** Les vibrations horizontales sont également stables, oscillant légèrement autour de 4.5 mm/s.

- **Interprétation :**

Les données indiquent une condition de fonctionnement stable sans signes de détérioration ou de problèmes mécaniques. Les légères fluctuations sont considérées comme des variations normales dans le système.

Compte tenu des résultats enregistrés, et conformément aux directives de la norme internationale ISO 10816-2, les graphiques montrent une analyse des niveaux de vibration dans un système. Le premier graphique indique une stabilité suivie d'une perturbation majeure, nécessitant un diagnostic approfondi, tandis que les trois graphes offrent une vue détaillée des fluctuations naturelles des vibrations dans des conditions stables.

IV.6 Transformation des résultats vers domaine fréquentiel :

Le service diagnostique à fait un diagnostic de vibration sur le palier N°1 utilisons l'appareille de service (VIBERXPER) pour obtenir des spectres, âpre la confirmation des valeurs.

IV.6.1 Représentation spectrale (fréquentielle) :

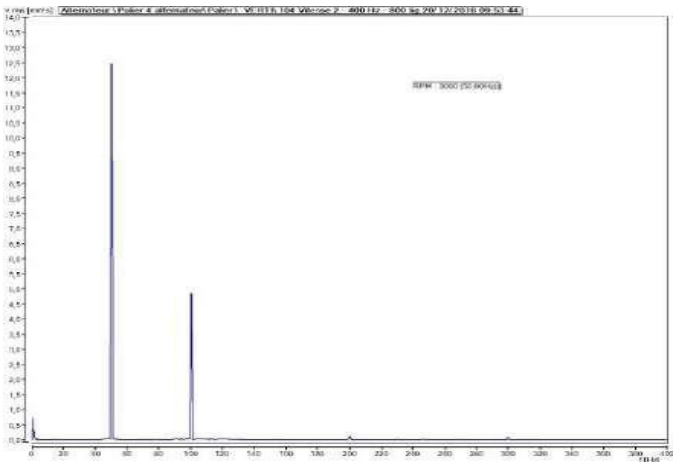


Figure IV.5 **: Palier 1 vertical avant équilibrage**

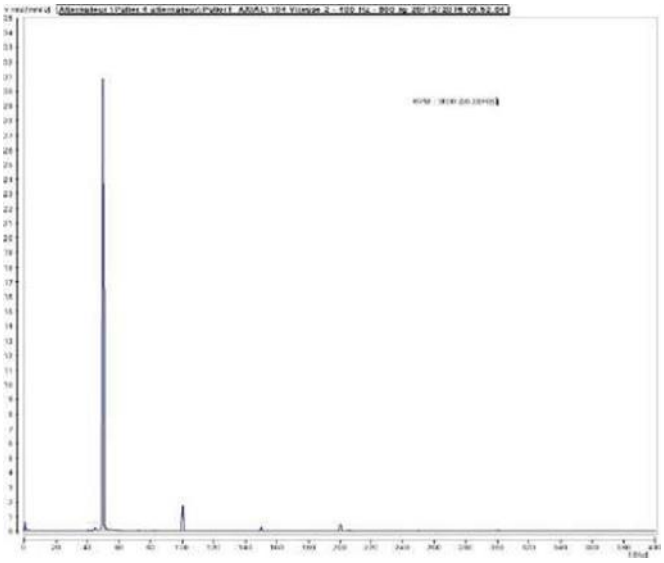


Figure IV.6 : Palier 1 horizontal avant équilibrage

Validation des données :

Les résultats spectraux que nous avons obtenus illustrent les spectres de vibration dans le premier palier de notre turbine à gaz :

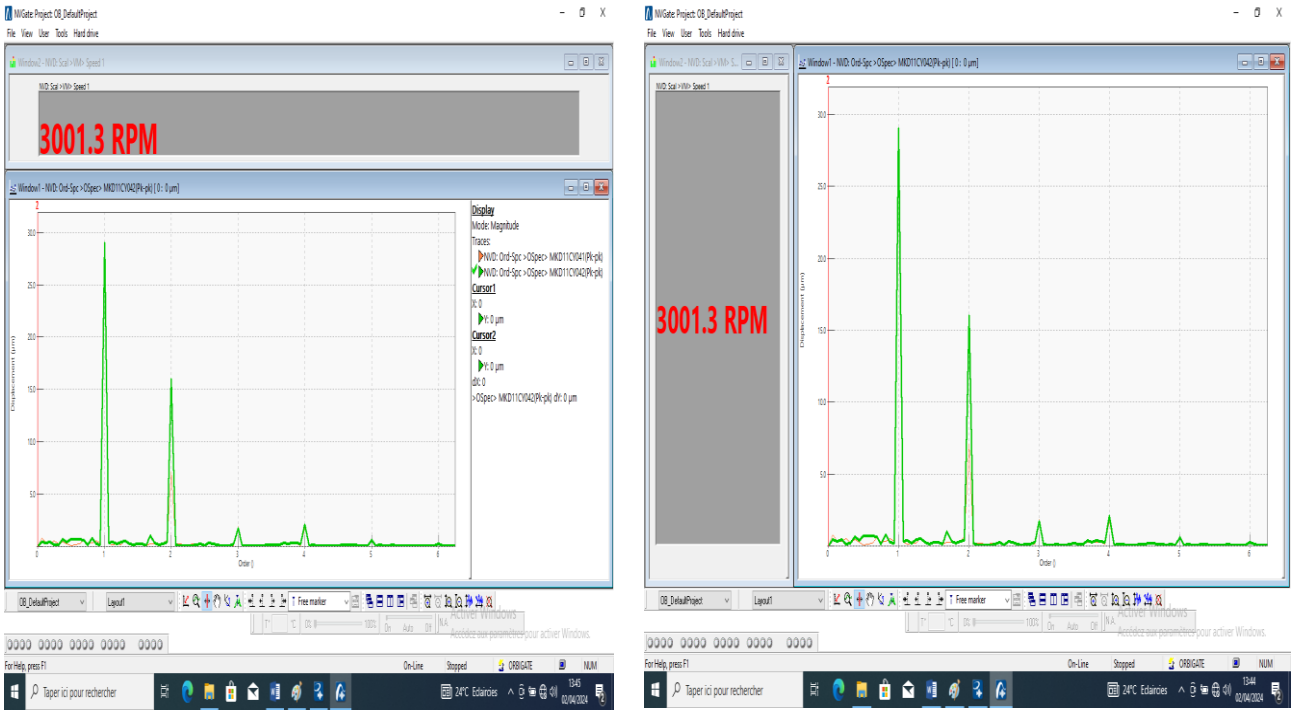


Fig : Les résultats spectraux d'une turbine différente [14]

Les spectres de vibration du palier 1 de notre turbine à gaz, affichés dans les orientations verticale et horizontale avant équilibrage (Figures IV.5 et IV.6), montrent des caractéristiques similaires aux spectres de vibration de l'autre turbine à gaz. En particulier, les fréquences dominantes et les amplitudes

des vibrations présentent des motifs presque identiques, indiquant des pics à des fréquences spécifiques. Ces similitudes suggèrent que les deux turbines rencontrent des problèmes de vibration similaires, probablement dus à des causes sous-jacentes communes telles que le déséquilibre ou la résonance mécanique.

Selon la vue de l'expert de vibration indique qu'il Ya un défaut de Baleur dans le premier palier de la turbine.

Action corrective :

L'analyse spectrale a révélé l'existence d'une fréquence Prédominante à la fréquence de rotation 1F (50 Hz) dans la direction verticale et horizontale sur le palier N°1 de la turbine, et signaler une prédominance de la fréquence de rotation 1F (50 Hz) assez importante l'ordre de 17.98 mm/s.

Là on à prendre une décision de faire une intervention d'équilibrage sur site sur l'accouplement de charge.

IV.7 Les interventions recommandées :

Pour la raison ci-dessus on fait appel aux interventions suivants :

Equilibrage du palier N1 : Le procédé le plus commun pour l'équilibrage d'un palier est d'ajouter un anneau d'équilibrage dessus à l'axe ou au cylindre d'accouplement. Sur la [figure IV.7] L'anneau contient les trous percés pour ajouter des poids.



Figure IV.7 : Equilibrage du palier 1

IV.8 Protocole d'équilibrage :

Emplacement d'une masse d'essai (tarage) de 105 g à la position 270°.



Figure IV.8 : Plan d'équilibrage palier N°1

IV.9 Résultats après intervention :

IV.9.1 Les résultats obtenus de palier 1 pendant 3 jours :

Les mesures de vibrations relevées sur le palier N°1 de la turbine avec VIPEXPERT sont énoncées comme suit :

Date	Vibration verticale (mm/s)	Vibration horizontale (mm/s)
02/11/2021	5.12	4.88
03/11/2021	4.92	4.55
04/11/2021	5.34	4.72

Tableau IV.3 : Résultats des mesures apres l'équilibrage

En effet, l’implantation d’un balourd correcteur, dans la position **270°** a permis d’améliorer considérablement le comportement vibratoire de la machine dans les deux directions et a permis d’assurer une meilleure stabilité de son fonctionnement.

IV.10 Interprétation des résultats :

En se basant sur les résultats obtenus, L'analyse des vibrations revêt une grande importance pour atteindre notre but, à savoir trouver la solution la plus appropriée à nos besoins.

IV.11 Conclusion :

En conclusion, l'utilisation de l'analyse vibratoire permet de surveiller la santé des machines en marche. En cas d'augmentation de la vibration de la machine, il est possible de repérer un défaut en analysant les caractéristiques de vibration de la machine. Le délai avant qu'il ne devienne critique peut ensuite être déduit avec précision.

Conclusion générale

Au vu de tout ce que nous venons de présenter, la production industrielle se développe à une vitesse sans précédent, notamment en termes de qualité, de sécurité et de productivité, et l'outil de production doit donc subir une maintenance efficace. De plus, avec la grande concurrence entre les entreprises, la réduction des coûts de production est devenue le plus important pour le développement de l'entreprise. Outre la réduction des coûts de maintenance, l'augmentation des taux de disponibilité des équipements est vitale pour toute entreprise. C'est la raison pour laquelle vous créez un programme de maintenance adapté, afin d'assurer une maintenance efficace, des techniques de surveillance efficaces doivent être utilisées, et La technique la plus largement utilisée est l'analyse vibratoire

Comme la médecine, l'analyse vibratoire permet une évaluation globale de la machine. La procédure consiste à détecter l'apparition du dysfonctionnement sans démonte l'appareil en prélevant le signal de vibration à l'aide des capteurs de vibration, Les données extraites du contenu de la vibration sont très importantes pour identifier les défauts des machines tournantes.

Les travaux de ce mémoire ont porté sur la façon d'utiliser l'analyse des vibrations pour détecter les défauts dans une centrale électrique à turbine à gaz

Les résultats de l'expérience sont précis et efficaces, ce qui nous permet d'évaluer de manière exhaustive l'état de santé de la machine et de permettre à l'avenir d'améliorer les compétences pratiques, de gagner du temps et d'augmenter les bénéfices de l'entreprise.

Grâce à l'utilisation de l'analyse vibratoire nous permet de faire de bons diagnostics techniques, d'identifier rapidement les éléments défectueux et les causes de défaillance, panne, et de diminuer les temps d'arrêt des machines.

Bibliographie

[1] Document de la centrale SKB

[2] Rahmouni Adel, Ould slimane Nourdine, "Modélisation, simulation et Amélioration d'une turbine à gaz'', Mémoire de fin d'etude MASTER 2021-2022.

[3] HANNACHI Ali, "Etude d'une turbine à gaz type SGT-400- Simulation de l'écoulement de gaz dans l'aubage'', Mémoire de fin d'etude MASTER 2015-2016.

[4] : Ababsa Samia, " Effet de refroidissement à l'entrée d'une Turbine à Gaz Siemens V94.3A SGT5- 4000F De Berrouaghia'', Projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en Energétique,2021/2022.

[5] BISKRI, Z & FEDALI, Z & HANIECHE, A, « Analyse comparative relative au choix entre Turbine à gaz et une turbine à vapeur utilisées dans les installations « GNL » », Mémoire de Master spécialité mécanique des chantiers pétroliers, UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA, 20/06/2018.

[6] "SGT5-4000F-Turbine à gaz by Siemens Power Generation Direct Industry," www.directindustry.fr. https://www.directindustry.fr/prod/siemens-power-genereration/product-23116-2019612.html (accessed Jun. 11, 2024).

[7] Kious Mohammed Moncef, Bousbia Salah Ammar, "Maintenance conditionnelle par analyse vibratoire dans une centrale Électrique à turbine à gaz'', Mémoire de fin d'etude MASTER 2019 / 2020.

[8] CHERIFI, F.& SMAILI, Y, « Application de l'analyse vibratoire à la maintenance préventive Conditionnelle », Mémoire de Master spécialité Électrotechnique, Université A. MIRA de Bejaia (2014).

[9] Nasreddine AMOURA, « DMT_C01_PRESENTATION DU COURS DE DMT, » Médéa, 2018.

Bibliographie

[10] Biblio-Sciences, “Surveillance des machines par analyse des vibrations,” Biblio-Sciences. https://www.bibliosciences.org/2022/01/surveillance-des-machines-par-analyse.html (accessed Jun. 18, 2024).

[11] “Norme vibratoire ISO 10816-4 pour les vibrations des machines tournantes,” *Vibraconseil.fr*,2024.https://www.vibraconseil.fr/normes/norme%20ISO%20108 16-4.htm (accessed Jun. 18, 2024).

[12] Prüftechnik, “VIBXPERT II Balancer | Outil d’équilibrage sur site | PRUFTECHNIK,” *pruftechnik*, 2019. https://www.pruftechnik.com/fr-FR/Produits-et-services/Syst%C3%A8mes-d%E2%80%99analyse-vibratoire/Analyse-vibratoire-et-%C3%A9quilibrage-sur-site/Instruments-de-mesure-vibratoire/VIBXPERT-II-Balancer/ (accessed Jun. 18, 2024).

[13] Bachir ALILI “Faults detection and localisation using fuzzy logic techniques for fault diagnosis applied to the monitoring of the gas turbine's vibration”, Présentée pour l’obtention du grade de DOCTORAT en Sciences, UniversitÈ de Djelfa, 2020.

[14]“Gmail,” *accounts.google.com*.https://mail.google.com/mail/u/0/?pli=1#inbox/FMfcgzQ VwnVKDQBLfKWsxCmQNWKpnZDz?projector=1&messagePartId=0.1 (accessed Jun. 18, 2024)

ANNEXE

La méthode de calcul la masse et la position :

Méthode du balourd d'essai (trial weight method) :

1. Mesures Initiales :

Mesure des Vibrations Sans Masse : Mesurez les amplitudes et les phases des vibrations à la fréquence de rotation (1X) de la turbine.

4. Calcul de la Masse Correctrice et Position de fixation :

Analyse des Changements : Comparez les amplitudes et phases des vibrations avant et après l'ajout de la masse d'essai.

Utilisation de la Formule Suivant :

Détermination de la Masse Correctrice :

La masse correctrice nécessaire mc peut être approximée par la relation :

$$m_C = m_e \cdot \frac{A0}{A_1 - A_0}$$

Où :

m_e est la masse d'essai.

A0 est l'amplitude initiale des vibrations.

A1 est l'amplitude des vibrations après l'ajout de la masse d'essai.

Détermination de la Position de la Masse Correctrice :

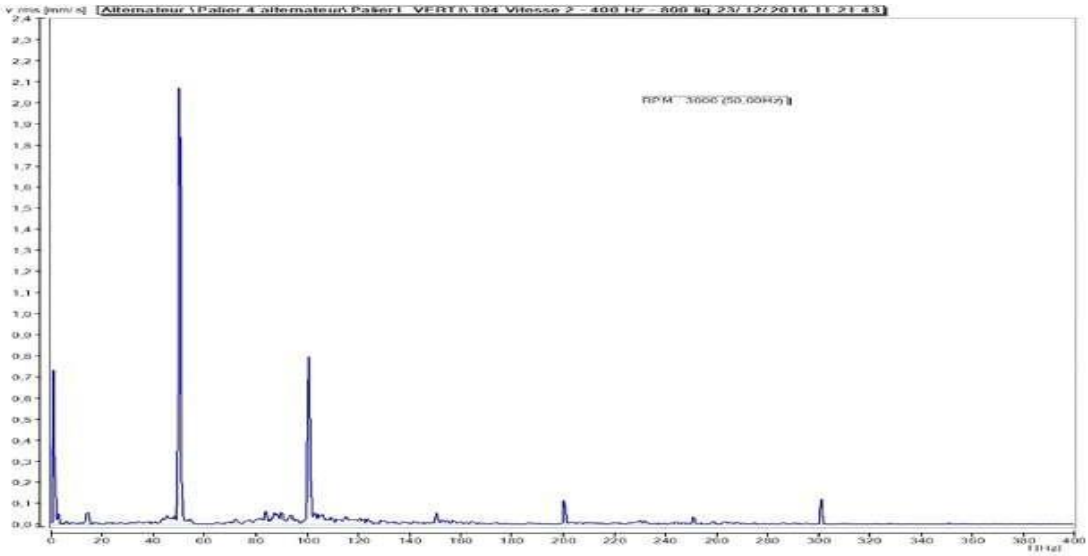
La position angulaire θc de la masse correctrice est déterminée par :

$$\theta_C = \theta_e + 180^0 - \Delta\theta$$

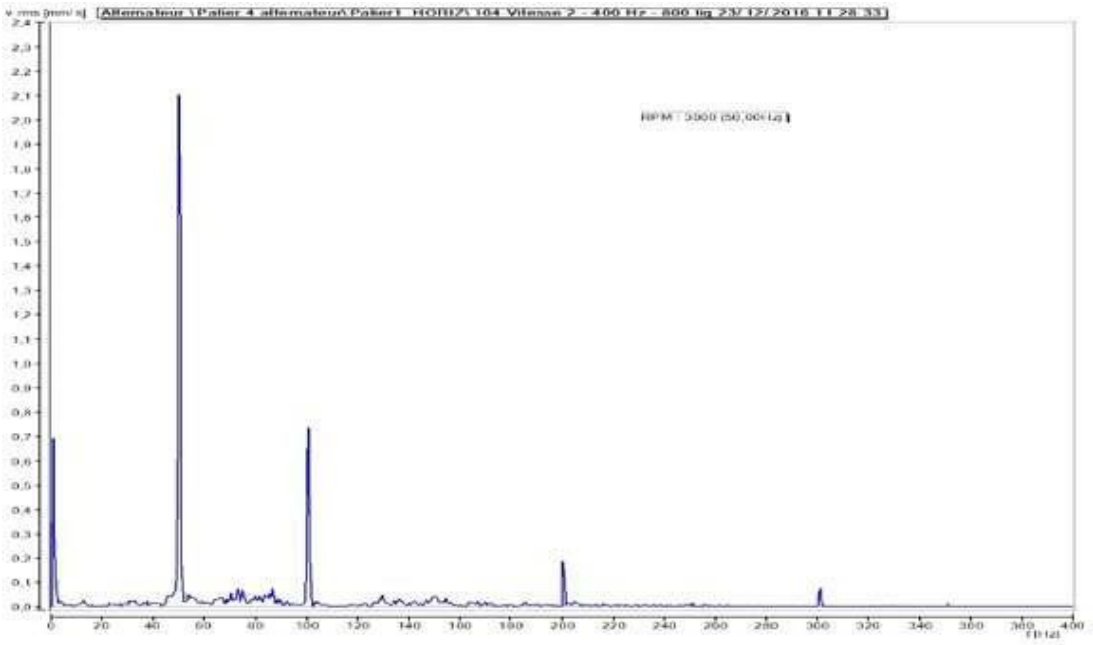
Où :

θ_C est la position angulaire de la masse d'essai.

$\Delta\theta$ est le changement de phase observé après l'ajout de la masse d'essai.



Palier 1 vertical après équilibrage



Palier 1 horizontal après équilibrage