

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



## MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Electromécanique

Parcours : Master

Option : Maintenance Industrielle

### Thème

**DÉTECTION ET CORRECTION DU DÉFAUT DE BALOURD  
DU ROTOR D'UNE TURBINE GE3002**

Préparé par :

**CHERITI Oussama Ihab**

**HAFSI Mohammed**

Soutenu publiquement le : 11 / 10 / 2020, devant le jury composé de :

**M. Athmani H**

Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)

Président

**M. Mechkour E**

Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)

Examinateur

**M. Guemmour MB**

Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)

Encadrant

Année universitaire : 2019 - 2020

# Dédicaces

Avant tout propos, je tiens à rendre grâce à Allah qui m'a guidé sur la bonne voie.

Je tiens à rendre hommage à mon père, et à celle qui a su et avoir pu faire de moi l'homme que je suis, « à maman » pour son indéfectible assistance et son soutien tout le long de ma formation ; les mots ne peuvent exprimer mon entière gratitude et ma reconnaissance pour tous leurs sacrifices, à mes frères

Encore une fois, un grand merci à toute ma famille à qui je dédie ce Présent travail.

À tous mes ami(e) s sans exception. Je pris Allah de leurs accorder longue vie et bonne santé.

HAFSI MOHAMMED

# Dédicaces

Avant tout propos, je tiens à rendre grâce à Allah qui m'a guidé sur la bonne voie.

Je tiens à rendre hommage à mon père Ahmed, et à celle qui a su et avoir pu faire de moi l'homme que je suis, « à maman Meriem » pour son indéfectible assistance et son soutien tout le long de ma formation ; les mots ne peuvent exprimer mon entière gratitude et ma reconnaissance pour tous leurs sacrifices, à mon frère (Mohammed Nour el islam ) et mes sœurs (Chahinez, Nesrine, Riham).

Encore une fois, un grand merci à toute ma famille à qui je dédie ce Présent travail.

À tous mes ami(e) s sans exception. Je pris Allah de leurs accorder longue vie et bonne santé.

CHERITI OUSSAMA IHAB

---

# ***R E M E R C I E M E N T S***

On tient avant tout à remercier chaleureusement Monsieur **GUEMMOUR Mohamed Boutkhal**, Maître de conférence (B) à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret de nous avoir confié ce sujet de thèse et encadré notre travail. En nous faisant confiance depuis le début de nos travaux, il a su diriger ce travail tout en nous laissant une complète autonomie. On le remercie non seulement pour la qualité scientifique de son encadrement mais également pour l'inestimable qualité humaine dont il a toujours fait preuve.

On remercie tout autant Monsieur **Athmani Houari**, Maître-assistant (A) à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret pour avoir accepté de présider le jury de notre mémoire.

Nos sincères remerciements vont également à Monsieur **Mechkour Elhadi** Maître-conférence (B) à l'université Ibn-Khaldoun de Tiaret qui ont fait l'honneur d'être examinateur de notre mémoire, et qui ont consacré de leur précieux temps à l'examen et à l'évaluation de notre travail.

Nos remerciements s'adressent aussi, à tous les travailleurs de **l'entreprise Direction de maintenance Laghouat DML**.

On les remercie vivement pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail afin de l'expertiser avec une grande efficacité et une grande rapidité, ainsi que pour la patience et la pertinence dont ils ont fait preuve à la lecture de ce document.

# Liste des figures

## Chapitre 01

<b>Fig 1.1</b> : Différentes philosophies de maintenance industrielle.....	4
<b>Fig 1.2</b> : Différentes méthodes de détection des défauts.....	5
<b>Fig 1.3</b> : Seuil d'alarme et seuil de danger .....	6
<b>Fig 1.4</b> : Signal d'une vibration sinusoïdale harmonique.....	8
<b>Fig 1.5</b> : Signal d'une vibration périodique.....	9
<b>Fig 1.6</b> : Signal périodique à impulsions .....	9
<b>Fig 1.7</b> : Signal aléatoire.....	10
<b>Fig 1.8</b> : caractéristiques d'un signal vibratoire .....	11
<b>Fig 1.9</b> : caractéristiques d'un signal aléatoire.....	12
<b>Fig1.10</b> : Place du système d'acquisition de données dans la chaîne .....	12
<b>Fig 1.11</b> : Principe de la chaîne d'acquisition analogique.....	13
<b>Fig 1.12</b> : Principe de la chaîne d'acquisition numérique .....	14
<b>Fig 1.13</b> :proximètres (a) proximètre et accessoires ;(b) .Montage d'un proximètre.....	15
<b>Fig 1.14</b> : schéma de principe d'une vélocimétrie.....	16
<b>Fig 1.15</b> : Coupe longitudinale d'un accéléromètre .....	16
<b>Fig 1.16</b> : Accéléromètre numérique .....	17

## Chapitre 02

<b>Fig 2.1</b> :Domaine des machines tournantes .....	19
<b>Fig 2.2</b> : composantes d'un rotor élémentaire .....	20
<b>Fig 2.3</b> : Whirling du rotor de Jeffcott.....	23
<b>Fig 2.4</b> : Mise en situation du disque d'un rotor.....	24
<b>Fig 2.5</b> : Cinétique et déformation de l'arbre du rotor .....	28
<b>Fig 2.6</b> : Déplacement de la section transversal de l'arbre du rotor .....	29
<b>Fig 2.7</b> : Déplacement de la section transversal de l'arbre du rotor .....	29
<b>Fig 2.8</b> : Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor.....	30
<b>Fig 2.9</b> : Amortissement et raideur du palier.....	30
<b>Fig 2.10</b> : présentation de balourd.....	31
<b>Fig 2.11</b> : . Effet du balourd sur le mouvement libre du rotor.....	32
<b>Fig 2.12</b> : : Déséquilibre provoqué par la force centrifuge.....	33
<b>Fig 2.13</b> : Angle de décalage et migration de l'axe de rotation .....	35

<b>Fig 2.14:</b> Angle de décalage et amplitude de vibration par rapport à la vitesse de rotation.....	36
<b>Fig 2.15 :</b> Déséquilibre quasi-statique .....	37
<b>Fig 2.15A :</b> Disque concentrique avec balourd statique.....	37
<b>Fig 2.15B :</b> Disque excentrique, donc balourd statique.....	37
<b>Fig 2.15C :</b> Deux disques de masse égale et de balourd statique identique .....	37
<b>Fig 2.16 :</b> Déséquilibre du couple .....	38
<b>Fig 2.16B :</b> Accoupler les déséquilibres dans le composant du rotor extérieur .....	38
<b>Fig 2.16A :</b> réalignés pour annuler le déséquilibre a maintenant un déséquilibre de couple.....	38
<b>Fig 2.17 :</b> Déséquilibre quasi-statique .....	39
<b>Fig 2.18 :</b> Déséquilibre dynamique.....	40

## Chapitre 03

<b>Fig 3.1 :</b> Structure organisationnelle de DML.....	44
<b>Fig 3.2 :</b> structure d'organisation du département MI.....	45
<b>Fig 3.3 :</b> machine à équilibrer type H5U SCHENCK .....	48
<b>Fig 3.4 :</b> présentation des rotors.....	49
<b>Fig 3.5 :</b> presentation des ponts et des portes paliers .....	49
<b>Fig 3.6 :</b> tableau des valeurs géométriques.....	50
<b>Fig 3.7 :</b> présentation des angles des paliers.....	50
<b>Fig 3.8 :</b> présentation du pont roulant.....	50
<b>Fig 3.9 :</b> mise en place du rotor.....	51
<b>Fig 3.10 :</b> les instruments de métrologie mécanique .....	51
<b>Fig 3.11 :</b> L'accouplement.....	52
<b>Fig 3.12 :</b> L'affichage des caractéristiques .....	52
<b>Fig 3.13 :</b> L'affichage des résultats .....	53
<b>Fig 3.14:</b> L'affichage du balourd d'accouplement.....	53
<b>Fig 3.15 :</b> présentation des angles de rotation .....	54
<b>Fig 3.16 :</b> écran d'affichage de la valeur de balourd.....	54
<b>Fig 3.17 :</b> présentation des masses d'essai.....	55
<b>Fig 3.18 :</b> modélisation d'équilibreuse .....	56
<b>Fig 3.19 :</b> présentation de la méthode d'élimination de la matière.....	58

# Sommaire

Remerciement	
Dédicaces	
Listes des figures	
INTRODUCRTION GENERALE.....	2

## CHAPITRE 01 Technique de détection des défauts

1.1 INTRODUCTION .....	4
1.2 MAINTENANCE PREDICTIVE .....	5
1.2.1 Définition .....	5
1.2.2 Techniques de détection des défauts .....	5
1.2.3 Notion d'indicateur.....	5
1.3 SURVEILLANCE VIBRATOIRE DES MACHINES .....	6
1.3.1 Vibrations des machines tournantes .....	6
1.3.2 Définition d'une vibration.....	7
1.3.3. Origine des vibrations mécanique .....	7
1.3.4 Signal vibratoire.....	8
1.3.4.1 Signal vibratoire harmonique (ou périodique simple).....	8
1.3.4.2 Signal vibratoire harmonique composé (ou périodique composé).....	9
1.3.4.3 Signal vibratoire périodique à impulsions .....	9
1.3.4.4 Signal vibratoire aléatoire .....	0
1.3.5 Chaîne d'acquisition.....	12
1.3.5.1 Structure de base d'une chaîne d'acquisition .....	12
1.3.5.2 Système d'acquisition analogique .....	13
1.3.5.3 Système d'acquisition numérique .....	14
1.3.6 Les capteurs de vibrations.....	15
1.3.6.1 Les proximètres .....	15
1.3.6.2 Vélocimètre.....	16
1.3.6.3 Accéléromètres.....	16
1.4 CONCLUSION .....	17

## CHAPITRE 02 Équilibrage des rotors

2.1 INTRODUCTION .....	9
2.2 NOTION DE MACHINES TOURNANTES.....	19
2.2.1 Définition .....	19
2.2.2 Notion de rotor .....	20
2.2.3 Classification des éléments du système rotor.....	21

<b>2.3 MODELISATION DES ROTORS</b> .....	22
<b>2.3.1. Classification des modèles pour dynamique des rotors</b> .....	22
2.3.1.1 Modélisation du rotor selon la géométrie .....	22
2.3.1.2 Modélisation du rotor selon la structure .....	22
<b>2.3.2. Modèle du rotor de Jeffcott</b> .....	23
2.3.2.1 Etapes de la modélisation d'un rotor .....	24
2.3.2.2 Modélisation du disque .....	24
2.3.2.3 Modélisation de l'arbre .....	28
2.3.2.4 Modélisation du balourd .....	29
2.3.2.5 Modélisation du palier .....	30
<b>2.4 EQUILIBRAGE DES ROTORS</b> .....	31
2.4.1 Définition .....	31
2.4.2 Mouvements de rotors non équilibrés .....	31
2.4.3 Objectif de l'équilibrage .....	32
2.4.4 Causes de déséquilibre .....	33
2.4.5 Effets du déséquilibre et de la vitesse de rotation .....	34
2.4.6 La machine d'équilibrage .....	36
<b>2.5 TYPES DE DESEQUILIBRE</b> .....	36
2.5.1 Déséquilibre statique .....	37
2.5.2 Déséquilibre du couple .....	38
2.5.3 Déséquilibre quasi-statique .....	39
2.5.4 Déséquilibre dynamique .....	39
2.5.5 Modes d'équilibrage .....	41
2.5.5.1 Equilibrage sur site .....	41
2.5.5.2 Equilibrage sur atelier .....	41
<b>2.6 Conclusion</b> .....	41

## **CHAPITRE 03 Application**

<b>3.1 INTRODUCTION</b> .....	43
<b>3.2 PRESENTATION DE L'ENTREPRISE</b> .....	43
3.2.1 Création de la DML .....	43
3.2.2 Les activités de la direction .....	43
3.2.3 Organisation de DML .....	44
3.2.3.1 Missions du département Méthodes & Ordonnancement .....	44
3.2.3.2 Missions du département mécanique industriel .....	45
3.2.4 Organisation du département (M.I) .....	45



<b>3.3 EQUILIBRAGE DE TAG .....</b>	<b>46</b>
<b>3.3.1 Turbine GE 3002 .....</b>	<b>46</b>
<b>3.3.1.1 Descriptions de tag .....</b>	<b>46</b>
<b>3.3.1.2 Principes de fonctionnement .....</b>	<b>46</b>
<b>3.3.2 Défauts et anomalies .....</b>	<b>47</b>
<b>3.3.3. Résolution d'un problème équilibrage .....</b>	<b>48</b>
<b>3.3.3.1 Présentation du problème .....</b>	<b>48</b>
<b>3.3.3.2 Modes opératoire .....</b>	<b>49</b>
<b>Phase 100 : préparations et nettoyages .....</b>	<b>49</b>
<b>Phase 110 : Préparation rotor.....</b>	<b>49</b>
<b>Phase 120 Préparation de l'équilibreuse.....</b>	<b>49</b>
<b>Phase 200 transport du rotor GE3002.....</b>	<b>50</b>
<b>Phase 300 la mise en marche de l'équilibreuse.....</b>	<b>52</b>
<b>Phase 310 la 1<sup>er</sup> rotation du rotor.....</b>	<b>53</b>
<b>Phase 400 : Détection et correction du défaut de balourd.....</b>	<b>54</b>
<b>Phase 410 : Détection du balourd initial.....</b>	<b>54</b>
<b>Phase 420 la rotation du rotor avec la masse de correction.....</b>	<b>58</b>
<b>3.4 CONCLUSION .....</b>	<b>58</b>
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE.....</b>	<b>60</b>
<b>BIBLIOGRAPHIES</b>	
<b>ANNEXES</b>	
<b>RÉSUMÉ</b>	

---

---

# **INTRODUCTION GÉNÉRALE**

---

---

Le présent travail s'intègre dans un contexte technologique, en relation avec le secteur des hydrocarbures et plus particulièrement celui du transport par canalisation. L'outil de production dédié à ce type d'activité est composé essentiellement de pompe, turbopompe et de compresseurs. Ces derniers sont généralement entraînés par des turbines à gaz

Notre mémoire s'inscrit dans le cadre de notre projet de fin d'études qui traite l'une des activités de maintenance des turbines à gaz à savoir l'équilibrage du rotor. La fonction maintenance ayant pour mission de maintenir les équipements et installations nécessaire pour le transport des hydrocarbures, elle doit être apte à offrir aux différents stations de pompage une qualité de service dont le résultat permet d'atteindre les attentes et les objectifs de l'entreprise.

Le problème traité dans notre travail porte essentiellement sur la correction du défaut de balourd de la turbine GE3002. Cette tâche se déroule au niveau du service fabrication et réparation atelier équilibrage de la direction de maintenance Laghouat (DML).

Notre objectif étant d'apprendre comment corriger le défaut de balourd de la GE3002, notre participation a été la constatation des effets et la détermination de leurs causes ou origines pour pouvoir décider sur les actions à entreprendre. Cela a été fait en présentant le mode opératoire qui a été adopté pour l'élimination d'une anomalie tel que le déséquilibre d'un rotor de turbine à gaz. Pour concrétiser cet objectif, on a été conduit à effectuer un stage pratique au sein la société DML (Direction De maintenance Laghouat).

Pour ce faire, notre mémoire a été structuré en trois chapitres. Le premier chapitre est consacré à la maintenance préventive conditionnelle, et en particulier aux techniques de détection des défauts. Notamment le défaut de balourd. Le deuxième chapitre traite l'aspect théorique de l'équilibrage des rotors des machines tournantes en présentant les différents types de balourds. Dans le troisième chapitre une étude de cas concernant élimination du déséquilibre à travers la correction du balourd de la turbine à gaz GE3002. En fin une conclusion résume notre intervention pratique au niveau de la DML.

---

*Chapitre 01*

---

**TECHNIQUE DE DETECTION DES DEFAUTS**

---

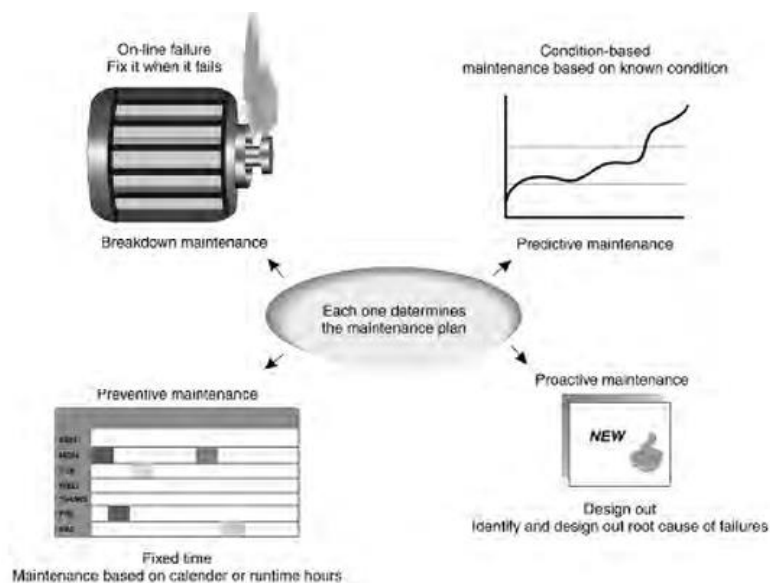
## 1.1 INTRODUCTION

Le monde de l'industrie est de plus en plus confronté à la sûreté de fonctionnement de ces dispositifs de production causés par des multiples défaillances. Cette demande en termes de sûreté est motivée par les impératifs de production et se retrouve actuellement au niveau des cahiers des charges imposés par les industriels et assureurs à leurs fournisseurs. Ce n'est plus seulement le produit qui est vendu mais l'assurance d'un taux de disponibilité garanti. Ces contraintes imposées par le marché nécessitent un changement radical dans les politiques de conception et de maintenance.

La maintenance, qui était principalement corrective dans les applications standard et préventive dans les applications critiques, se doit d'être prédictive afin d'optimiser les coûts d'immobilisation et de changement de pièces. La maintenance prédictive (aussi appelée conditionnelle) consiste à estimer et suivre l'état de marche (et son évolution) du matériel en fonctionnement, de manière à détecter des anomalies et programmer à l'avance les interventions de maintenance.

Si nous devons faire une étude des différentes philosophies de maintenance employées par différentes entreprises (**Figure 1.1**), malgré les grandes variétés dans la nature de leurs opérations ces philosophies de maintenance peuvent généralement être divisées en quatre différentes catégories [1]:

- Maintenance corrective ( Breakdown maintenance)
- Maintenance systématique ou préventive ou maintenance basée sur l'âge ( Preventive or time-based maintenance)
- Maintenance conditionnelle ou prédictive ou maintenance basée sur l'état (Predictive or condition-based maintenance)
- Maintenance proactive (Proactive or prevention maintenance)



**Fig 1.1:** Différentes philosophies de maintenance industrielle [1]

## 1.2 MAINTENANCE PREDICTIVE

### 1.2.1 Définition

Selon la norme NF X 60010, la maintenance préventive conditionnelle définit comme « *une maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, révélateur de l'état de dégradation du bien)* ».

Dans ce type de maintenance on utilise différentes techniques appelées techniques de surveillance et de détection des défaillances. Toutes ces technologies sont non destructives et non intrusives, et elles sont basées sur la mesure de paramètres physiques.

### 1.2.2 Techniques de détection des défauts

La surveillance d'une machine est assurée en relevant périodiquement un indicateur d'état de dégradation ou de performance. Il existe différentes techniques d'analyse (**figure 1.2**) tels que :

- 1 - la surveillance vibratoire.
- 2 - La surveillance thermographique.
- 3 - La surveillance ultrasonores.
- 4 - l'analyse d'huile.
- 5 - Analyse de la signature du courant (MCSA: Maintenance Current System Analysis).

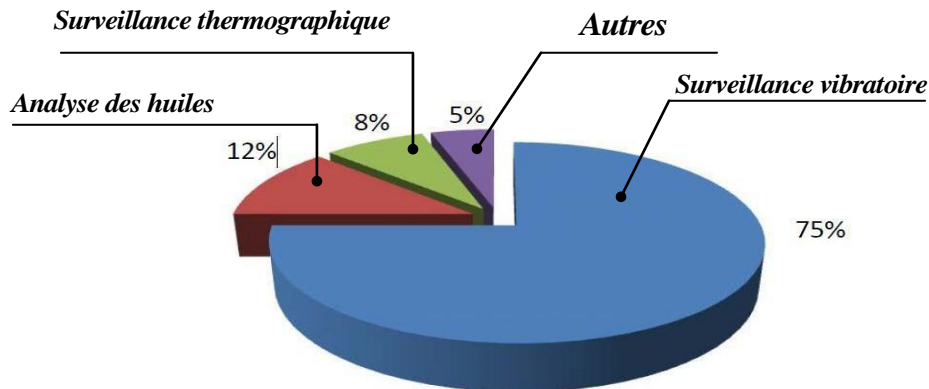


Fig 1.2 : Différentes méthodes de détection des défauts. [2]

### 1.2.3 Notion d'indicateur

Afin de détecter une défaillance dans une machine industrielle , il convient de définir un ou plusieurs indicateurs d'états de la machine qui pourront être suivis. Le choix de l'indicateur dépend du type de machine à étudier et du type de défaillance que l'on souhaite détecter. La **figure 1.3** définit différents seuils correspondant à un niveau d'alerte , à un niveau d'alarme et à un niveau de défaillance. Ces niveaux sont établis soit par expérience soit en appliquant une norme. On utilise des abaques de sévérité pour définir les différents seuils. [3].

L'indicateur d'état évolue dans le temps. On définit alors au moins deux seuils:

- **Un seuil d'alarme:** Il prévient que l'état de la machine se dégrade et qu'il va falloir prévoir une intervention de maintenance. On le temps de programmer l'arrêt de la machine afin de pénaliser le moins possible la production.
- **Un seuil de danger:** Il prévient de l'imminence d'une panne. il faut intervenir rapidement. Dans ce cas on peut également définir des seuils intermédiaires afin d'être plus précis dans l'analyse de la défaillance

Remarque: Dans notre cas, pour les machines tournantes, un indicateur de type vibratoire permet de détecter la plupart des défauts, on établit une courbe d'évolution de l'indicateur au cours du temps.

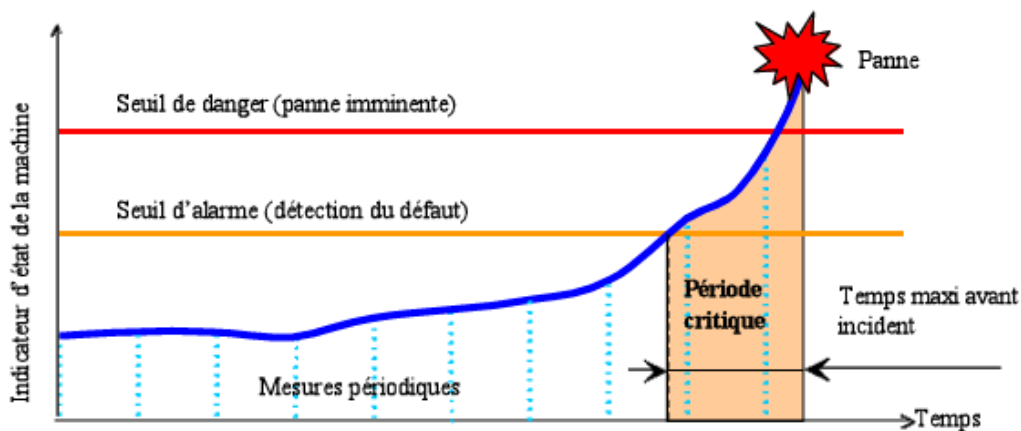


Fig 1.3: Seuil d'alarme et seuil de danger [3]

## 1.3 SURVEILLANCE VIBRATOIRE DES MACHINES

### 1.3.1 Vibrations des machines tournantes

En pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires dans une machine tournante. Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée, c'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser, lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de connaissances des lois d'endommagement.[4]

**1.3.2 Définition d'une vibration**

La norme ISO 2041 " Vibrations et chocs - Vocabulaire (Août 1990)" ,définit la notion de vibration comme suit: "*Variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence*" [5]. un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence.

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va- et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre, si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort on constate qu'il se traduit par :

- Un déplacement : la position de la masse varie de part et d'autre du point d'équilibre.
- Une vitesse de déplacement : variation du déplacement par rapport au temps.
- Une accélération : variation de la vitesse par rapport au temps.

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus 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.

**1.3.3. Origine des vibrations mécanique**

Les vibrations mécaniques peuvent être générées par différents mécanismes excitateurs ayant comme source différentes formes d'énergie :

**1. Mécanismes excitateurs d'origine mécanique**

Ce type de mécanismes excitateurs, est retrouvé généralement dans les systèmes de transmission de puissance des systèmes techniques à dominante mécanique tels que les machines-outils, les moteurs thermiques, les concasseurs, les broyeurs, etc.... Ces excitateurs ont pour origine les phénomènes suivants:

- Le balourd,
- Le désalignement des arbres et des paliers
- L'engrènement des roues dentées,
- Les roulements,
- Les transmission par courroies, et par chaînes,
- Le desserrage.



## 2. Mécanismes excitateurs d'origine électrique

Ce type de mécanismes excitateurs est retrouvé dans les machines électriques tels que les alternateurs ou génératrices de courant, les moteurs électriques, pneumatiques et hydrauliques. Ces excitateurs ont pour origine les phénomènes suivants:

- vibration des stators
- Excentricité du rotor
- transformateurs...

## 3. Mécanismes excitateurs d'origine hydraulique

Ce type de mécanismes excitateurs, se retrouve dans les pompes volumétriques et turbopompes, les compresseurs volumétriques et turbocompresseurs, les moteurs électriques, pneumatiques et hydrauliques, les turbines à gaz et à vapeur, etc... Ces excitateurs ont pour origine les phénomènes suivants:

- pulsation de pression,
- cavitation
- turbulences...

## 4. Mécanisme excitateurs d'origine aéraulique

Ce type de mécanismes excitateurs, se retrouve dans les ventilateurs, les éoliennes, les turbo-souflantes, etc. Ces excitateurs ont pour origine les phénomènes suivants:

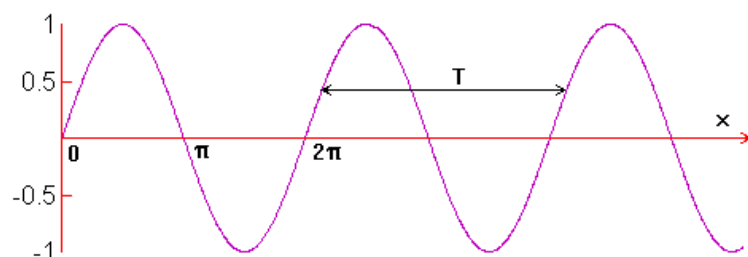
- tourbillons de Von Karman,
- turbulences aérodynamiques

### 1.3.4 Signal vibratoire

#### 1.3.4.1 Signal vibratoire harmonique (ou périodique simple)

Un signal harmonique est défini mathématiquement par une fonction sinusoidale (ou sinusoid). C'est la forme d'onde la plus simple d'un signal vibratoire (**Figure 1.4**). Une sinusoid est une courbe alternative, de valeur moyenne nulle, représentée par une fonction mathématique simple de la forme .

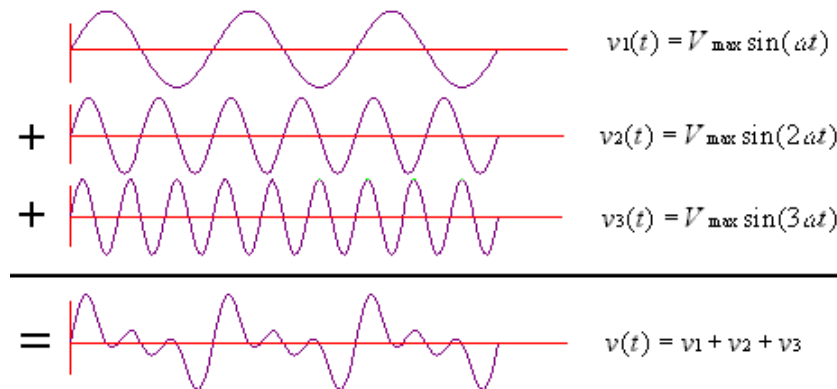
$$X(t) = A \cos(\omega t - \varphi) \quad (1.1)$$



**Fig 1.4:** Signal d'une vibration sinusoidale harmonique

### 1.3.4.2 Signal vibratoire harmonique composé (ou périodique composé)

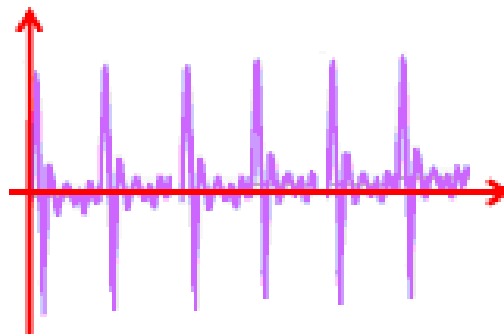
Un signal harmonique composé est la superposition, d'un signal **fondamental** et de plusieurs **signaux harmoniques**. Les fréquences des harmoniques sont des multiples entiers de celui du signal fondamental (**Figure 1.5**). Il est la signature du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres, engrènements,...) ou d'un certain nombre de défauts (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides, déversement de bagues sur roulements, ...). Exemple, le mouvement alternatif d'un piston pour moteur à combustion interne génère un signal harmonique composé .



**Fig 1.5:** Signal d'une vibration périodique

### 1.3.4.3 Signal vibratoire périodique à impulsions

Un signal à impulsion (**figure 1.6**) est la signature de chocs à caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des événements normaux (presses automatiques, broyeurs à marteaux, compresseurs à pistons, ...) ou par des événements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif, ...

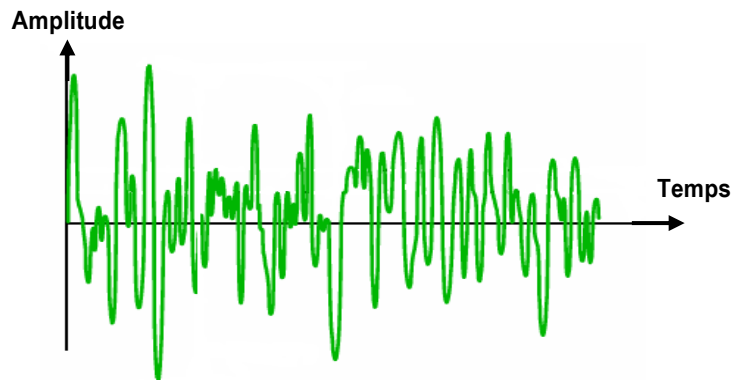


**Fig 1.6:** Signal périodique à impulsions

### 1.3.4.4 Signal vibratoire aléatoire

#### 1°. Définition

Un signal aléatoire est un signal qui évolue constamment en fonction du temps de manière quelconque et anarchique (**figure 1.7**). Dans ce cas on ne peut pas distinguer la périodicité du signal.



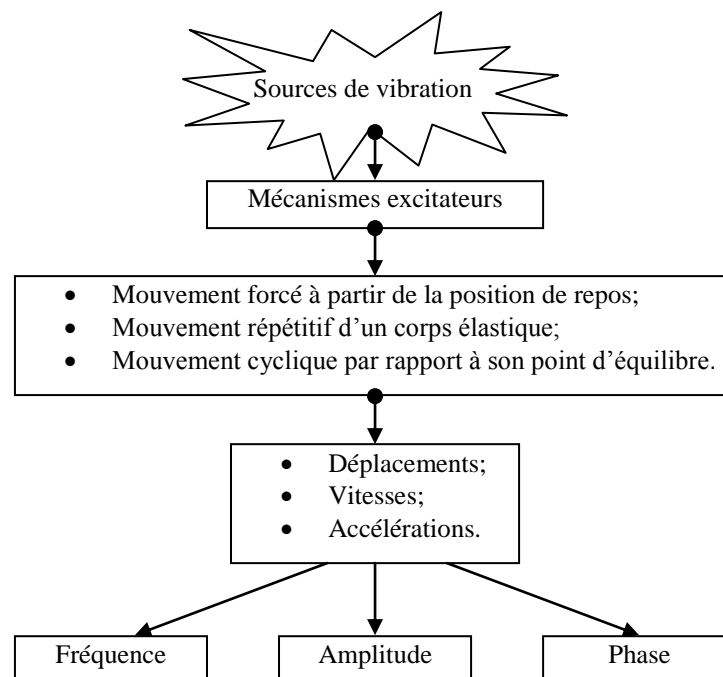
**Fig 1.7:** Signal aléatoire

#### 2°. Caractéristiques

Quel que soit le domaine d'application des vibrations, les sources de vibrations génèrent des mécanismes excitateurs qui peuvent provoquer :

- Un mouvement forcé à partir de la position de repos;
- Un mouvement répétitif d'un corps élastique;
- Un mouvement cyclique par rapport à son point d'équilibre.

Ces mouvements, donnent naissance à un signal vibratoire aléatoire qui se caractérise principalement par 03 grandeurs cinématiques: **Déplacement, vitesse, accélération (figure 1.8)**.



**Fig 1.8:** Caractéristiques d'un signal vibratoire

### a. Fréquence d'un signal vibratoire

- Fréquence de vibration : Source du problème

### b. Amplitude d'un signal vibratoire

L'amplitude d'un signal représente sa configuration par rapport à une position d'équilibre. L'amplitude de vibration, sert à déterminer le degré de **sévérité du problème**. Pour un signal aléatoire (**figure 1.9**), on définit les amplitudes suivantes:

- $A_c$ : amplitude **valeur de crête (Peack)**. C'est la distance entre le point d'équilibre et l'élongation maximale atteinte par le mouvement vibratoire.
- $A_{cc}$ : amplitude **valeur crête à crête (Peack-Peack)**, si l'amplitude est prise comme distance entre les élongations extrêmes atteintes par le mouvement vibratoire.

Cependant, sachant que  $A_c$  et  $A_{cc}$  ne tiennent pas compte de l'évolution de la vibration dans le temps, on fait intervenir d'autres amplitudes, tel que:

- $A_{moy}$ : Amplitude moyenne qui tient compte de l'évolution de la vibration dans le temps. Mais elle n'a aucune relation avec une grandeur physique quelconque  $x$ .

$$A_{moy} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T |x| dt} \quad (1.2)$$

- $A_{eff}$  - Amplitude efficace ou **RMS** (Root Mean Square) : C'est la mesure la plus intéressante des amplitudes de vibration. Elle tient compte de l'évolution de la vibration dans le temps et elle est en relation avec une grandeur physique  $x$ . le calcul de la valeur efficace est lié à l'énergie vibratoire et donc au "potentiel de dégradation" de la vibration.

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (1.3)$$

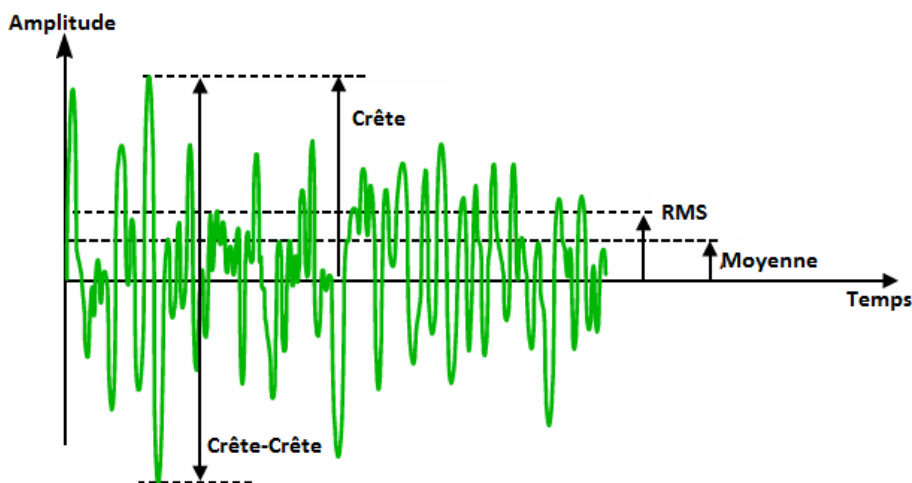


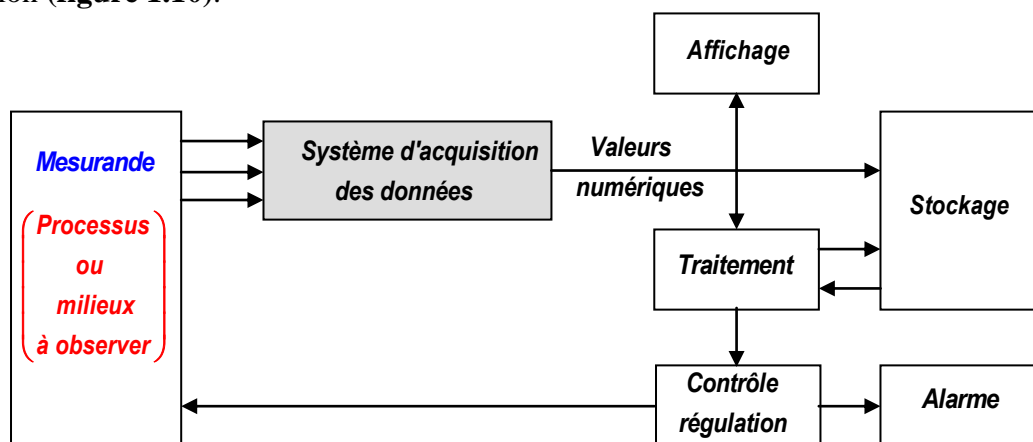
Fig 1.9: caractéristiques d'un signal aléatoire

### c. Phase d'un signal vibratoire

- La phase est l'angle entre la position du balourd et une position de référence .
- Elle peut être mesurée à l'aide d'un tachymètre ou d'une lampe stroboscopique.
- La phase permet de déterminer le mouvement relatif d'une pièce par rapport à une autre.
- La **phase** est la position d'une pièce en **vibration** à un moment donné, en référence à un point fixe ou à une autre pièce en **vibration**.

#### 1.3.5 Chaîne d'acquisition

Un système d'acquisition de données a pour fonction globale d'extraire à partir d'un milieu ou d'un processus qui nous intéresse, une information ou une donnée concernant une **grandeur physique** mesurable et communique cette information ou cette donnée mesurée à un **observateur**. Une chaîne d'acquisition recueille les informations nécessaires à la connaissance et au contrôle d'un processus ou d'un milieu; elle délivre ces informations sous une forme appropriée à leur exploitation (**figure 1.10**).



**Fig 1.10** : Place du système d'acquisition de données dans la chaîne d'acquisition

##### 1.3.5.1 Structure de base d'une chaîne d'acquisition

Un processus étant constitué d'un ensemble complexe d'interactions, l'analyse des grandeurs fondamentales provenant de ces interactions, s'obtient par une succession d'opérations instrumentées ayant chacune une fonction propre. Ainsi, dans sa structure de base, le chaîne d'acquisition est formé par un ensemble ordonné et coordonné de composants électriques, électroniques et électromagnétiques qui deux grandes fonctions principales:

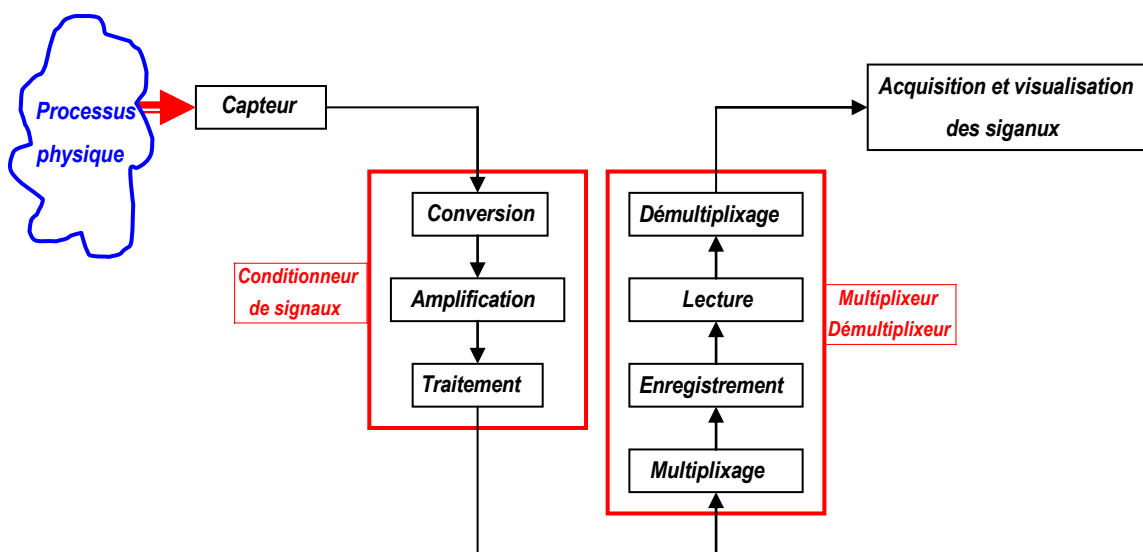
- **Fonction EXTRACTION de l'information (signal)**: Traduire les grandeurs physiques relatives aux mesurandes en signal électrique (tension, courant, charge électrique). Elle est assurée par : les **CAPTEURS** et les **CONDITIONNEURS**.

- **Fonction TRAITEMENT de l'information:** Eviter la dégradation du signal par le bruit et les parasites. Elle est assurée par: les **AMPLIFICATEURS** et les **FILTRES**.

### 1.3.5.2 Système d'acquisition analogique

Le terme analogique veut dire que la loi qui lie l'information provenant du capteur à la grandeur mesurée est continue. Il s'agit de signaux électriques qui ont remplacé les systèmes mécaniques et optiques. Le système d'acquisition analogique traite un courant électrique dont l'intensité est directement reliée à l'amplitude du phénomène vu par le capteur et cela quel que soit le type de ce capteur. Dans une chaîne d'acquisition analogique (**figure 1.11**), le capteur délivre un signal qui est amplifié et converti généralement en volts par un conditionneur qui comprend généralement les éléments suivants :

1. **les capteurs** : premier élément de la chaîne d'acquisition, ils sont chargés de la mesure proprement dite. Leurs caractéristiques autant physiques que fonctionnelles offrent une large gamme de choix permettant leur emploi dans les différents types d'applications.
2. **les conditionneurs** : après le capteur, ils ont un rôle très important sur la qualité de la mesure. Il assure les fonctions suivantes:
  - la **conversion du signal**: il transforme généralement le signal en une grandeur électrique facile à transporter.
  - **l'amplificateur du signal**: elle a pour but d'augmenter l'intensité du signal et de le rendre moins sensible au bruit de fond ambiant.
  - Le **traitement du signal**: en fonction des objectifs fixés par l'utilisateur, il comprend le contrôle, le filtrage, la compression de données, la transmission de données, le débruitage, le déconvolution, la prédiction, l'identification, la classification, etc...



**Fig 1.11:** Principe de la chaîne d'acquisition analogique

### 1.3.5.3 Système d'acquisition numérique

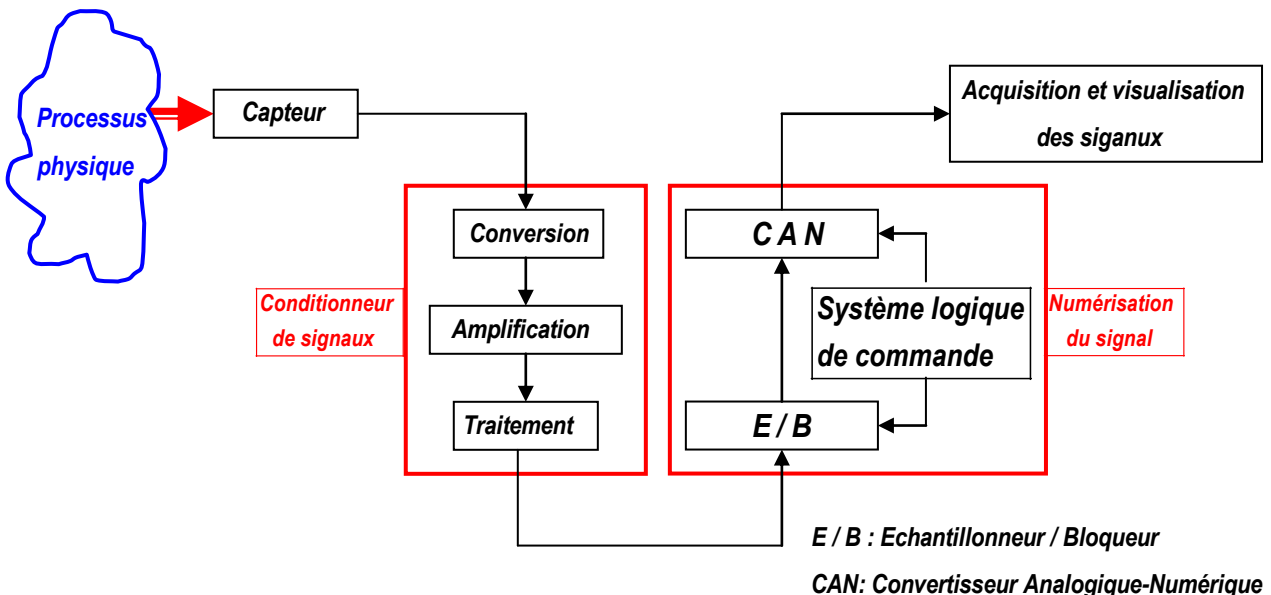
La chaîne d'acquisition numérique (**figure 1.12**), possède les mêmes éléments que la chaîne de mesure analogique. En sortie du conditionneur de signaux, le signal est échantillonné et numérisé par les éléments suivants :

- **l'Echantillonneur-Bloqueur (E/B)** a pour mission, au moment indiqué par le système logique de commande, de figer la valeur instantanée du signal au moins le temps que le convertisseur analogique-numérique effectue sa conversion ;
- **le Convertisseur Analogique-Numérique (CAN)** a pour rôle de coder la valeur instantanée du signal en entrée en un nombre. Son fonctionnement est géré par le système logique de commande qui peut être un microprocesseur.

les principaux composants des chaînes d'acquisition utilisées dans les essais de vibrations

1. **les capteurs** : ils sont chargés de la mesure proprement dite. Leurs caractéristiques autant physiques que fonctionnelles offrent une large gamme de choix permettant leur emploi dans les différents types d'essais de vibrations ;
2. **les conditionneurs**: premier élément de la chaîne d'acquisition après le capteur, ils ont un rôle très important sur la qualité de la mesure.

Remarque: Dans le cas de plusieurs voies d'acquisition, un multiplexeur peut venir s'intercaler dans la chaîne numérique soit entre le conditionneur et l'Echantillonneur-Bloqueur, soit entre ce dernier et le convertisseur Analogique-Numérique.



**Fig 1.12** : Principe de la chaîne d'acquisition numérique

### 1.3.6 Les capteurs de vibrations

La première étape conduisant à l'obtention d'une lecture de vibration consiste à convertir la vibration mécanique produite par une machine en un signal électrique équivalent. Cette opération est réalisée au moyen des capteurs de vibrations, on retrouve parmi les capteurs les plus couramment utilisés le proximètre (mesure de déplacement), la vélocimétrie (mesure de vitesse) et l'accéléromètre (mesure d'accélération).

#### 1.3.6.1 Les proximètres

Le proximètre, ou sonde capteur de déplacement sans contact directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor, il est monté en permanence à l'intérieur du palier (**figure 1.13**), les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence, ces mesures seront limitées aux basses fréquences ( $< 100$  Hz). Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications ou la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avèrent essentielle. Problèmes et défauts détectés : balourd, désalignement, usure, etc...

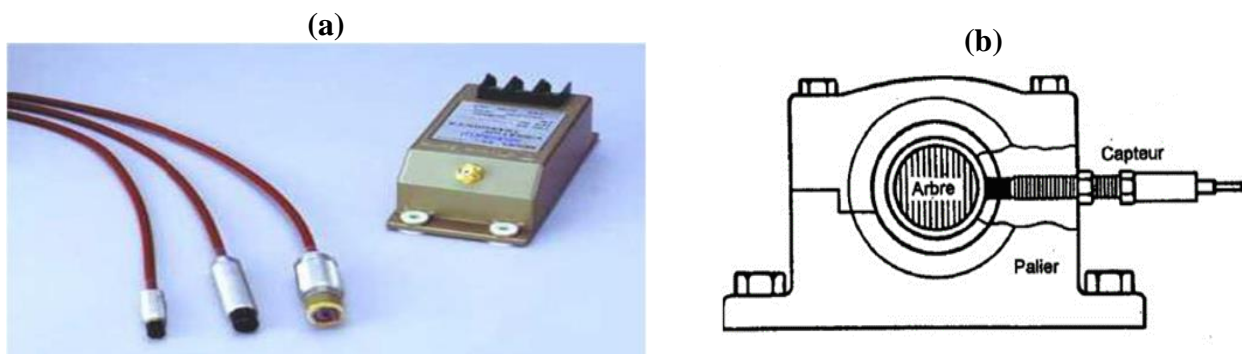


Fig 1.13 proximètres (a) proximètre et accessoires ; (b) .Montage d'un proximètre

#### Avantages et inconvénients des proximètres

##### 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



1.3.6.2 Vélocimètre

Les capteurs de vitesse, ou vélocimétrie, sont constitués d'une sonde a contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée (**Figure 1.14**) .

- 1. Aimant permanent
- 2. Entrefer
- 3. Boitier
- 4. Bobine
- 5&6. Membranes
- 7. Tige

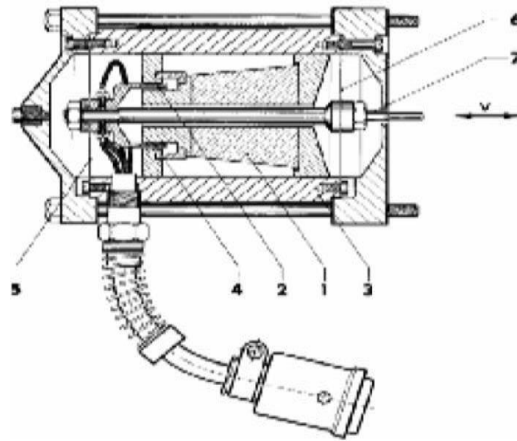


Fig 1.14 :Schéma de principe d'une vélocimétrie.

1.3.6.3 Accéléromètres

Parmi les accéléromètres qu'on rencontre, il existe :

- **des accéléromètres analogiques** pour lesquels le signal devra être numérisé par le CAN du microcontrôleur. Dans ce cas, il reviendra au développeur de faire appliquer la loi régissant la mesure.
- **des accéléromètres numériques** qui ont leur propre CAN embarqué. Ces capteurs gèrent eux même la loi régissant la mesure. La communication avec ces accéléromètres se fait souvent selon un protocole particulier (I<sup>2</sup>C, OneWire, etc...).

1°. Les accéléromètres analogique

Un accéléromètre piézoélectrique (**figure 1.15**), est constitué d'un disque en matériau piézoélectrique (ex Quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte.

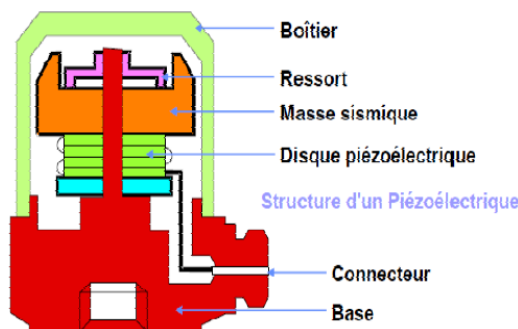


Fig 1.15: Coupe longitudinale d'un accéléromètre

**Principe:**

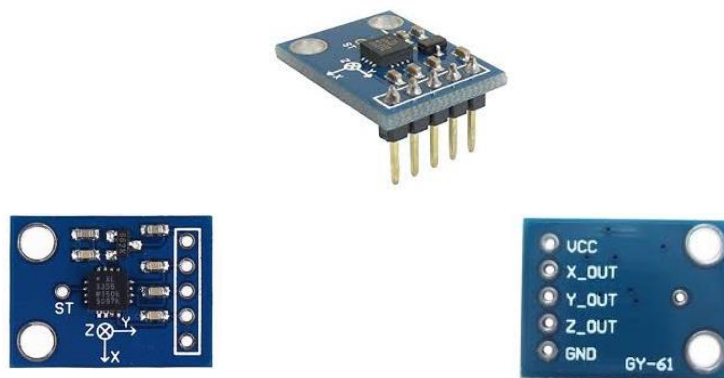
Quand la masse sismique se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une **charge électrique** proportionnelle à cette accélération. un élément piézo-électrique est comprimé par une masse mobile sollicitée par les vibrations auxquelles est soumis le capteur. L'élément piézo-électrique délivre une charge électrique, convertie en tension, proportionnelle aux contraintes qu'il subit et donc à l'accélération locale au point de mesure.

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 de fréquences
- linéarité excellente sur une très grande gamme dynamique (140 dB)
- Intégration électronique possible du signal d'accélération pour donner le déplacement et la vitesse.
- Durabilité, car il n'y a aucun élément mobile.[6]

**2°. Les accéléromètres numériques**

Les accéléromètres numériques sont des accéléromètres à électronique intégrée. Ils possèdent de manière incorporée ou intégrée un conditionnement de charge pour délivrer une tension proportionnelle à l'accélération. La **Figure 1.16.** montre le modèle d'accéléromètre numérique capacitif MEMS GY-61 ADXL 335 3-axes.



**Fig 1.16:** Accéléromètre numérique

**1.4 CONCLUSION**

Au terme de ce chapitre on peut dire qu'on a pu démarré à partir du large contexte de la fonction maintenance pour aborder l'une des activité de maintenance conditionnelle à savoir la surveillance vibratoire des machines tournantes car elle est utilisée presque à 75% par rapport aux autres techniques de surveillance.

---

*CHAPITRE 02*

---

# **Équilibrage des rotors**

---

## 2.1 INTRODUCTION

L'équilibrage est le procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un rotor de façon que le rotor tourne dans ses paliers sans créer de forces centrifuges non compensées. L'équilibrage des rotors contribue à prolonger la vie utile d'une machine tournante. Il peut être réalisé sur une machine à équilibrer (ou banc d'équilibreuse) ou au moyen d'un appareillage portatif incluant au minimum un analyseur de vibrations, un accéléromètre, une sonde photo-électrique et un programme d'équilibrage. L'information nécessaire pour réaliser l'équilibrage provient des mesures de vibrations des paliers causées par le déséquilibre du rotor. Les valeurs obtenues servent au calcul de la masse de correction requise pour réduire le déséquilibre et les vibrations qui en résultent.

## 2.2 NOTION DE MACHINES TOURNANTES

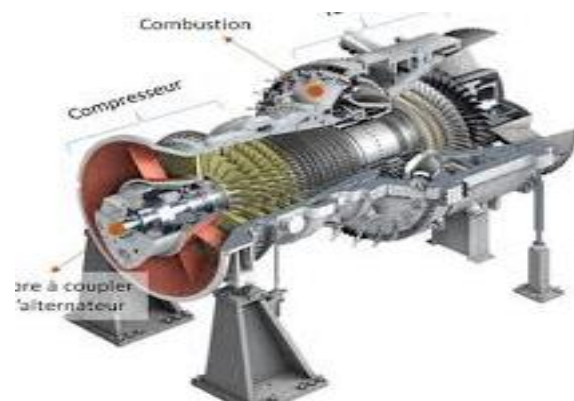
### 2.2.1 Définition

Dans le domaine de l'industrie, le terme machine tournante désigne tout équipement industriel sous la forme d'objets techniques moteurs ou récepteurs, composés d'une partie fixe dénommée "**STATOR**" et d'une partie mobile tournante dénommée "**ROTOR**". Ce dernier est animé d'un mouvement de rotation continue autour d'un axe fixe. Comme exemple de machines tournantes, on peut citer (**figure 2.1**) :

Les turboalternateurs , Turbines hydrauliques, Broyeurs et concasseurs rotatifs, Machines-outils, Les compresseurs volumétriques et turbocompresseurs, Les motopompes, Les turbopompes, Les moteurs électriques, pneumatiques et hydrauliques ,Les alternateurs ou génératrices de courant,Etc...



a: Centrale hydro-électrique  
(Turbine hydraulique + Alternateur)



b: turbocompresseur

**Fig 2.1:** Domaine des machines tournantes

2.2.2 Notion de rotor

Dans une machine tournante, un rotor élémentaire (**Figure 2.2**) désigne le sous-ensemble matériel mécanique constitué des éléments suivants:

Solides fixes	- Supports <b>0</b> , <b>1</b> et <b>2</b>	- Ensemble solide constitué des parties fixes chargées de porter et supporter les différents composants du rotor: - C'est un système matériel sous la forme d'une structure solide tridimensionnelle.
	- Paliers <b>P1</b> et <b>P2</b>	-Ensemble des groupes fonctionnels chargés d'assurer la fonction mécanique de guidage en rotation des parties mobiles. - C'est un organe de machine qui assure la fonction mécanique de guidage en rotation autour d'un axe fixe. - Il peut être un palier à friction, un palier à roulement, un palier hydrostatique ou un palier hydrodynamique.
Solides mobiles	- Arbre <b>3</b>	-C'est un système matériel sous la forme d'une structure solide unidimensionnelle animées d'un mouvement de rotation autour d'un axe fixe - L'arbre est assimilé à une poutre de section circulaire sollicité à la torsion et à une flexion composée et il est caractérisé par sa géométrie de masse et ses énergies cinétique et potentielle.
	- Disque <b>4</b>	-C'est un système matériel sous la forme d'une structure solide bidimensionnelle animées d'un mouvement de rotation autour d'un axe fixe - Le disque est assimilé à un volant épais sollicité à une déformation ou non et caractérisé par sa géométrie de masse et son énergie cinétique. - Il peut s'agir d'une roue de pompe, une roue de turbine, volant moteur, une hélice de ventilateur, une hélice de propulsion,etc....

**P1** :Palier 1  
**P2** :Palier 2  
**d** : Diamètre de l'arbre  
**D** : Diamètre du disque  
**e** : Epaisseur du disque  
**L** : Distance entre paliers

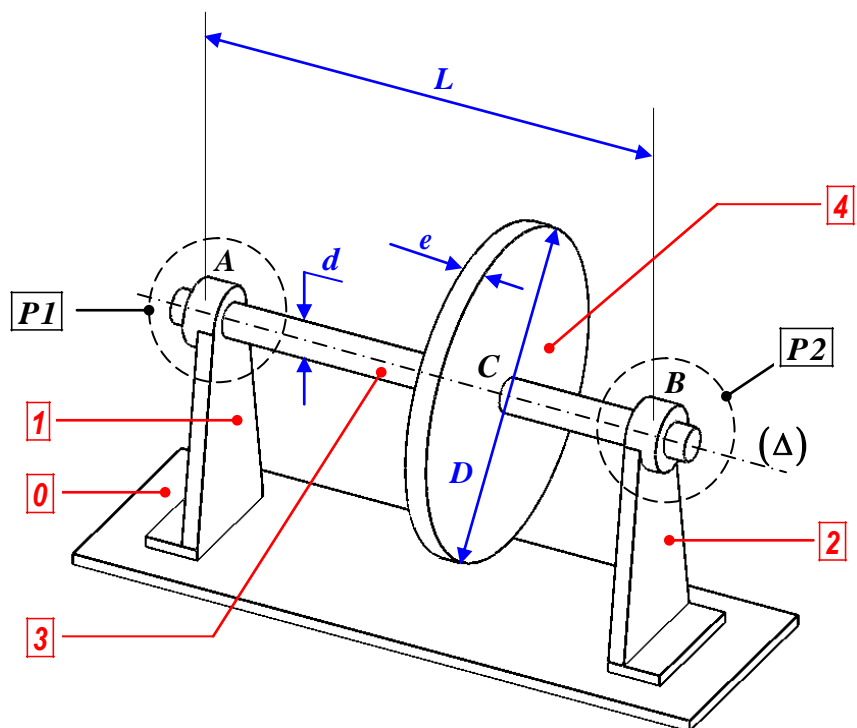









Fig 2.2: composantes d'un rotor élémentaire

2.2.3 Classification des éléments du système rotor

Une fois les éléments d'un rotor élémentaire identifiés, une classification en termes de structure, matériau et géométrie nous permet de dégager les configurations suivantes (**Tableau 2.1**):

Tab 2.1: Différentes géométrie des éléments d'un système rotor

Composant	Structure	Matériau	Géométrie	Exemples
ARBRE	Rigide	Isotrope	Rectiligne	
	Flexible	Anisotrope	Brisée	
DISQUE	Rigide	Isotrope	symétrie de révolution	
	Flexible	Anisotrope	symétrie cyclique	
PALIERS	Rigide	Isotrope	Non amorti	
		Anisotrope	Amorti	
	Flexible	Isotrope	Amorti	
		Anisotrope		

## 2.3 MODELISATION DES ROTORS

### 2.3.1. Classification des modèles pour dynamique des rotors

Suivant la constitution d'un rotor, la modélisation d'un rotor peut être classée suivant deux points de vue: géométrique et structural [7].

#### 2.3.1.1 Modélisation du rotor selon la géométrie

##### 1°. Modèle du rotor à arbre long

Dans ce modèle géométrique, les dimensions de l'élément l'arbre sont plus importantes que celles du disque. Ce genre de modèle est bien adapté pour modéliser les rotor des différentes machines tournantes industrielles telles que les turbocompresseur, les générateur,...etc). La majorité des travaux de recherche sur la dynamique des rotors industriels se base sur ce type de modèles.

##### 2°. Modèle du rotor à arbre court

Dans ce modèle géométrique, les dimensions de l'élément disque sont plus importantes que celles de l'arbre. Ce modèle convient plus pour l'étude du comportement dynamique des machines telles que microturbine, turbine hydraulique, pompes,...etc.

##### 3°. Modèle du rotor avec aubages

Ce modèle convient pour l'étude du comportement vibratoire des rotors ayant une structure comportant des éléments tels que :aubes, ailettes, pales et hélices. L'étude du comportement dynamique est assez compliquée, vu que le mode vibratoire est associé aux différents phénomènes couplés tels que: l'hydrodynamique, l'aérodynamique, l'aéroélasticité, ...etc.

#### 2.3.1.2 Modélisation du rotor selon la structure

##### 1°. Modèle du rotor rigide

Ce modèle peut être adopté lorsque le rotor tourne à des vitesses sensiblement inférieures à la vitesse critiques associées à la flexion de l'arbre [8]. En plus de la simplicité du modèle qui résulte d'une telle hypothèse, la réalisation de calcul pour un rotor rigide est intéressante pour dimensionner le bâti étant donné que l'arbre ne se déforme pas et que le chargement dynamique sollicite uniquement et totalement les paliers et leurs supports.



## 2°. Modèle du rotor de Jeffcott (ou rotor de De Laval)

Le rotor Jeffcott (du nom d'Henry Homan Jeffcott), également connu en Europe sous le nom de rotor de Laval ( du nom Karl Gustaf Patrik de Laval ), est un modèle à paramètres localisés simplifié utilisé pour résoudre ces équations.

Ce modèle convient pour étudier le comportement dynamique en flexion des rotors industriels. Dans le but de négliger l'effet gyroscopique, la configuration de ce modèle est caractérisée par des points matériels portés par arbre sans masse. Le comportement dynamique a été étudié par Jeffcott en 1919 [9]. Ce modèle est souvent utilisé par les chercheurs dans le but de comprendre la phénoménologie de la dynamique vibratoire, car il permet une interprétation plus directe de l'influence de quelques phénomènes sur le comportement dynamique du système rotor.

## 3°. Modèle du rotor réel

Sachant que la combinaison entre le modèle du rotor rigide et le modèle du rotor de Jeffcott ne représente que de manière très approximative la dynamique d'un rotor réel. Le modèle réel, est celui qui représente un rotor flexible qui tourne avec des vitesses supérieures à la première vitesse critique en flexion [10].

### 2.3.2. Modèle du rotor de Jeffcott

Dans ce qui suit sera exposé le rotor de Jeffcott avec arbre élastique à inertie négligeable qui porte un disque rigide de masse  $m$  et de moment d'inertie  $J$  et qui tourne autour de son axe de révolution à vitesse angulaire constante  $\bar{\Omega}$  (Figure 2.3). Si l'arbre est flexible avec une rigidité latérale constante  $k$ , le disque est capable d'avoir des déplacements rectilignes transversaux perpendiculaires à son axe de rotation (figure 2.3a) ainsi que des déplacements angulaires autour d'un point appartenant à son axe de rotation (figure 2.3b) .

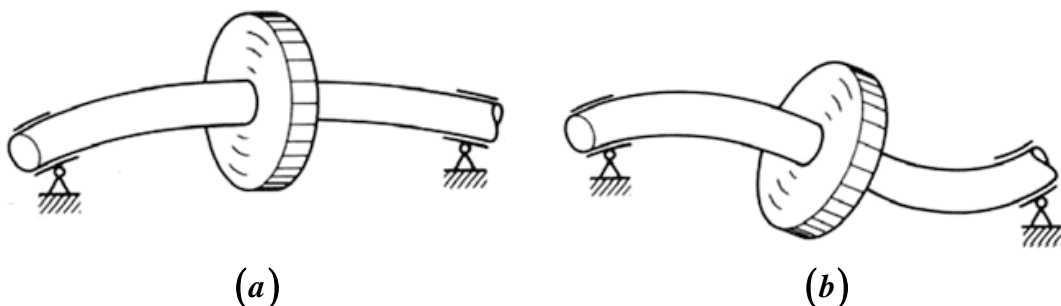


Fig. 2.3 Whirling du rotor de Jeffcott [8]

Pour déterminer les performances d'un système rotor monodisque de Jeffcott dans les conditions de fonctionnement et connaître la précision des calculs ou déterminer les caractéristiques dynamiques



lorsque les calculs sont trop hasardeux, l'expérimentation devient nécessaire. Ainsi la disposition d'un banc d'essai permettra de mener des tests du rotor en terme de vibrations et faire des mesures nécessaire pour caractériser son comportement dynamique.

### 2.3.2.1 Etapes de la modélisation d'un rotor

Les éléments théoriques qui seront utilisés pour obtenir les équations du mouvement d'un rotor

Les équations générales du rotor sont obtenues à partir des étapes suivantes :

1. Formuler pour chaque composant du rotor les quantités suivantes:

- Pour le(s) disque(s) : l'énergie cinétique  $T$  .
- Pour l'arbre: l'énergie cinétique  $T$  .et l'énergie potentielle de déformation  $U$
- Pour le balourd: l'énergie cinétique  $T$  .
- Pour les palier: **Principe des travaux virtuels PTV**

2. Discrétiser le système:

- Pour les système simples à faible DDL: la méthode de **Rayleigh-Ritz**
- Pour les systèmes complexes ou réel: MEF (**Méthode des Eléments Finis**)

3. Constituer les équation du mouvement: **Equations d'Euler-Lagrange**.

### 2.3.2.2 Modélisation du disque

#### 1° Paramétrage géométrique et degrés de libertés

Soient donnés les éléments suivants(figure 2.4):

- Un disque rigide indéformable de centre  $G$  , en rotation autour de son axe de révolution  $\Delta\Delta'$
- Un repère fixe  $R_0(O, X_0, Y_0, Z_0)$  associé au bâti
- Un repère mobile  $R(G, X, Y, Z)$  associé au disque

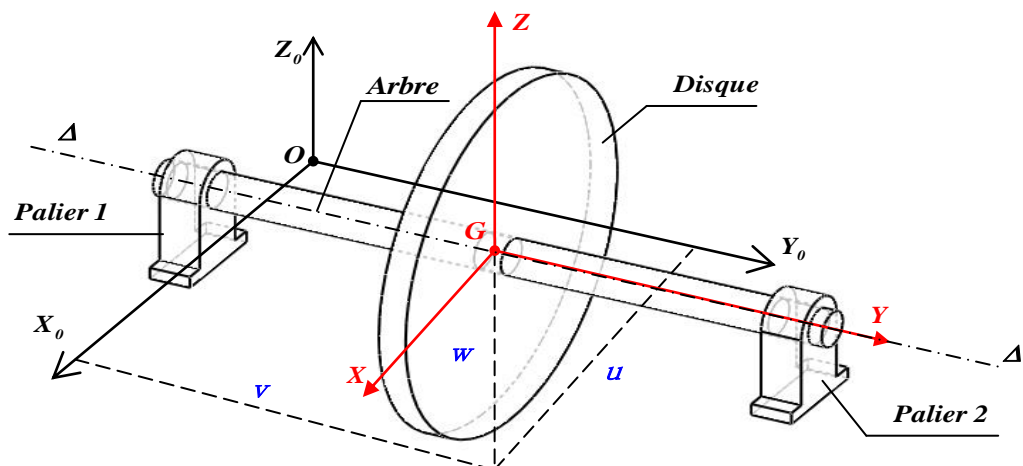


Fig 2.4: Mise en situation du disque d'un rotor

Pour paramétrer la position ainsi que le mouvement du disque (solide mobile) par rapport au repère fixes  $\mathbf{R}_0(O, X_0, Y_0, Z_0)$ , on fait intervenir des paramètres linéaires qui décrivent ses mouvements en translations et des paramètres angulaires qui décrivent ses mouvements en rotation. Les paramètres linéaires sont définis par les **coordonnées cartésiennes**  $u, v$  et  $w$ , du centre  $G$  du disque dans le repère fixe  $\mathbf{R}_0(O, X_0, Y_0, Z_0)$ . Les paramètres angulaires sont définis par les **angles d'Euler**  $\psi, \theta$  et  $\phi$ . Ces angles sont obtenus en effectuant dans l'ordre les rotations successives suivantes:

- **Une précession** avec un angle  $\psi$  (angle de précession) : rotation du disque autour de l'axe  $GZ$  qui fait passer de  $\mathbf{R}(G, X, Y, Z)$  à  $\mathbf{R}(G, X_1, Y_1, Z)$  (Figure 3.3a).
- **Une nutation** avec un angle  $\theta$  (angle de nutation): rotation du disque autour de l'axe  $GX_1$  qui fait passer de  $\mathbf{R}(G, X_1, Y_1, Z)$  à  $\mathbf{R}(G, X_1, Y_2, Z_2)$  (Figure 3.3b).
- **Une rotation propre** avec un angle  $\phi$  (angle de rotation propre): rotation du disque autour de l'axe  $GY_2$  qui fait passer de  $\mathbf{R}(G, X_1, Y_2, Z_2)$  à  $\mathbf{R}(G, X_3, Y_2, Z_3)$  (Figure 3.3c).

En faisant l'hypothèse que le centre  $G$  du disque se déplace en translation suivant  $OX_0$  ( $u$  variable) et suivant  $OZ_0$  ( $w$  variable), le nombre de degrés de liberté du disque sera égal à 5 DDL:  $u, w, \psi, \theta, \phi$ . C'est-à-dire 5 coordonnées généralisées.

## 2° Vecteur vitesse de rotation du disque

Le vecteur vitesse de rotation instantanée  $\overline{\Omega}_d(t)$  du disque par rapport au repère fixes  $\mathbf{R}_0(O, X_0, Y_0, Z_0)$  est défini par:

$$\overline{\Omega}_d(t) = \frac{d\psi(t)}{dt} \vec{k}_1 + \frac{d\theta(t)}{dt} \vec{i}_1 + \frac{d\phi(t)}{dt} \vec{j}_2 \quad (2.1)$$

$$\overline{\Omega}_d(t) = \dot{\psi} \vec{k} + \dot{\theta} \vec{i}_1 + \dot{\phi} \vec{j}_2 \quad (2.2)$$

Où

$\vec{k}$  : vecteurs unitaires suivant les axes  $GZ$

$\vec{i}_1$  : vecteurs unitaires suivant les axes  $GX_1$

$\vec{j}_2$  : vecteurs unitaires suivant les axes  $GY_2$

Sous forme matricielle, le vecteur vitesse de rotation instantanée  $\overline{\Omega}_d$ , s'exprime par :

$$\overline{\Omega}_d = \begin{Bmatrix} \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \sin \theta_y + \dot{\theta}_x \cos \theta_y \\ +\dot{\theta}_y + \dot{\theta}_z \sin \theta_x \\ -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \cos \theta_y + \dot{\theta}_x \sin \theta_y \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

Où:

$\Omega_x$ ,  $\Omega_y$  et  $\Omega_z$  étant les composantes du vecteur vitesse de rotation instantanée  $\overline{\Omega}_d$  suivant les axes  $X, Y$  et  $Z$  du repère mobile.

### 3° Tenseur d'inertie du disque

Le disque étant un solide massif, le tenseur d'inertie relativement au centre  $G$  est donnée par:

$$[I_D(S)]_G = \begin{bmatrix} +I_{XX} & -I_{XY} & -I_{XZ} \\ -I_{YX} & +I_{YY} & -I_{YZ} \\ -I_{ZX} & -I_{ZY} & +I_{ZZ} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Le tenseur d'inertie  $[I_D(S)]_G$  étant symétrique, il possède un système de trois vecteurs propres orthogonaux deux à deux. Par conséquent, il existe toujours, en tout point du solide une base orthonormée directe  $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ , appelée "base principale d'inertie", dans laquelle le tenseur d'inertie est diagonal.

$$[I_D(S)]_G = \begin{bmatrix} I_X & 0 & 0 \\ 0 & I_Y & 0 \\ 0 & 0 & I_Z \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Où:

$GX$ ,  $GY$  et  $GZ$  : axes principaux d'inertie du disque au point  $G$ .

$I_X$ ,  $I_Y$  et  $I_Z$  : moments principaux d'inertie du disque au point  $G$ .

Pour un disque rigide de masse  $M_D$ , de rayon  $R$  et d'épaisseur  $e$ , moments principaux  $I_X$ ,  $I_Y$  et  $I_Z$  sont définis par:

$$I_X = \frac{1}{2} M_D \left( \frac{R^2}{2} + \frac{e^2}{6} \right) \quad (a)$$

$$I_Y = \frac{1}{2} M_D R^2 \quad (b) \quad (2.6)$$

$$I_Z = \frac{1}{2} M_D \left( \frac{R^2}{2} + \frac{e^2}{6} \right) \quad (c)$$

En remplaçant les relations (2.6a), (2.6b) et (2.6c) dans (2.5), l'opérateur d'inertie  $[I_D(S)]_G$  devient:

$$[I_D(S)]_G = \frac{1}{2} M_D \begin{bmatrix} \left( \frac{R^2}{2} + \frac{e^2}{6} \right) & 0 & 0 \\ 0 & R^2 & 0 \\ 0 & 0 & \left( \frac{R^2}{2} + \frac{e^2}{6} \right) \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

#### 4° Energie cinétique du disque

Par hypothèse le disque étant supposé rigide, seule son énergie cinétique  $T$  sera considérée. L'énergie cinétique totale sera composée des énergies cinétiques dues aux mouvements de translations et les énergies cinétiques dues aux mouvement de rotations. Ainsi, l'expression de l'énergie cinétique  $T$  du disque autour de son centre de masse  $G$  est formulée dans le repère mobile  $\mathbf{R}(O, X, Y, Z)$  par:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_X \Omega_X^2 + I_Y \Omega_Y^2 + I_Z \Omega_Z^2) \quad (2.8)$$

Sachant que le disque est un solide symétrique par rapport aux axes  $GX$  et  $GZ$ , on pose:

$$I_X = I_Z = I_D \quad (2.9)$$

L'angle de précession  $\psi$  et l'angle de nutation  $\theta$  étant suffisamment petit et que  $\varphi = \Omega$  est constant, on peut écrire:

$$T_D = \frac{1}{2} M_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_D (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_Y \Omega^2 + I_Y \Omega \dot{\psi} \theta \quad (2.10)$$

Le terme :  $I_Y \Omega \dot{\psi} \theta$  représente l'effet gyroscopique de Coriolis

En définissant le vecteur des déplacements généralisées:

$$q = \begin{Bmatrix} u \\ w \\ \psi \\ \theta \end{Bmatrix} \quad (2.11)$$

On constitue les équation d'Euler-Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = m_D \ddot{q} + \Omega_s \dot{q} \quad (2.12)$$

Où

$m_D$  : représente la matrice élémentaire de masse

$$m_D = \begin{bmatrix} M_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_D \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

$g_D$  : représente la matrice élémentaire gyroscopique

$$g_D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_Y \\ 0 & 0 & I_Y & 0 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

### 2.3.2.3 Modélisation de l'arbre

L'arbre est représenté par une poutre de section circulaire et caractérisé par ses énergies cinétiques et de déformation (Figure 2.5).

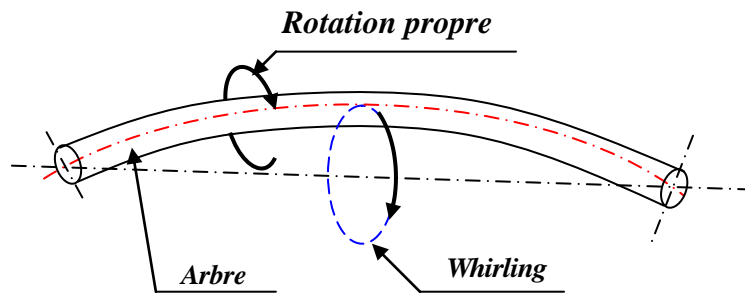


Fig 2.5: Cinétique et déformation de l'arbre du rotor

L'expression de l'énergie cinétique de l'arbre est une extension de l'expression de l'énergie cinétique du disque. Pour un élément de longueur  $L$ , l'énergie cinétique est donnée par :

$$T = \underbrace{\frac{1}{2} \rho S \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy}_{\text{Translation}} + \underbrace{\frac{1}{2} \rho I \int_0^L (\dot{\psi}^2 + \dot{\theta}^2) dy}_{\text{Rotation}} + \underbrace{2 \rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy}_{\text{Effet gyroscopique}} + \rho I L \Omega^2 \quad (2.15)$$

L'énergie de déformation de l'arbre se calcule à partir de la déformation d'un point de la section droite de l'arbre.

$$U = \frac{1}{2} \int \varepsilon' \sigma dt \quad (2.16)$$

Avec  $\sigma, \varepsilon$  : Contrainte et déformation suivant l'axe géométrique de l'arbre.

L'expression de la déformation est donnée par :

$$\varepsilon = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} + \frac{I}{2} \left( \frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \frac{I}{2} \left( \frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \quad (2.17)$$

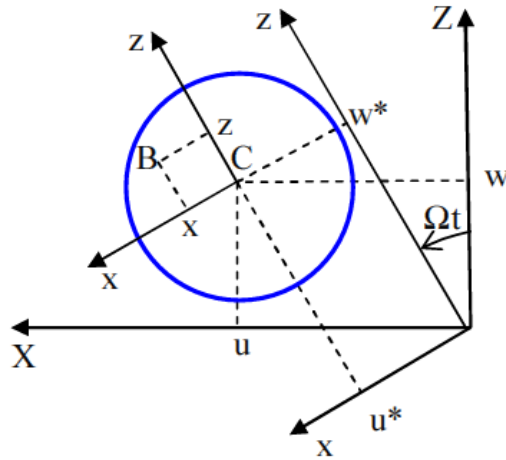


Fig 2.6: Déplacement de la section transversal de l'arbre du rotor [7]

D'après les expressions de la déformation et de la contrainte l'énergie de déformation, est donnée par :

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[ \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_0}{2} \int_0^L \left[ \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (2.18)$$

### 2.3.2.4 Modélisation du balourd

Le balourd initial est généralement réparti de manière continue et quelconque sur le rotor (Figure 2.7)

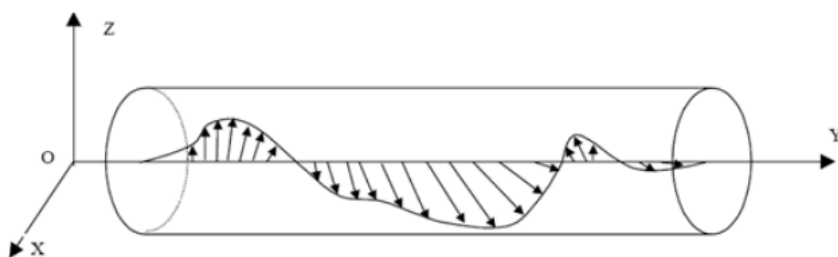


Fig 2.7 : Répartition du balourd sur le rotor [7]

Pour modéliser ce balourd, il est décomposé en masses concentrées situées dans différents plans (Figure 2.8). Ces masses sont supposées avoir le même effet que le balourd continu sur le comportement dynamique du rotor.

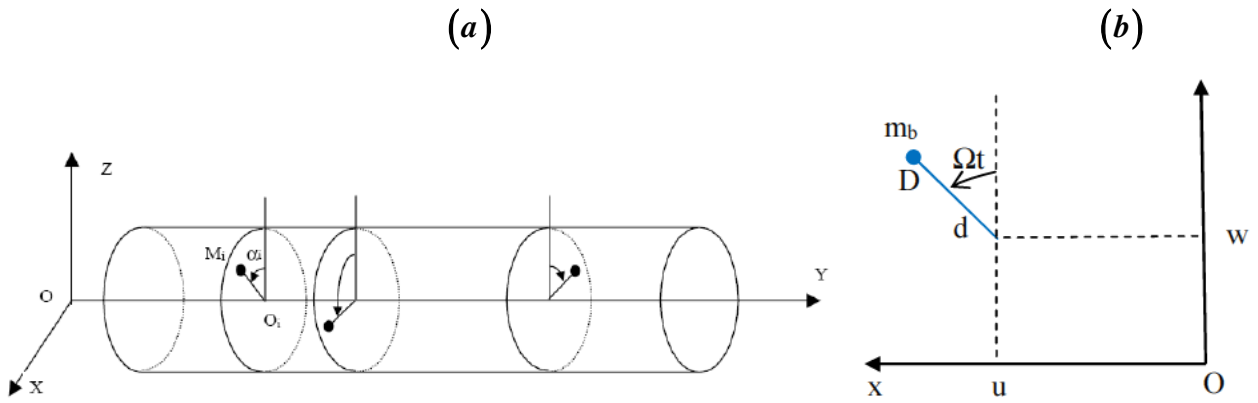


Fig 2.8 : Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor [7]

La vitesse du point  $D$  (position du balourd):

$$\vec{V} = \frac{d\vec{OD}}{dt} = \begin{bmatrix} \dot{u} + d\Omega \cos(\Omega t) \\ 0 \\ \dot{w} + d\Omega \sin(\Omega t) \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

L'énergie cinétique s'exprime par:

$$T_b = \frac{m_u}{2} \left[ \dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d \dot{u} \cos(\Omega t) - 2\Omega d \dot{w} \sin(\Omega t) \right] \quad (2.20)$$

En éliminant les termes constants et ceux liés à la masse  $m_u$ , négligeable devant celle du rotor, l'expression de l'énergie cinétique du balourd devient :

$$T_u \approx m_u \Omega d \left[ \dot{u} \cos(\Omega t) - \dot{w} \sin(\Omega t) \right] \quad (2.21)$$

### 2.3.2.5 Modélisation du palier

Les paliers se caractérisent par leurs raideurs et amortissements (**Figure 2.9**).

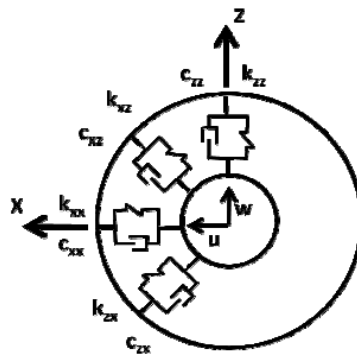


Fig 2.9: Amortissement et raideur du palier [7]

Le travail virtuel des forces extérieures dues aux paliers agissant sur l'arbre se met sous la forme :

$$\delta W = -\left( c_{xx} \dot{u} \delta u + c_{xz} \dot{w} \delta u + c_{zz} \dot{w} \delta w + c_{zx} \dot{u} \delta w \right) - \left( k_{xx} u \delta u + k_{xz} w \delta u + k_{zz} w \delta w + k_{zx} u \delta w \right) \quad (2.22)$$

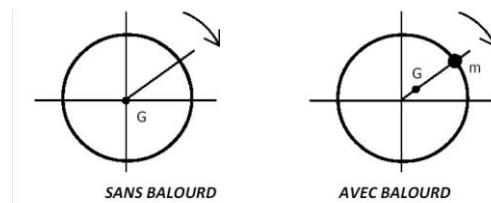
$$\delta W = F_u \delta u + F_w \delta w \quad (2.23)$$

## 2.4 EQUILIBRAGE DES ROTORS

### 2.4.1 Définition

Le déséquilibre mécanique est l'une des causes les plus courantes de vibration des machines industrielle et il est présent dans une certaine mesure sur presque toutes les machines qui ont des pièces rotatives ou des rotors. Le déséquilibre statique ou permanent est la condition dans laquelle il y a plus de poids d'un côté d'une ligne médiane que de l'autre. Cependant, un rotor peut être en parfait équilibre statique et ne pas être dans un état équilibré lors de la rotation à haute vitesse. Si le rotor est un disque fin, un équilibrage statique soigneux peut être suffisamment précis pour haute vitesse ( **figure 2.10**). Cependant, si la pièce tournante est longue proportionnellement à son diamètre, et les parties déséquilibrées sont à des extrémités opposées ou dans des plans différents, l'équilibrage doit contrecarrer la force centrifuge de ces pièces lourdes lorsqu'elles sont en rotation rapide .

Cette section fournit les informations nécessaires pour comprendre et résoudre la majorité des problèmes d'équilibrage en utilisant un analyseur de vibration / équilibre, un appareil portable qui détecte le niveau de déséquilibre, de désalignement, etc., dans une pièce en rotation basée sur la mesure des signaux de vibration.[11]



**Fig 2.10** présentation de balourd

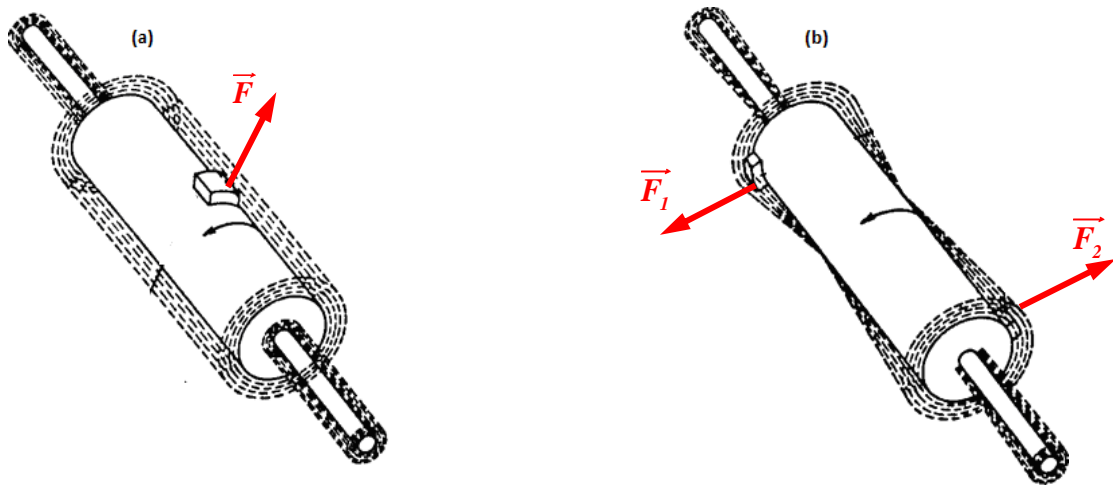
### 2.4.2 Mouvements de rotors non équilibrés

- La **figure 2.11**, représente un rotor qui tourne librement dans l'espace. Pratiquement, cela revient à le faire tourner au-dessus de la résonance dans des palier flexibles. Dans ce cas, le mouvement du rotor non équilibré peut être décomposé
- La **figure 2.11a** montre un déséquilibre dû à une force centrifuge seule. Dans ce cas, la ligne moyenne de l'arbre génère une surface cylindrique.
- La **figure 2.11b** montre un déséquilibre dû à un couple de forces centrifuges. Dans ce cas, la ligne moyenne de l'arbre du rotor génère deux cônes qui ont leurs sommets au centre de gravité du rotor.

L'effet de la combinaison de ces deux types de déséquilibres lorsqu'ils se produisent le même plan axial (balourd quasi-statique) consiste à déplacer le sommet du cône éloigné du centre de



gravité. En cas de balourd dynamique. Il n'y aura pas de sommet et l'arbre se déplacera dans une combinaison plus complexe des mouvements illustrés à la **figure 2.11**. [12]



**Fig 2.11** Effet du balourd sur le mouvement libre du rotor [12]

### 2.4.3 Objectif de l'équilibrage

Un rotor déséquilibré provoquera des vibrations et des contraintes dans le rotor lui-même et dans sa structure de support. L'équilibrage du rotor est donc nécessaire pour atteindre les objectifs suivants:

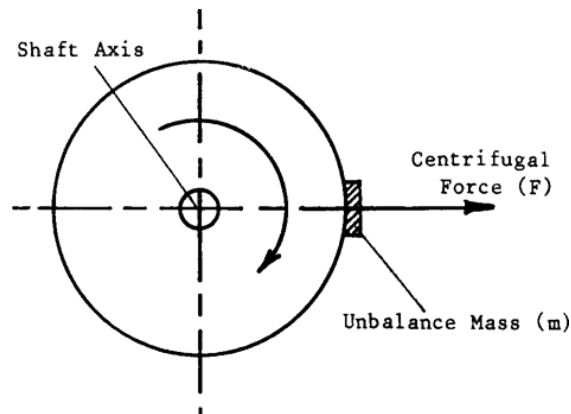
1. Augmentez la durée de vie des roulements.
2. Minimisez les vibrations.
3. Minimisez les bruits audibles et les signaux sonores.
4. Minimisez les contraintes de fonctionnement.
5. Minimisez la gêne et la fatigue de l'opérateur.
6. Minimisez les pertes de puissance.
7. Augmenter la qualité du produit.
8. Satisfaire le personnel d'exploitation.

Pour un assemblage en rotation continue, le déséquilibre d'une seule pièce peut entraîner l'ensemble à adopter un comportement vibratoire. Les vibrations induites peuvent à leur tour engendrer une usure excessive des roulements, coussinets, arbres, broches, engrenages, etc. réduisant ainsi leur durée de vie. Les vibrations génèrent des contraintes indésirable alternées dans les supports et le bâti qui peuvent éventuellement provoquer leur défaillance complète. Les performances sont diminuées en raison d'absorption d'énergie par la structure porteuse. De plus, les vibrations peuvent être transmises à travers le sol vers les machines avoisinantes et altérer gravement leurs précision ou leurs bon fonctionnement.[12]

### 2.4.4 Causes de déséquilibre

L'excès de masse d'un côté d'un rotor illustré à la **figure 2.12** est appelé déséquilibrer. Cela peut être causé par diverses raisons, notamment:

1. Tolérances de fabrication, y compris la coulée, l'usinage et l'assemblage.
2. Variation au sein des matériaux, tels que les vides, la porosité, les inclusions, le grain, densité et finitions.
3. Non symétrie de la conception, y compris les enroulements de moteur, les formes des pièces, emplacement et densité des finitions.
4. Non symétrique en cours d'utilisation, y compris la distorsion, les changements dimensionnels et déplacement des pièces en raison de contraintes de rotation, de forces aérodynamiques et les changements de température.



**Fig 2.12:** Déséquilibre provoqué par la force centrifuge [12]

Souvent, les problèmes d'équilibrage peuvent être minimisés par une conception symétrique et un réglage soigneux des tolérances et des ajustements. Grand déséquilibre nécessitent des corrections importantes. Si de telles corrections sont apportées par la suppression de matériel, un coût supplémentaire est impliqué et la résistance de la pièce peut être affectée.

Si des corrections sont apportées par ajout de matière, le coût est à nouveau un facteur et les exigences d'espace pour le matériel ajouté peuvent être un problème.

Les procédés de fabrication sont la principale source de déséquilibre. Non usiné parties de pièces moulées ou forgées qui ne peuvent pas être rendues concentriques et symétrique par rapport à l'axe de l'arbre introduisent un déséquilibre important.

Tolérances de fabrication et procédés permettant toute excentricité ou le manque d'équerrage par rapport à l'axe de l'arbre sont des sources de déséquilibrer. Les tolérances, nécessaires à l'assemblage économique de plusieurs éléments d'un rotor, permettent le déplacement radial des pièces d'assemblage et introduisent ainsi un déséquilibre.

Les limitations imposées par la conception introduisent souvent des effets de déséquilibre qui ne peut pas être corrigé de manière adéquate par un raffinement de la conception. Par exemple, électrique les considérations de conception imposent une exigence qu'une bobine soit à un rayon plus grand que les autres dans un certain type d'armature universelle du moteur. Il n'est pas pratique de concevoir un déséquilibre de compensation dans l'armature.

Les pièces fabriquées, telles que les ventilateurs, se déforment souvent de manière non symétrique sous Conditions de service. Des considérations de conception et économiques empêchent l'adaptation des méthodes qui pourraient éliminer cette distorsion et ainsi réduire le déséquilibre qui en résulte. Idéalement, les pièces rotatives doivent toujours être conçues pour un équilibre inhérent, si une opération d'équilibrage doit être effectuée ou non. Où bas les vitesses de service sont impliquées et les effets d'une quantité raisonnable de un déséquilibre peut être toléré, cette pratique peut éliminer le besoin d'équilibrage.

Dans les pièces nécessitant des masses déséquilibrées pour des raisons fonctionnelles, ces masses peuvent souvent être contrebalancées en concevant pour la symétrie autour de l'axe de l'arbre. Un élément rotatif ayant une distribution de masse inégale, ou un déséquilibre, va vibrer en raison de la force centrifuge excessive exercée pendant la rotation par le côté le plus lourd du rotor. Le déséquilibre provoque la force centrifuge, qui en le virage provoque des vibrations. Au repos, la masse excédentaire n'exerce aucun effet centrifuge force et, par conséquent, ne provoque aucune vibration. Pourtant, le déséquilibre réel est toujours présent.

Le déséquilibre est donc indépendant de la vitesse de rotation et reste la même chose, que la pièce soit au repos ou qu'elle tourne (à condition que la pièce ne se déforme pas pendant la rotation). La force centrifuge, cependant, varie avec la vitesse.

Lorsque la rotation commence, le balourd exercera une force centrifuge tendant faire vibrer le rotor. Plus la vitesse est élevée, plus la force centrifuge est grande exercé par le déséquilibre et la vibration la plus violente. Centrifuge la force augmente proportionnellement au carré de l'augmentation de la vitesse. Si la vitesse est doublée, la force centrifuge quadruple; si la vitesse est triplée, la force centrifuge est multipliée par neuf.[12]

#### **2.4.5 Effets du déséquilibre et de la vitesse de rotation**

Comme cela a été montré, un rotor déséquilibré est un rotor dans lequel l'axe d'inertie principal ne coïncide pas avec l'axe de l'arbre. Lorsqu'il est mis en rotation dans ses roulements, un rotor déséquilibré provoquera des vibrations périodiques et exercera une force périodique sur les roulements du rotor et leur structure de support. Si la structure est rigide, la force est plus grande que si la structure est flexible (sauf à la résonance). En pratique, les structures de support ne sont ni

entièrement rigides ni entièrement flexibles, mais quelque part entre les deux. Le support de palier de rotor offre une certaine retenue, formant un système masse-ressort avec amortissement et ayant une seule fréquence de résonance. Lorsque la vitesse du rotor est inférieure à cette fréquence, l'axe d'inertie principal du rotor se déplace radialement vers l'extérieur. Cette condition est illustrée sur la figure 2.13A. [12]

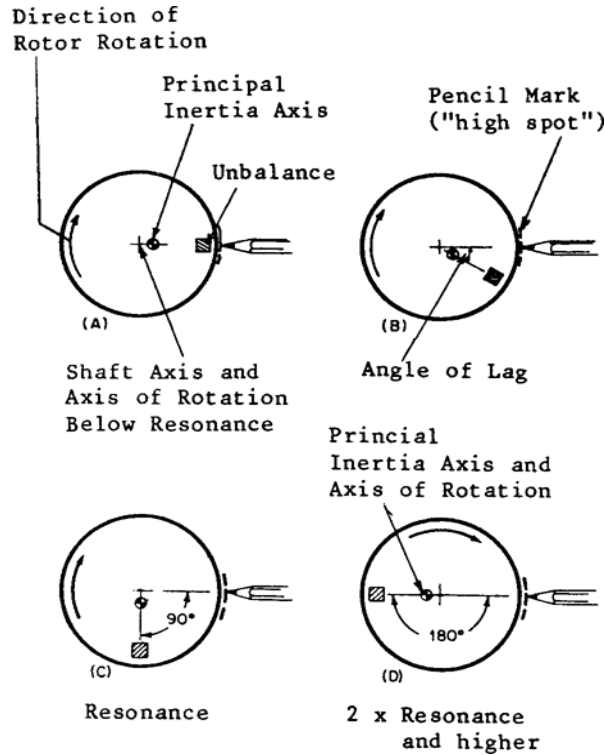


Fig 2.13 Angle de décalage et migration de l'axe de rotation. [12]

Si un crayon doux est maintenu contre le rotor, le point dit haut est marqué à la même position angulaire que celle du balourd. Lorsque la vitesse du rotor est augmentée, il y a un petit décalage temporel entre l'instant où le balourd passe le crayon et l'instant où le rotor sort suffisamment pour entrer en contact avec lui. Cela est dû à l'amortissement du système. L'angle entre ces deux points est appelé «angle de décalage» (voir la figure 2.13B). Au fur et à mesure que la vitesse du rotor augmente, la résonance du rotor et de sa structure de support se produit; à cette vitesse, l'angle de décalage est de  $90^\circ$  (voir la figure 2.13C). Lorsque le rotor passe à travers la résonance, il y a de grandes amplitudes de vibration et l'angle de décalage change rapidement. Au fur et à mesure que la vitesse augmente, les vibrations disparaissent à nouveau; lorsqu'il est augmenté à près de deux fois la vitesse de résonance, l'angle de décalage approche  $180^\circ$  (voir la figure 2.13D). A des vitesses supérieures à environ deux fois la vitesse de résonance, le rotor a tendance à tourner autour de son axe d'inertie principal à amplitude de vibration constante; l'angle de décalage (à toutes fins pratiques) reste de  $180^\circ$ . Sur la figure 2.13, un crayon doux est maintenu contre un rotor déséquilibré. En (A) un point haut est marqué. L'angle de décalage entre le balourd et le point haut

augmente de  $0^\circ$  (A) à  $180^\circ$  en (D) lorsque la vitesse du rotor augmente. L'axe de rotation est passé de l'axe de l'arbre à l'axe principal d'inertie.

La figure 2.14 montre l'interaction de la vitesse de rotation, de l'angle de décalage et de l'amplitude des vibrations lorsqu'un rotor est accéléré par la fréquence de résonance de son système de suspension. .[12]

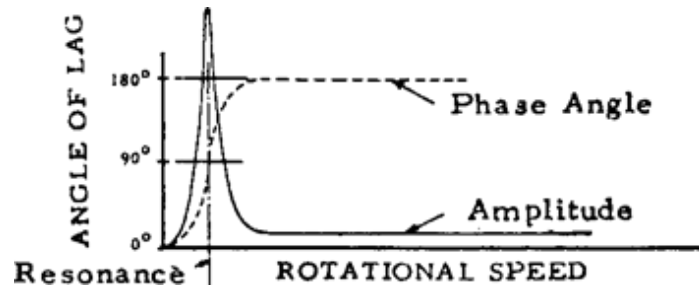


Fig 2.14 Angle de décalage et amplitude de vibration par rapport à la vitesse de rotation.[12]

#### 2.4.6 La machine d'équilibrage

La machine d'équilibrage comme outil de mesure est nécessaire pour détecter, localiser et mesurer le déséquilibre. Les données fournies par l'équilibreur permettent de changer la distribution de masse d'un rotor, qui, lorsqu'elle est faite avec précision, équilibrera le rotor. Le solde est une quantité nulle, et est donc détecté en observant une absence de déséquilibre. L'équilibreur ne mesure que le déséquilibre, jamais équilibre.

La force centrifuge agit sur toute la masse d'un élément rotatif, poussant chaque particule vers l'extérieur et loin de l'axe de rotation dans une direction radiale. Si la masse d'un élément rotatif est uniformément répartie autour de son axe d'arbre, la pièce est «équilibrée» et tourne sans vibration. Cependant, s'il existe un excès de masse d'un côté d'un rotor, la force centrifuge agissant sur ce côté lourd dépasse la force centrifuge exercée par le côté léger et tire tout le rotor dans la direction du lourd côté. .[12]

#### 2.5 TYPES DE DESEQUILIBRE

Les paragraphes suivants expliquent les quatre différents types de balourds définis par la norme ISO n° 1925 internationalement acceptée sur la terminologie de l'équilibrage. Pour chacun des quatre cas mutuellement exclusifs, un exemple est représenté, illustrant le déplacement de l'axe principal d'inertie par rapport à l'axe de l'arbre provoqué par l'addition de certaines masses de balourd dans certaines distributions à un rotor parfaitement équilibré. [12]

2.5.1 Déséquilibre statique

Le déséquilibre statique, anciennement appelé déséquilibre de force, est illustré à la figure 2-8 ci-dessous. Il existe lorsque l'axe principal d'inertie est déplacé parallèlement à l'axe de l'arbre. Ce type de balourd se trouve principalement dans les pièces étroites en forme de disque telles que les volants et les roues de turbine. Elle peut être corrigée par une seule correction de masse placée en face du centre de gravité dans un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre, et coupant le CG. .[12]

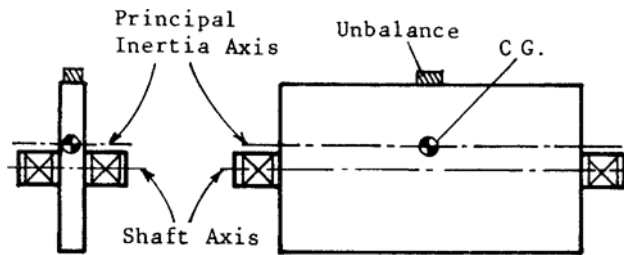


Fig 2.15 Déséquilibre statique. .[12]

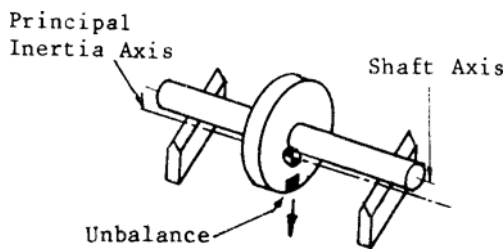


Fig 2.15A. Disque concentrique avec balourd statique.

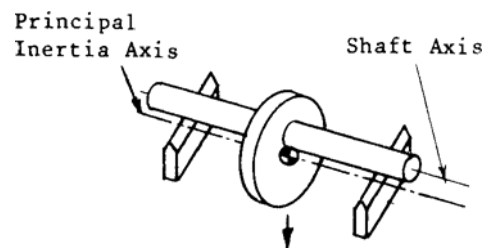


Fig 2.15B. Disque excentrique, donc balourd statique.

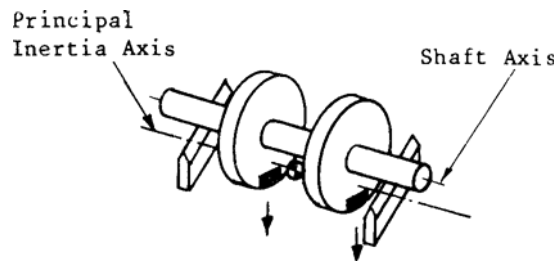


Fig 2.15C. Deux disques de masse égale et de balourd statique identique, alignés pour donner un assemblage statiquement déséquilibré.

Le déséquilibre statique, s'il est suffisamment important, peut être détecté avec des méthodes d'équilibrage conventionnelles de type gravité. La figure 2.15A montre un rotor concentrique avec une masse de balourd sur les bords des couteaux. Si les couteaux sont de niveau, le rotor tournera jusqu'à ce que le point lourd ou déséquilibré atteigne la position la plus basse. La figure 2.8B montre une condition équivalente avec un rotor excentrique. Le rotor avec deux masses de balourd

égales équidistantes du CG comme illustré à la Figure 2.15C est également déséquilibré statiquement, puisque les deux masses de balourd pourraient être combinées en une masse située dans le plan du CG. Le balourd statique peut être mesuré plus précisément par des moyens centrifuges sur une machine d'équilibrage que par des moyens gravitationnels sur des lames de couteau ou des rouleaux. L'équilibre statique n'est satisfaisant que pour les pièces en forme de disque à rotation relativement lente ou pour les pièces assemblées ultérieurement sur un Rotor qui est ensuite équilibré dynamiquement en tant qu'ensemble. .[12]

### 2.5.2 Déséquilibre du couple

Le déséquilibre de couple, anciennement appelé déséquilibre de moment, est illustré sur les figures 2.16 et 2.16A. C'est cette condition pour laquelle l'axe principal d'inertie coupe l'axe de l'arbre au centre de gravité. Cela se produit lorsque deux masses à balourd égales sont positionnées aux extrémités opposées d'un rotor et espacées de  $180^\circ$  l'une de l'autre. Puisque ce rotor ne tournera pas lorsqu'il est placé sur des lames de couteau, une méthode dynamique doit être employée pour détecter le déséquilibre de couple. Lorsque la pièce est tournée, chaque extrémité vibre dans des directions opposées et donne une indication de la répartition inégale des masses du rotor.

Le déséquilibre de couple est parfois exprimé en gramme · pouce · pouce ou gramme · pouce<sup>2</sup> (ou once-pouce<sup>2</sup>), la deuxième dimension en pouces faisant référence à la distance entre les deux plans de déséquilibre.

Il est important de noter que le déséquilibre de couple ne peut pas être corrigé par une seule masse dans un seul plan de correction. Au moins deux masses sont nécessaires, chacune dans un plan transversal différent (perpendiculaire à l'axe de l'arbre) et à  $180^\circ$  opposé l'une à l'autre. En d'autres termes, un déséquilibre de couple a besoin d'un autre couple pour le corriger. Dans l'exemple de la figure 2.16B, par exemple, une correction pourrait être effectuée en plaçant deux masses à des positions angulaires opposées sur le corps principal du rotor. L'emplacement axial du couple de correction n'a pas d'importance tant que sa valeur est égale en amplitude mais opposée en direction au couple de déséquilibre. .[12]

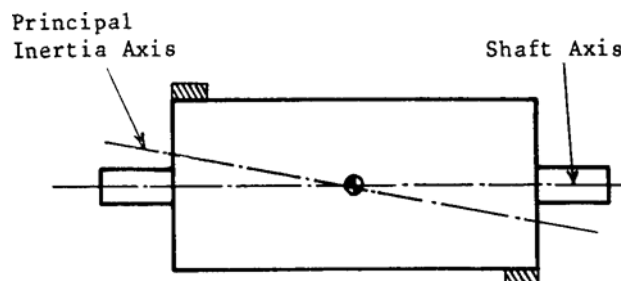


Fig 2.16 Déséquilibre du couple. .[12]

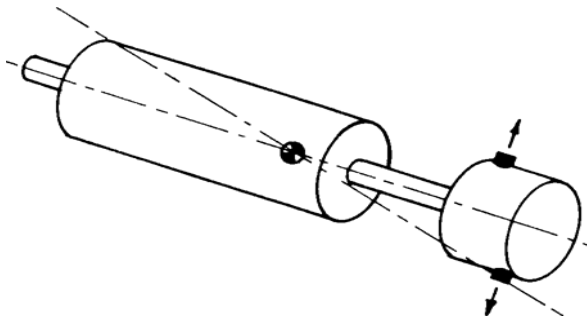


Fig 2.16B Accoupler les déséquilibres dans le composant du rotor extérieur.

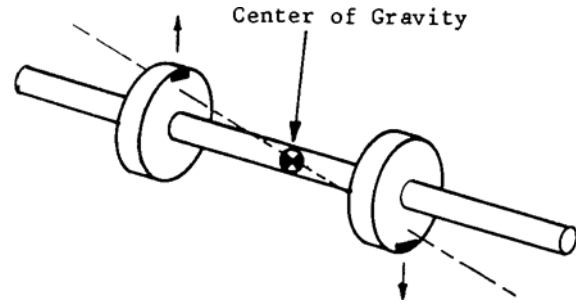


Fig 2.16A Les disques de la figure 2.15C, réalignés pour annuler le déséquilibre statique, ont maintenant un déséquilibre de couple.

### 2.5.3 Déséquilibre quasi-statique

Le déséquilibre quasi-statique, Figure 2.17, est la condition de déséquilibre pour laquelle l'axe central principal d'inertie coupe l'axe de l'arbre en un point autre que le centre de gravité. Il représente la combinaison spécifique de balourd statique et de couple où la position angulaire d'un composant de couple coïncide avec la position angulaire du balourd statique. Il s'agit d'un cas particulier de balourd dynamique. [12]

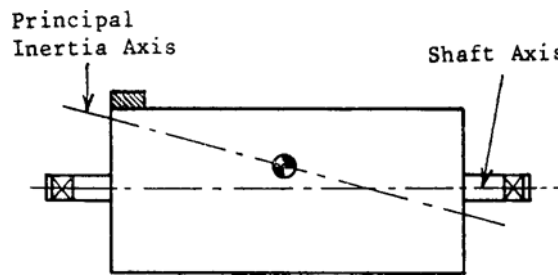


Fig 2.17 Déséquilibre quasi-statique. [12]

### 2.5.4 Déséquilibre dynamique

Le déséquilibre dynamique, figure 2.18 est tout déséquilibre résolu à au moins deux plans de correction ( c'est -à- dire les plans dans lesquels une correction d'équilibrage est effectuée en ajoutant ou en supprimant poids ). Le déséquilibre dans chacun de ces deux plans peut être le résultat de nombreux déséquilibres dans de nombreux plans, mais les effets finaux peuvent être caractérisés à seulement deux avions dans presque toutes les situations. Un exemple de cas dans lequel plus de deux plans sont nécessaires est flexible des rotors (c'est-à-dire des rotors longs fonctionnant à des vitesses élevées). Les vitesses élevées sont considérées comme tours par minute (tr / min) supérieurs à environ 80% du premier point critique du rotor vitesse.

Cependant, dans plus de 95% de tous les rotors ordinaires (p. Ex., Les impulseurs de pompe, armatures, générateurs, ventilateurs, accouplements, poulies, etc.), équilibre dynamique à deux plans est suffisant. Par conséquent, les rotors flexibles ne sont pas traités dans ce document car du faible nombre en activité et du fait que des personnes spécialement formées l'usine du fabricant



effectue presque toujours des opérations d'équilibrage. En déséquilibre dynamique, les deux déséquilibres n'ont pas à être égaux en entre eux, et ils ne doivent pas non plus avoir de référence angulaire particulière l'un par rapport à l'autre. Par exemple, ils peuvent être à 0 (en phase), 10, 80 ou 180 degrés l'un de l'autre.

Bien que la définition du déséquilibre dynamique couvre toutes les situations à deux plans, une compréhension des composantes du déséquilibre dynamique est nécessaire pour que ses causes peuvent être comprises. En outre, une compréhension des composants le rend plus facile à comprendre pourquoi certains types d'équilibrage ne fonctionnent pas toujours avec de nombreux machines d'équilibrage plus anciennes pour rotors en porte-à-faux et rotors très étroits.

Les principales composantes du déséquilibre dynamique comprennent le nombre de points de déséquilibre, la quantité de déséquilibre, les relations de phase et la vitesse du rotor. [11]

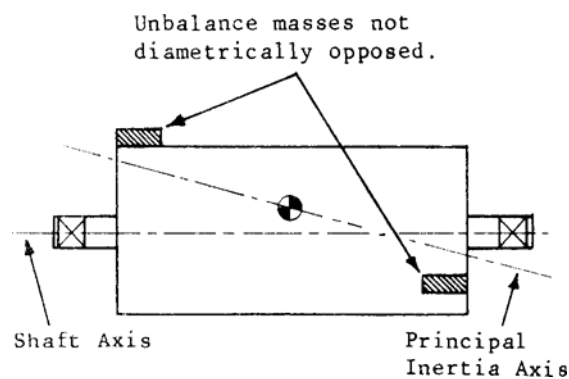


Fig 2.18 Déséquilibre dynamique. [12]

### a. Points de Déséquilibre

La première considération de l'équilibrage dynamique est le nombre de points de déséquilibre sur le rotor, car il peut y avoir plus d'un point de déséquilibre dans un rotor assemblage. Cela est particulièrement vrai dans les assemblages de rotor avec plus d'un élément, tel qu'un ventilateur à trois rotors ou une pompe à plusieurs étages. [11]

### b. Montant Du Desequilibre

L'amplitude de chaque point de déséquilibre doit être connue pour résoudre les problèmes d'équilibre. La plupart des machines d'équilibrage dynamiques ou des instruments d'équilibrage in situ sont capables d'isoler et de définir la quantité spécifique de déséquilibre à chaque point sur le rotor. [11]

### c. Relation De Phase

La relation de phase de chaque point de déséquilibre est le troisième facteur qui doit être connu. Les instruments d'équilibrage isolent chaque point de déséquilibre et déterminent leur

relation de phase. Tracer chaque point de déséquilibre sur un graphique polaire ceci. En termes simples, un tracé polaire est un affichage circulaire de l'extrémité de l'arbre. Chaque point du déséquilibre est situé sur le tracé polaire sous la forme d'une radiale spécifique, allant de 0 à 360 degrés. [11]

#### **d. Vitesse Du Rotor**

La vitesse du rotor est le dernier facteur à prendre en compte. La plupart des éléments rotatifs sont équilibrés à leur vitesse de fonctionnement normale ou au-dessus de leur plage de vitesse normale.

En conséquence, ils peuvent être déséquilibrés à certaines vitesses qui ne sont pas incluses dans la solution d'équilibrage. À titre d'exemple, les roues et les pneus de votre voiture sont équilibré dynamiquement pour des vitesses allant de zéro au maximum attendu vitesse (c'est-à-dire, 80 miles par heure). À des vitesses supérieures à 80 miles par heure, ils peuvent être hors de l'équilibre. [11]

### **2.5.5 Modes d'équilibrage**

#### **2.5.5.1 Equilibrage sur site**

L'équilibrage d'un rotor tournant sur ses propres paliers, sans être démonté, est appelé équilibrage sur site. Il s'agit de la méthode d'équilibrage la plus pratiquée par le personnel de la maintenance. [13]

- a) Le rotor est équilibré dans des conditions de fonctionnement normales (charges, températures, vitesse.. ).
- b) Le démontage, le réassemblage et le réalignement ne sont pas nécessaires.

#### **2.5.5.2 Equilibrage sur atelier**

L'équilibrage sur atelier à équilibrer est pratique lorsque l'origine du balourd est la rupture ou tout au moins la détérioration d'une partie du rotor, il est évident qu'il faut d'abord le remettre en état avant de l'équilibrer, il faut donc le démonter. De plus si le balourd a créé des vibrations très importantes, il y a des risques que les roulements ou la structure aient été endommagés.

### **2.6 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons traité la définition des machines tournantes et nous avons ciblé l'organe le plus important, qui est le rotor. En à définis ce dernier et ces différents types. Est cité l'un parmi les anomalies (Balourd). En fin on a parlé sur les types de déséquilibre.



---

*CHAPITRE 03*

---

**Application**

---

### **3.1 INTRODUCTION**

Dans cette partie on va entamer notre étude de cas au niveau de l'entreprise DML Laghouat cette entreprise est déroulée sur la maintenance et la correction du défaut de balourd sur un rotor GE 3002.

Dans ce chapitre on va définir la structure du DML et l'organisation du département maintenance industrielle (MI) et les services concernés par la turbine à Gaz et définir la méthode de détection de balourd et les méthodes de correction du balourd au niveau d'atelier.

### **3.2 PRESENTATION DE L'ENTREPRISE**

La direction de maintenance de Laghouat (DML) est une direction nationale de la division de transport, qui a son tour à recours à sa propre maintenance. Equipée et bien organisée, cette entreprise étant l'outil d'entretien et de maintenance de tous les équipements du transport des hydrocarbures en Algérie.

#### **3.2.1 Création de la DML**

La DML a été créée suite à la décision N°01 (R7) du 16 Avril 1987 portant organisation générale de la Sonatrach et elle était modifier par les décisions A 001. (RB) et A 001 (R5) de 04 Juillet et 1<sup>er</sup> Novembre 1989 et la décision A 367 (Ri) du 16 Mai 1990 portant organisation de structure chargée des activités liées au développement et à l'exploitation du réseau du transport des hydrocarbures par canalisation.

#### **3.2.2 Les activités de la direction**

- Elaboration et développement des procédures et outils maintenance.
- Révisions générales des machines tournantes.
- Maintenance des turbines à gaz industrielle.
- Fabrication de pièces de rechanges.
- Interventions spéciales sur les canalisations des hydrocarbures (GAZ & OIL)

## 3.2.3 Organisation de DML

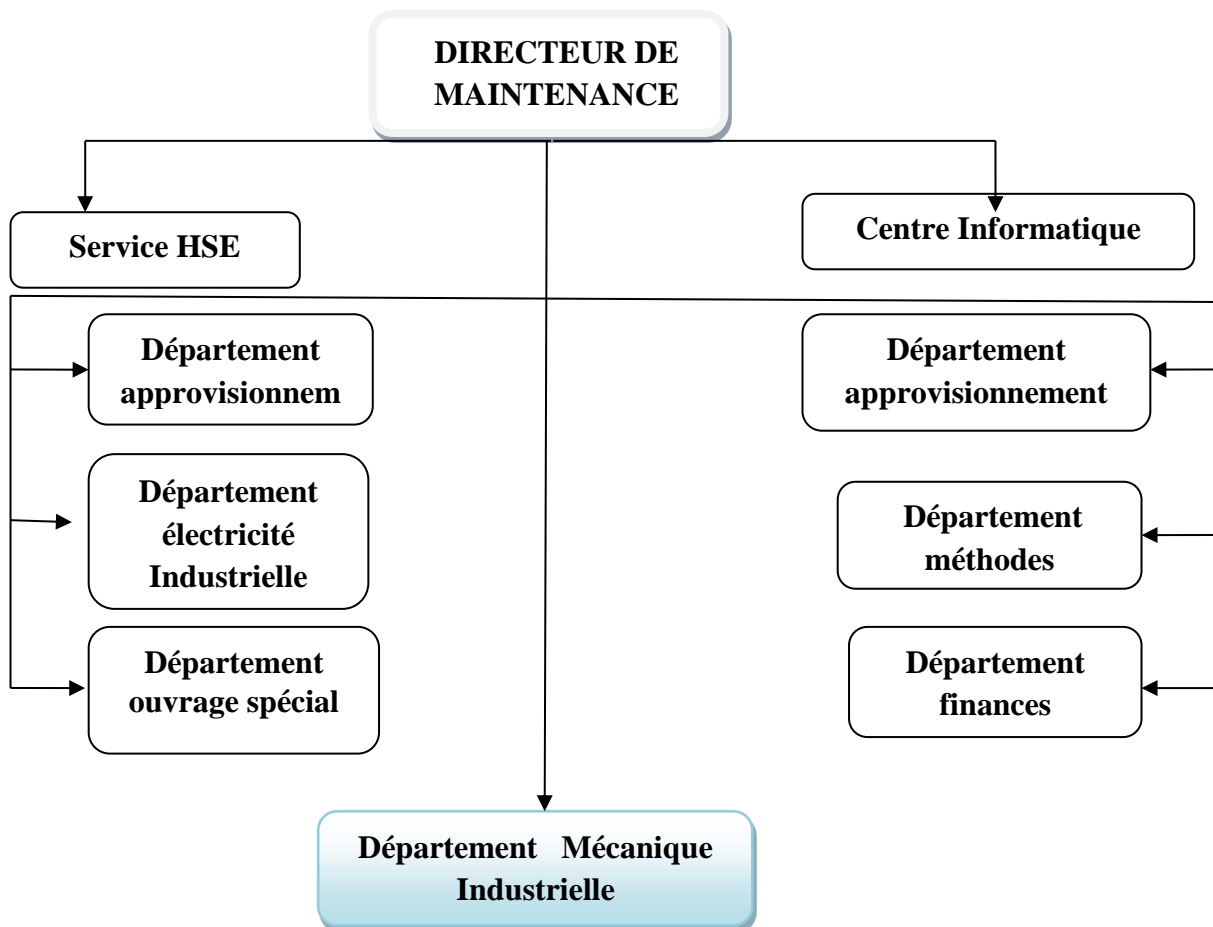


Fig 3.1 : Structure organisationnelle de DML

## 3.2.3.1 Missions du département Méthodes &amp; Ordonnancement

- Elaboration du plan de charge annuel et pluriannuel en collaboration avec les directions régionales pour assurer la maintenance des niveaux 3, 4 et 5 des installations industrielles.
- La réception des demandes de travail, leur programmation et répartition entre les structures de la direction chargée de la réalisation.
- La gestion et mise à jour des manuels et procédures de maintenance. > Organisation et animation des groupes pour l'élaboration des gammes opératoires de la maintenance des niveaux 3, 4 et 5 des machines tournantes.
- Etablissement et analyse des ratios de maintenance.
- Analyse et optimisation des coûts de maintenance.
- Gestion des données de l'activité maintenance et mesure des performances.
- Gestion de la documentation technique de référence des installations industrielles.
- Tenue à jour des normes et standards de la direction.

- Gestion technique et économique des matériels et des Pièces de rechange.
- Mise en place et gestion des procédures de contrôle qualité et contrôle réglementaire des moyens.
- Réalisation d'études spécifiques en matière de maintenance.
- Amélioration du processus Méthodes et ordonnancement.

### 3.2.3.2 Missions du département mécanique industriel

- Réalisation de la maintenance des niveaux 3,4 et 5 des machines tournantes.
- **Cellule de vibration analyse et diagnostic des machines tour.**
- Maintenance en atelier des ensembles et sous-ensembles de turbines, pompes et compresseurs.
- Réalisation des travaux de modernisation des équipements.
- Fabrication de la pièce de rechange spécifique pour les besoins de transport par canalisation (TRC).
- Réparation des pièces des machines tournantes.
- Contrôle de conformité des pièces fabriquées ou réparées.
- Réalisation des analyses, essais, mesures et expertises.

### 3.2.4 Organisation du département (M.I)

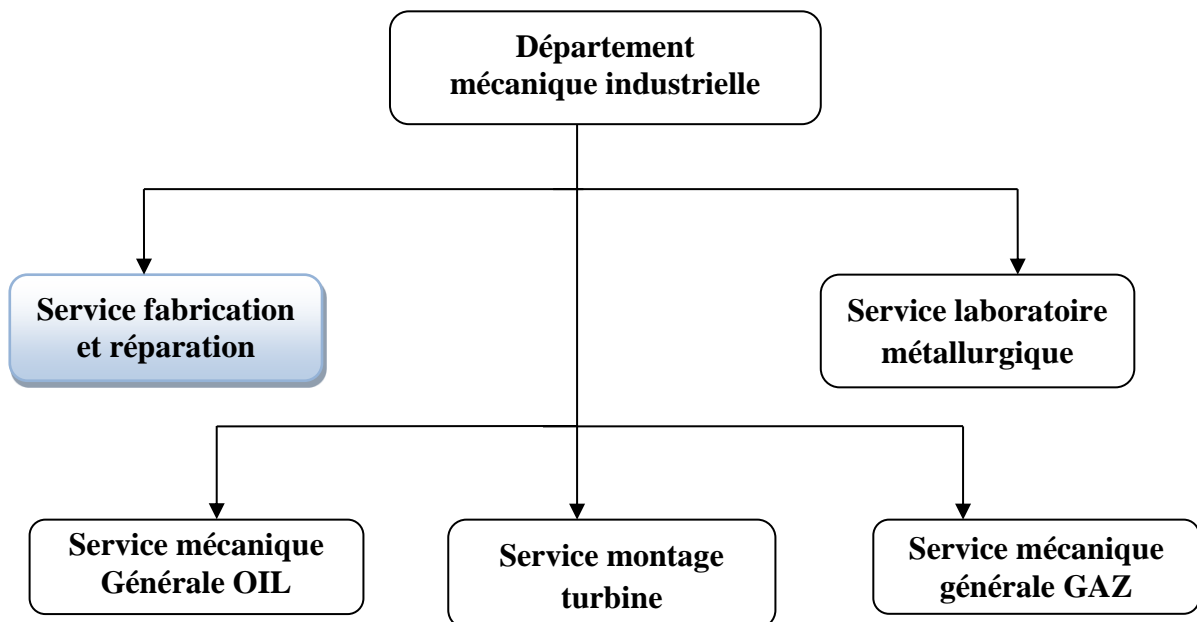


Fig 3.2 : structure d'organisation du département MI.

**Service fabrication et réparation**

Notre activité était au niveau de ce service. Il est considéré parmi les sous-services au niveau du département maintenance industrielle concerné par la fabrication des pièces de rechange du turbine et la réparation des défauts et des pannes sur la turbine et les rotors. Parmi les différents défauts traités on trouve :

- Le défaut de balourd.
- Le défaut de mauvais serrage.
- Défaut de jeux d'accouplement.
- Défaut de palier.

**3.3 EQUILIBRAGE DE TAG****3.3.1 Turbine GE 3002****3.3.1.1 Descriptions de tag**

La turbine à gaz MS 3002 est une machine à entraînement mécanique, à arbre double et cycle simple, utilisant du gaz naturel pour son démarrage et son fonctionnement. Les sections qui suivent donnent une description détaillée de la turbine, les dimensions et poids pertinents, ainsi que le point d'implantation et la description des éléments constitutifs. La turbine à gaz proprement dite se compose d'un compresseur axial à 13 étages, 6 chambres de combustion agencées à 90° par rapport à l'axe horizontal de la turbine, une turbine haute pression à étage unique (1 étage) qui entraîne le compresseur et ses équipements auxiliaires, ainsi qu'une turbine basse pression à étage unique (2ème étage) qui entraîne la charge.

**3.3.1.2 Principes de fonctionnement**

- D'abord, le rotor de la turbine HP atteint 20% de la vitesse de rotation nominale grâce à un dispositif de lancement (turbine à détente).
- L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux à la chambre de combustion ou le combustible est débité sous pression; une étincelle de haute tension allume le mélange air combustible.
- Après l'allumage, le combustible continuera d'être injecté dans les chambres et crée une flamme (combustion continue).
- les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine IHP/compresseur qui à son tour fait augmenter la pression de refoulement du compresseur.
- Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine BP commence à tourner et les deux arbres de la turbine accélèrent jusqu'à atteindre la vitesse de service.



- Les produits de la combustion se détendant d'abord à travers la roue haute pression en suite à travers la roue basse pression : la rotation de l'arbre du compresseur entraine les auxiliaires avec lui.
- A la détente BP, les gaz chauds font tourner l'arbre de puissance (ainsi que la charge) avant d'être évacuer à l'atmosphère.
- Quand on regarde du côté Admission on voit que le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

### 3.3.2 Défauts et anomalies

Toutes les machines tournantes tel que (Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs...): elles sont constituées d'organes en rotation, suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou des machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournent à des vitesses de rotation différentes.

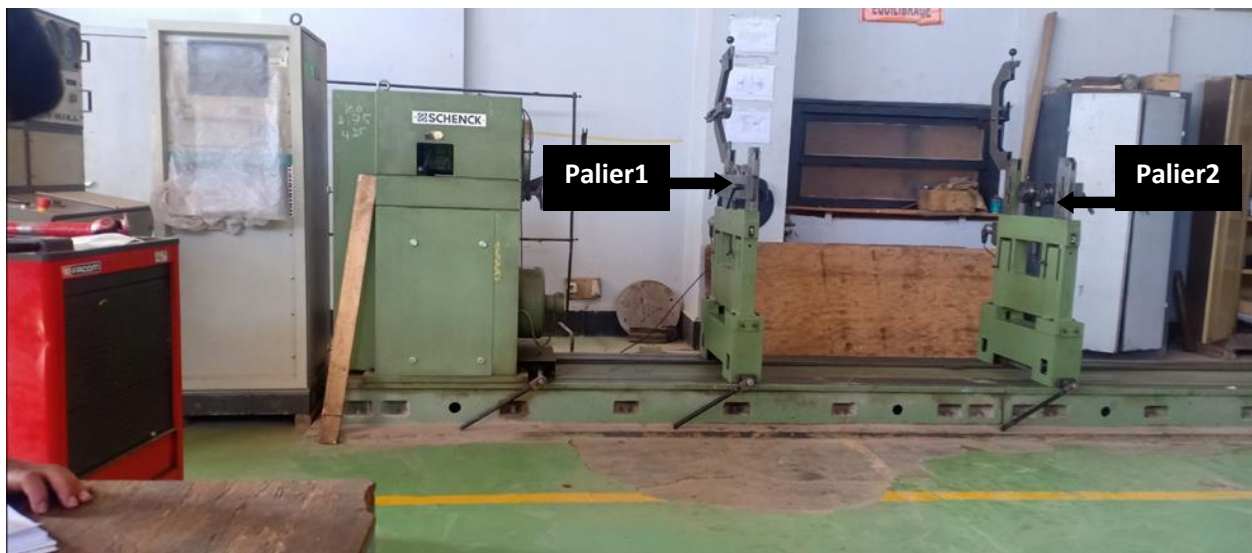
**Tab 3.1:** les différents type d'anomalies à l'origine des vibrations

Anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 × frot	Radiale	<i>Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse</i>
Balourd	1×frot	Radiale	<i>- Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. - Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales</i>
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4× frot	Radiale	<i>Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales</i>
Défaut d'alignement	2 ×frot	Axial et radiale	<i>Vibration axiale est en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire</i>
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	<i>Vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue en suite</i>
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	

### 3.3.3. Résolution d'un problème équilibrage

#### 3.3.3.1 Présentation du problème

- 
- Lorsqu'une turbine à gaz telle que la GE 3002 installée au niveau de la **TRC 304** présente des vibrations anormales durant son exploitation, son rotor se trouve en état d'instabilité qui provoque son déséquilibre.
- Ce déséquilibre est détecté au niveau du lieu d'exploitation par la chaîne d'instrumentation (Bentley-Nevada MARK VI) qui mesure l'amplitude des grandeurs vibratoires et les comparent au seuil d'alarme. Pour de la turbine à gaz GE 3002, ce seuil vaut pas atteint la valeur de **12 mm/s**.
- Dans le cas où le seuil d'alarme est atteint, suite à un défaut de balourd, une demande d'intervention est formulée à l'intention de la DML pour que les services de cette dernière puissent intervenir.
- Dans notre cas, l'intervention a nécessité le démontage et le transport du rotor en question vers le département mécanique industrielle et plus précisément le service fabrication et réparation, atelier équilibrage. Au niveau de ce dernier va s'effectuer la réception du rotor présentant le défaut de balourd pour être pris en charge selon un mode opératoire organisé.
- Le mode opératoire pour régler le problème du déséquilibre du rotor suite au balourd sera basé sur l'équilibreuse du fabricant Allemand SCHENCK (Figure 3.3).



#### Caractéristiques principales

- Limites de charge (kg) : min=20, maxi=3200
- Charge max /palier (rotor symétrique) (kg) : 2200
- Diam max du rotor au-dessus du banc (mm) : 2100
- Ecartement max des paliers (mm) :2400
- Plage de vitesse (200 à 1635) rpm

**Fig 3.3** : machine à équilibrer type H5U SCHENCK

### 3.3.3.2 Modes opératoire

#### Phase 100 : préparations et nettoyages

#### Phase 110 : Préparation rotor

1. Nettoyage du rotor (souffler le rotor). Le nettoyage est effectué par un opérateur en utilisant un compresseur d'air.
2. Nettoyer surface de contact d'arbre avec l'équilibreuse. Le nettoyage de surface se fait avec un tissu en lin.



Fig 3.4 : Présentation des rotors.

#### Phase 120 Préparation de l'équilibreuse

1. Souffler l'équilibreuse. L'opération de soufflage est effectuée par un opérateur en utilisant un compresseur d'air.
2. Régler les deux paliers. Le réglage des paliers est effectué avec un opérateur qualifié. Le transport des paliers se fait manuellement sur un chemin de fer qui porte les paliers.
3. Régler l'angle des ponts des paliers d'après le rayon d'arbre.



Fig 3.5 : Presentation des ponts et des portes paliers

4. Réglage des paliers (p1 et p2) d'après le tableau les rayons de correction R1 et R2. Le réglage est effectuer par un tableau crée par le fabricant pour consulte les angles et la vitesse de rotation.

Tableau des Valeurs Géométriques et des Tolérances d'équilibrage des différents Types des Rotors

Type d'organe d'équilibrage	O de palier 1	O de palier 2	O de courroie	Rayon de Correction 1	Rayon de Correction 2	Tolérance	Vitesse d'équilibrage
Rot Comp THM	80 mm	110 mm	316	120 mm	115 mm	2 grs	600 tr/min
HP THM	100 mm	160 mm	/	115 mm	115 mm	1,1 grs	600 tr/min
BP THM	100 mm	130 mm	/	110 mm	120 mm	1,1 grs	600 tr/min
Rot Comp Raston	63,4 mm	63,4 mm	255 mm	111 mm	111 mm	180 grs.mm	600 tr/min
HP Raston	63,4 mm	101,7 mm	160 mm	143 mm	145 mm	0,7 grs	600 tr/min
BP Raston	76 mm	120 mm	160 mm	200 mm	200 mm	0,5 grs	600 tr/min
Rot Comp Solar	44,5 mm	44,5 mm	75 mm	87,15 mm	92,075 mm	P1,0	1200 tr/min
HP Solar	44,5 mm	44,5 mm	93 mm	95,75 mm	95,25 mm	0,15 grs	1200 tr/min
Rot Comp GE	127 mm	165 mm	/	263 mm	315 mm	1270 grs.mm	400 tr/min
BP GE	163 mm	185 mm	/	253 mm	215 mm	508 grs.mm	400 tr/min
Rot Comp Tornado	75 mm	105 mm	/	84 mm	133 mm	130 grs.mm	900 tr/min
HP Tornado	76 mm	180 mm	/	84 mm	240 mm	P1, 180 grs.mm P2, 230 grs.mm	900 tr/min
BP Tornado	100 mm	160 mm	/	110 mm	205 mm	P1, 160 grs.mm P2, 180 grs.mm	900 tr/min
Mot de Lanc Tornado	89 mm	80 mm	380 mm	120 mm	165 mm	2 grs	400 tr/min
ABB TL GE	/	/	/	208 mm	208 mm	2 grs	600 tr/min
ATLE GE	/	/	310 mm	191 mm	143 mm	2 grs	400 tr/min
Pompe B	93 mm	92 mm	/	130 mm	130 mm	1 grs	600 tr/min
P-nage DZ	100	100	/	120 mm	120 mm	1 grs	800 tr/min
Rot Comp IB	/	/	/	263 mm	263 mm	1653 grs.mm	500 tr/min
Rot Comp EB	152 mm	152 mm	/	296 mm	296 mm	71,43 grs.mm	400 tr/min
Rot AT BRUCH	140 mm	140 mm	/	643 mm	260 mm	2 grs	400 tr/min
Mot EL Rotator GFL	110 mm	95 mm	/	93 mm	190 mm	2 grs	400 tr/min

Fig : 3.6 Tableau des valeurs géométriques



Fig 3.7 : Présentation des angles des paliers

**Phase 200 transport du rotor GE3002**

1. Transporter le rotor par un pont roulant de 10 tonnes. Le transport est effectué par un opérateur qualifié avec une commande d'utilisation pour la translation du pont.



Fig 3.8 : Présentation du pont roulant



## 2. Mise en place du rotor sur l'équilibreuse.

- Elle doit se faire avec une très grande vigilance en utilisant un dispositif de levage associé au pont roulant.
- Le dispositif en question, c'est une structure sous la forme d'une poutrelle en H mécanosoudé ayant un gousset centrale qui reçoit le crochet du palan du pont roulant et deux goussets extrêmes qui reçoivent les crochets des sangles d'attaches.
- Les sangles d'attache normalisées sont passées autour du rotor au niveau de ses points rigides.
- Le positionnement du rotor complet se fait par la manœuvre des déplacements du pont roulant, jusqu'à ce que l'axe du rotor trouve correctement sa place sur l'équilibreuse.



Fig 3.9 : Mise en place du rotor

## 3. Contrôler la qualité de surface du rotor GE3002. Le contrôle est effectué par un opérateur qualifié en utilisant les instruments de métrologie mécanique tel que il faut la précision du la lecture.



Fig 3.10 : Les instruments de métrologie mécanique

- Coupler le rotor avec l'accouplement de l'équilibreuse. Le couplage est effectué par un opérateur qualifié par des boulons pour assurer l'accouplement.



Fig 3.11 : L'accouplement

**Phase 300 le mise en marche de l'équilibreuse**

- Prendre les mesures caractéristiques du rotor .le relevé des caractéristiques de rotor ce fait avec des appareils de mesure spécifié.

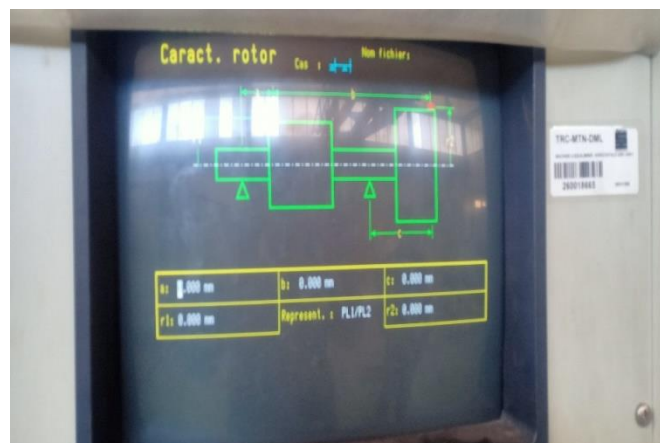
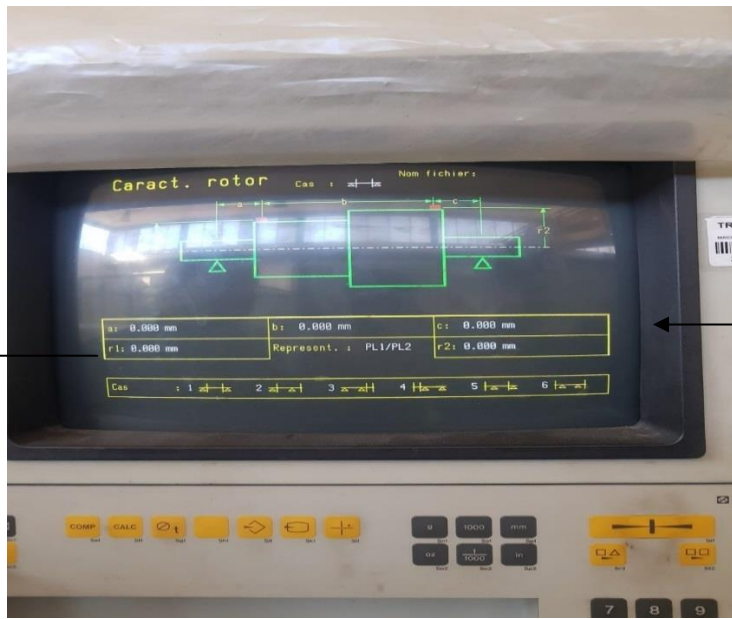


Fig 3.12 : L'affichage des caractéristiques

- Préciser la position des paliers (intérieur ou bien à l'extérieur).le choix de position de paliers se fait par rapport la longueur et la forme du rotor.



Ecran d'affichage

Partit de commande

a=230.0 mm	b=2270.0 mm	c= 435.0 mm	
r1=265.0 mm	Represent : PL1/PL2	r2=235.0 mm	
Represent. : 1 PL1/PL2	2 Stat/Mom	3Mom/stat	4 Stat

Fig 3.13 : L'affichage des résultats

**Phase 310 la 1<sup>er</sup> rotation du rotor**

1. Faire tourner le rotor avec une basse vitesse à partir de 100 tr/mn pour capter le balourd d'accouplement. La première rotation est faite par l'opérateur pour détecter le balourd d'arbre d'accouplement.



Fig 3.14 : L'affichage du balourd d'accouplement

2. Corriger le défaut de balourd d'accouplement en faisant tourner le rotor à 180° afin éliminer le défaut de balourd détectée.



Fig 3.15 : Présentation des angles de rotation

**Phase 400 : Détection et correction du défaut de balourd**

**Phase 410 : Détection du balourd initial**

Faire tourner progressivement le rotor avec une vitesse angulaire variant de 0 à 400 tr/min pour capter son balourd initial. A noter que suite à des essais, le constructeur préconise la vitesse de 400 tr/min qui convient comme vitesse de rotation réelle du rotor.



Affichage de l'angle et de la masse du balourd initial

Fig 3.16 : Écran d'affichage de la valeur de balourd

Suite à l'affichage fourni par l'équilibreuse, on ajoute une masse  $m_1=28.9g$  à  $22^\circ$  sur le palier 1 et une masse  $m_2=38.4$  à  $277^\circ$  sur le palier 2. Les masses  $m_1$  et  $m_2$  ajoutées sont des masses d'essai pour corriger ou bien éliminer le défaut de balourd initial. L'obtention des valeurs des masses  $m_1$  et  $m_2$  Au niveau de l'équilibreuse peut être expliqué comme suit :

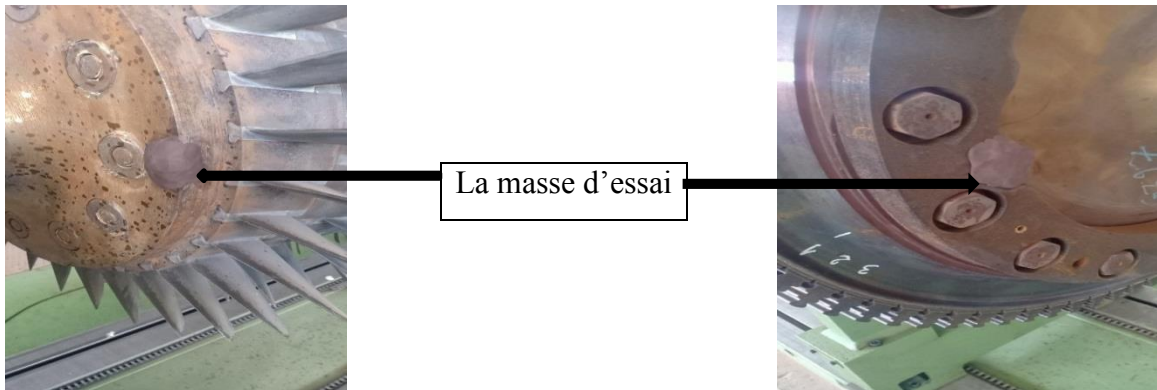
- La mise en place de la masse d'essai doit conduire à une représentation graphique telle que le vecteur  $B_1 \cdot B_0$  , de tarage soit du même ordre de grandeur que le vecteur balourd initial  $B_0$
- La masse d'essai doit au moins faire varier l'amplitude de la vibration de 20% ou sa phase de  $20^\circ$ . Une méthode généralement employée est de calculer une masse  $m$  qui génère une force équivalente au 10% du poids du rotor, soit :



$$m = \frac{1}{N} \times \frac{1}{R} \times \frac{M}{10} \times \frac{9,81 \times 3600}{4\pi^2} \times \frac{1}{V^2} \quad (3.1)$$

Avec :

- **N** : nombre de plans.
- **R** : rayon de situation de la masse d'équilibrage.
- **V** : vitesse de rotation en tr/min.
- **M** : masse du rotor en kg [14]



**Fig 3.17** : Présentation de la masse d'essai

- La méthode adoptée par l'équilibreuse pour le calcul du balourd initial est donnée par le développement suivant :
- Si on considère que les accélérations mesurées au droit de chaque palier sont dues à l'influence de masses que l'on place arbitrairement dans les deux plans d'équilibrage disponibles.

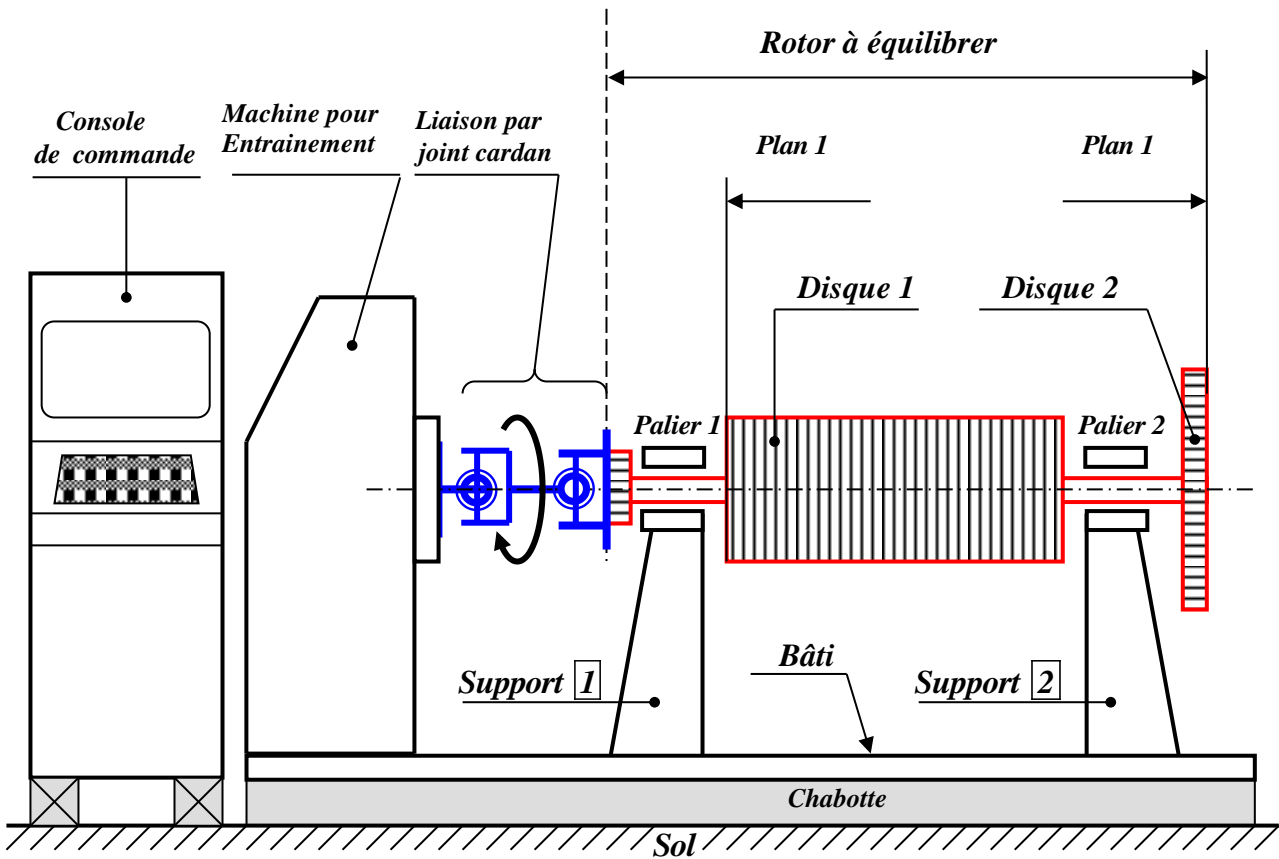


Fig3.18 : Modélisation d'équilibreuse

**1°. Technique d'équilibrage monoplan**

- Si on note  $B_1$  et  $B_2$  .les balourds initiaux inconnus en position et en masse, on obtient donc les équations en accélération des vibrations suivantes (pour chaque direction) .[14]

$$a_1 = \alpha_{11} B_1 + \alpha_{12} B_2 \tag{3.2}$$

$$a_2 = \alpha_{21} B_1 + \alpha_{22} B_2 \tag{3.3}$$

Avec :

- $a_i$  : accélération des vibrations au palier  $i$
- $\alpha_i$  : constante de direction

Or, il est impossible de résoudre directement ce système de deux équations, car il présente six inconnues (seules  $V_1$  et  $V_2$ , sont connues après mesure) .[14]

On procède donc par additions successives de masses qui permettent d'établir six équations avec six inconnues et par conséquent, de déterminer les balourds d'origine  $B_1$  et  $B_2$  en masse et direction.

On note :

$a_{10}$  Les accélérations des vibrations initiales.

$a_{11}$  Les accélérations des vibrations après addition d'une masse  $M_1$  dans le disque 1.

$a_{12}$  Les accélérations des vibrations après addition d'une masse  $M_2$  dans le disque 2.

A partir des accélérations des vibrations initiales :

$$a_{10} = \alpha_{11} B_1 + \alpha_{12} B_2 \quad (3.4)$$

$$a_{20} = \alpha_{21} B_1 + \alpha_{22} B_2 \quad (3.5)$$

En ajoutant une masse  $M_1$  dans le plan 1, on obtient :

$$a_{11} = \alpha_{11} (B_1 + M_1) + \alpha_{12} B_2 \quad (3.6)$$

$$a_{21} = \alpha_{21} (B_1 + M_1) + \alpha_{22} B_2 \quad (3.7)$$

En enlevant  $M_1$  et en ajoutant une masse  $M_2$  dans le plan 2, on obtient les accélérations des vibrations suivantes :

$$a_{12} = \alpha_{11} B_1 + \alpha_{12} (B_2 + M_2) \quad (3.8)$$

$$a_{22} = \alpha_{21} B_1 + \alpha_{22} (B_2 + M_2) \quad (3.9)$$

On obtient alors un système de 6 équations à 6 inconnues dont la résolution donne :

$$\alpha_{11} = \frac{a_{11} - a_{10}}{M_1} \qquad \alpha_{12} = \frac{a_{12} - a_{10}}{M_1}$$

$$\alpha_{21} = \frac{a_{21} - a_{20}}{M_2} \qquad \alpha_{22} = \frac{a_{22} - a_{20}}{M_2}$$

$$B_1 = \frac{\alpha_{22} a_{10} - \alpha_{12} a_{20}}{\alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{21} \alpha_{12}} \quad \longleftrightarrow \quad B_1 = m_{c1} e^{i\lambda c1} \quad (3.10)$$

$$B_2 = \frac{\alpha_{21} a_{20} - \alpha_{11} a_{10}}{\alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{21} \alpha_{12}} \quad \longleftrightarrow \quad B_2 = m_{c2} e^{j\lambda c2} \quad (3.11)$$

Ainsi, connaissant les balourds initiaux  $B_1, B_2$ , on peut réaliser l'équilibrage en plaçant les balourd de corrections  $B_{c1}$  et  $B_{c2}$  de même masse que  $B_1$  et  $B_2$  mais situés à l'opposé sur les disques d'équilibrage concernés. [14]

### 2° Technique l'équilibrage multi-plan

Lorsqu'on s'intéresse à un rotor constitué de l'assemblage de plusieurs machines, deux plans ne suffisent plus pour réaliser un équilibre convenable. En fait, le nombre de plans nécessaires est égal à la somme des plans qu'il faudrait pour équilibrer chaque élément individuellement.

Le principe de l'équilibrage multipliant est aussi utilisé pour équilibrer les rotors "Flexibles". C'est-à-dire lorsque le rotor ne peut plus être considéré comme rigide, soit à fréquence de rotation proche de la fréquence de résonance. Ce cas n'est pas étudié dans ce cours.

Cette généralisation se fait en passant à la formulation matricielle des équations de vibration.

On avait pour deux plans :

$$V_{10} = \alpha_{11} M_1 + \alpha_{12} M_2 \quad (3.12)$$

$$V_{20} = \alpha_{21} M_1 + \alpha_{22} M_2 \quad (3.13)$$

Soit :

$$\begin{Bmatrix} V_{10} \\ V_{20} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

On peut généraliser à  $n$  plans. On obtient l'équation suivante :

$$\{a\}=[T]\{M\} \quad (3.15)$$

Où :

[T] = matrice de transfert (n) ligne, (n) colonnes.

{a}= vecteur colonne d'ordre (n)                    nombre de plans d'équilibrage considérés.

{M}= vecteur colonne d'ordre (m)                    nombre de plans d'équilibrage possibles.

La réalisation de l'équilibrage se déroule alors en plusieurs étapes.[14]

### Phase 420 la rotation du rotor avec la masse de correction

1. Remplacer la masse d'essai ajoutée avec une masse réelle (boulon) ayant des poids bien précis. Ou bien procéder à l'enlèvement de la matière dans la phase inverse déclaré par l'équilibreuse.

Remarque : la correction du balourd se fait avec l'une des méthodes suivantes :

2. l'ajout du la matière réel.
3. Elimination de la matière du rotor avec des conditions bien précise.



Fig 3.19 : Présentation de la méthode d'élimination de la matière

### 3.4 CONCLUSION

En fin, On peut dire que les objectifs fixés et tracés dans notre plan de travail ont été atteints étant donné qu'on n'a pu dégager les actions à entreprendre. Nous avons pu, dans un premier temps d'écrire et analyser les différentes techniques de détections de défauts sur les machines tournants. Dans un deuxième temps appris comment détecter et corriger le défaut de balourd sur la turbine à gaz au niveau du rotor.

---

## **CONCLUSION GÉNÉRALE**

---

Au terme de ce mémoire, qui synthétise le projet de fin d'études de notre cursus universitaire au sein du département de génie mécanique de la faculté des sciences appliquées de l'université de Tiaret, le fait de traiter une problématique issue du milieu professionnel et industriel nous a donné l'occasion d'acquérir et de renforcer nos connaissances sur les réalités économiques et techniques du pays. En outre, le thème traité par notre projet de fin d'études nous a facilités en tant qu'étudiant l'intégration progressive dans notre future cadre de travail

On peut dire et juger que les objectifs fixés et tracés dans notre plan de travail ont été atteints à 75% étant donné qu'on n'a pu dégager les actions à entreprendre. Autrement dit, nous avons pu, dans un premier temps d'écrire et analyser les différentes techniques de détections de défauts sur les machines tournants. Dans un deuxième temps appris comment détecter et corriger le défaut de balourd sur la turbine à gaz au niveau du rotor.

En ce qui concerne les résultats obtenus, le fait de participer à une telle activité nous a montré la contrainte et le danger que présente un rotor déséquilibré sur le fonctionnement d'une turbomachine telle que la turbine à gaz GE3002.

Il est à noter que le manque de données pratiques ainsi que l'indisponibilité d'un historique entier et complet, met les résultats obtenus sujet à une comparaison réelle et à une revérification. Dans le but d'augmenter d'avantage la disponibilité de la turbine à gaz, le résultat de notre travail peut servir comme exemple pour initier les techniciens en maintenance des turbines à l'activité de diagnostic et remise en état des équipements.

---

---

# **RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

---

---

## **Chapitre 01**

- [1] Paresh Girdhar , C. Scheffer "Practical Machinery : Vibration Analysis and Predictive Maintenance", Elsevier, 2004.
- [2] Landolsi Foued, «Cours De Techniques de Surveillance, Partie I Surveillance Des Machines Par Analyse Vibratoire».
- [3] H. Faigner, " Stratégie de maintenance: analyse vibratoire des machines tournantes", polycope de cours.
- [4] Bolaers F, Dron J.P, Rasolofondraibe L, «Prédiction et suivi de l'évolution d'un 134 écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire». XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, (2003).
- [5] BOURGAIN.L, DART.R, BOURGAIN.J, " Machines tournantes et circuits pulsés", Edition Dunod,Paris 1988.
- [6] Philippe Arquès, Diagnostic prédictif et défaillances des machines : Théorie, traitement, analyse, reconnaissance, prédiction, TECHNIP, 2009.

## **Chapitre 02**

- [7] R. Gharbi "Analyse des phénomènes vibratoires en dynamique des rotors modélisation et expérimentation", mémoire de magister, Université de Batna, 2014
- [8] Andrew D. Dimarogonas, Stefanos A. Paipetis, Thomas G. Chondros,"Analytical Methods in Rotor Dynamics",Springer Science +Business Media Dordrecht, 2013
- [9] F.F. Ehrich,"Handbook of rotordynamics", Krieger publishing company, 1999.
- [10] H.Jeffcott, "The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of wirling speed-The effect of want of balance", Phil Magazine, vol 37 No 6, PP 304,1919
- [11] R. Keith Mobley," Maintenance Fundamentals" , ELSEVIER , 2004
- [12] Heinz P. Bloch and Fred K. Geitner ," machinery componen maintenance and repair" ,ELSEVIER, 2005
- [13] HATTO SCHNIEDER "Technique d'équilibrage", , édition originale allamende publiée par SPRINGER VERLAG BERLIN Heidelberg 2003.

## **Chapitre 03**

- [14] document entreprise sonatrach n°f23



---

---

# **A N N E X E S**

---

---

**Tableau des valeurs géométrique et des tolérances d'équilibrage des différents types des rotors**

Type D'organe A Equilibrer	Ø de palier 1	Ø de palier 1	Ø de palier 1	Rayon de correction 1	Rayon de correction 2	Tolérance	Vitesse D'équilibrage tr/min
Rot Comp THM	80 mm	110 mm	316 mm	120 mm	115 mm	2 grs	400 tr/min
HP THM	100 mm	100 mm	/	115 mm	115 mm	1.1 grs	600 tr/min
BP THM	100 mm	130 mm	/	110 mm	120 mm	1.1 grs	600 tr/min
Rot Comp Ruston	63.4 mm	63.4 mm	255 mm	111 mm	111 mm	180 grs.mm	600 tr/min
HP Ruston	63.4 mm	101.7 mm	100 mm	145 mm	145 mm	0.7 grs	600 tr/min
BP Ruston	76 mm	120 mm	100 mm	200 mm	200 mm	0.5 grs	600 tr/min
Rot Comp Solar	44.5 mm	44.5 mm	75 mm	57.15 mm	92.075mm	P1 :0.24 grs P2 :0.14 grs	1350 tr/min
HP Solar	44.5 mm	44.5 mm	43 mm	95.25 mm	95.25mm	0.15 grs	1200
Rot Comp GE	127 mm	165 mm	/	265 mm	235 mm	1270 grs.mm	400
BP GE	165 mm	165 mm	/	155 mm	235 mm	508 grs.mm	800
Rot Comp Tornado	76 mm	100 mm	/	84 mm	155 mm	130 grs.mm	900
HP Tornado	76 mm	100 mm	/	84 mm	240 mm	P1 :180 grs.mm P2 :230 grs.mm	900
Bp Tornado	100 mm	100 mm	/	110 mm	200 mm	P1 :160 grs.mm P2 :160 grs.mm	900
Mot De Lanc Tornado	80 mm	80 mm	280 mm	120 mm	105 mm	2 grs	400
ARB TL GE	/	/	/	208 mm	208 mm	2 grs	600
ATLE GE	/	/	310 mm	192 mm	145 mm	2 grs	400
Pompe BJ	95 mm	95 mm	/	130 mm	130 mm	1 grs	400
Pompe OZ2	100 mm	100 mm	/	170 mm	170 mm	1 grs	600
Rot Comp IR	/	/	/	265 mm	265 mm	1653 grs.mm	500
Rot Comp CB	152 mm	152 mm	/	296 mm	296 mm	71.43 grs.mm	400
Rot ALT BRUCH	140 mm	140 mm	/	440 mm	200 mm	2grs	400
Mot Ele Booster OH2	110 mm	95 mm	/	95 mm	180 mm	2grs	400

### الملخص

يكرس عمل هذه المذكرة في التطرق الى البدء من السياق الواسع لوظيفة الصيانة لمعالجة أنشطة الصيانة القائمة على الآلة، أي المراقبة الاهتزازية للألات الدوارة تطرقنا في التعريف بعملية الموازنة وهي عملية ماولة تسين التوزيع الكتلي للعضو الدوار بحيث يدور الجزء المتحرك في مامله دون خلق قوى طرد مركزية غير معوضه. تساعد الدورات المتوازنة على إطالة عمر الآلة الدوارة. وفي النهاية تمكنا أولاً من كتابة وتليل التقنيات المختلفة لاكتشاف الأعطال في الآلات الدوارة. ثانياً، تعلمت كيفية اكتشاف وتصحيح خطأ عدم التوازن في التوربينات الغازية على مستوى الدوار.

### RESUME

Le travail de cette mémoire de fin d'étude est consacré à partir du contexte large de la fonction de maintenance pour aborder une activité de maintenance conditionnelle, c'est-à-dire la surveillance vibratoire des machines tournantes. Nous avons abordé la définition du processus d'équilibrage, qui est le processus consistant à essayer d'améliorer la répartition de masse du rotor pour que la partie mobile tourne dans ses roulements sans créer Forces centrifuges non compensées. Les rotors équilibrés contribuent à prolonger la durée de vie de la machine tournante. Enfin, nous avons d'abord pu écrire et analyser différentes techniques de recherche de défauts dans les machines tournantes. Deuxièmement, j'ai appris à repérer et à corriger le défaut de déséquilibre de la turbine à gaz au niveau du rotor.

### ABSTRACT

The work of this end of study thesis is devoted from the broad context of the maintenance function to approach a conditional maintenance activity, that is to say the vibration monitoring of rotating machines. We have discussed the definition of the balancing process, which is the process of trying to improve the mass distribution of the rotor so that the moving part turns in its bearings without creating uncompensated centrifugal forces. Balanced rotors help extend the life of the rotating machine finally, we were first able to write and analyze different techniques for finding faults in rotating machines. Second, I learned how to spot and correct the gas turbine imbalance fault at the rotor level.