

Ce travail consiste à l'étude pratique de l'équilibrage dynamique des rotors de la turbine à gaz GE MS 3002 équipant les stations de pompage de pétrole.

L'étude portait sur la réalisation pratique de l'équilibrage à l'aide de la machine **SCHENK** disponible au niveau de la direction de maintenance de Laghouat ainsi que l'analyse des spectres à l'aide de logiciel **STUDIOVIB** récemment reçu par **SONATRACH**

This work consist of an application study of the equilibrium of dynamic The HP and BP rotors of the gas turbine MS 3002 covering the pumping station of oil the given study on the applied realization of equilibrium is supported with **SCHENK** machine at Laghouat maintenance direction. Besides, the analysis of aspects of vibration provided by **STUDIOVIB** logiciel recently received by **SONATRACH**.

هذا العمل الذي يركز على الدراسة التطبيقية للتوازن الديناميكي لعمود دوران لتربينه غازية GE MS3002 المتواجدة في محطات الضخ البترولية وذلك باستعمال آلة SCHENK المتوفرة على مستوى مديرية الصيانة بلاغواط وأيضا تحليل الأطياف باستخدام برنامج STUDIOVIB المستقدم حديثا من طرف سونا طراك.

# TABLE DES MATIERES

## INTRODUCTION

### *Chapitre I*

#### *GENERALITES*

I.INTRODUCTION.....	01
I .1.Les différents types de vibrations .....	01
I.1. 1 Vibration périodique.....	02
I. 1 .1 .1 Vibration harmonique .....	02
I. 1.1.2 Somme de vibrations.....	03
I.1.1.3 Représentation des vibrations périodiques.....	03
I.1.2.1 Vibration aperiodique.....	04
I.1.2.2 Vibration pseudo-périodique.....	04
I.1.2.3 Vibration transitoire.....	05
I.1.2.4 Vibration aléatoire.....	05
I.2 Caractéristiques d'une vibration.....	06
I.2.1 Amplitude .....	06
I.2.2 Fréquence.....	06
I.2.3 Phase.....	06
I.3 Grandeur de mesure des vibrations mécaniques.....	06
I.3.1 Déplacement vibratoire.....	06
I.3.2 Vitesse vibratoire .....	07
I.3.3 Accélération vibratoire .....	07
I.3.3.1 valeur crête /crête .....	07
I.3.3.2 Valeur crête.....	08
I.3.3.4 valeur moyenne.....	08
I.4 Fréquence Propre.....	09

### *Chapitre II*

#### *Description de la turbine à gaz MS 3002*

II.1	Présentation de la turbine à gaz MS 3002.....	11
II.2	Principe de fonctionnement.....	12
II.3	Les sections principales de la turbine à gaz MS 3002.....	13
II.3.1	Section compresseur .....	13
II.3.2	Section combustion.....	15
II.3.3	Section turbine.....	18
II.4	Partie accessoire de la turbine .....	21

### *Chapitre III*

#### *Etude de maintenance de la turbine à gaz MS 3002*

III.	Définition de la maintenance.....	22
III.1.	Les formes de la maintenance.....	22
III.1.1.	La maintenance corrective.....	22
III.1.2	La maintenance préventive systématique.....	22
III.1.3	La maintenance préventive conditionnelle.....	23
III.2	Les fonctions d'un service maintenance.....	25
III.2.1	Fonction méthode.....	25.
III.2.2	La fonction d'ordonnancement.....	25
III.2.3	La fonction de la préparation.....	25
III.2.4	La fonction de lancement.....	25
III.2.5	La fonction d'exécution.....	25
III.2.6	La fonction de la gestion des stocks.....	26
III.2.7	La fonction de la gestion des coûts.....	26
III.3	La maintenance appliquée sur les turbines à gaz MS3002.....	26
III.3. 1	La maintenance conditionnelle .....	26
	(Inspection en fonctionnement)	
III.3.2	La maintenance systématique.....	27
	(Les inspections à l'arrêt)	
III.3.2.1	Inspection de combustion.....	27
	(Combustion inspection CI)	
III.3.2.2	Inspection du parcours des gaz chauds .....	28
	(Hot gaz path inspection HGPI)	

III.3.2.3 Inspection majeur (major inspection MI).....	28
Ou révision générale	
III.4 Procédure d'une révision générale.....	28
III.4.1 Préparation .....	28
III.4.2 Démontage .....	30
III.4.3 Réparation des pièces endommagées .....	29
Et préparation pour le remontage	
III.4.4 Remontage.....	29
III.4.5 Inspection des systèmes de commande et de protection.....	30
III.4.6 Teste de démarrage et essai.....	30
III.5 La maintenance d'amélioration .....	30
(Passage à la nouvelle technologie pour la turbine à gaz MS 3002)	

## *Chapitre IV*

### *Analyse vibratoire et relevée de vibration*

IV.1 Objet étudié.....	32
IV.1.1 Historique.....	32
IV.1.3 Objectifs.....	36
IV.2 Plan d'essais .....	36
IV.2.1 Démarche .....	36
IV.2.2 Moyens de mesure .....	36
IV.2.2.1 Moyens de mesure mobile .....	36
IV.2.2.2 moyens de mesures fixes.....	42
IV.2.3 point de mesure et condition de fonctionnement .....	42
IV.2.4 Données de référence .....	
IV.3 Analyse vibratoire .....	46
IV.3.1 résultats globaux.....	46
IV.3.2 Analyse détaillée.....	47
IV.3.3 Interprétation .....	49
IV.4 Manifestations spectrales du balourd.....	50

*Chapitre V*  
*Problème de balourd*

Introduction.....	51
V.1 Différents balourds.....	52
V.1.1 Balourd statique.....	52
V.1.2 Couple de balourds.....	53
V.1.3 Balourd quasi statique.....	54
V.1.4 Balourd dynamique .....	55
V.2 Origine de balourds sur les rotors.....	55
V.2.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds.....	55
V.2.2 Balourd d'origine mécanique .....	56
V.2.2.1 Perte d'ailette, rupture d'une aube, etc.....	56
V.2.2.2 Modification du montage.....	56
V.2.2.3 Érosion. Dépôt de matière .....	56
V.2.2.4 Fluage, défaut de virage .....	57
V.2.3 Balourd d'origine thermique .....	57
V.2.3.1 Déformation des rotors de turbine .....	57
V.2.3.2 Déformation des rotors d'alternateurs .....	57
Ou de moteurs électriques : balourd thermique	
V.2.3.3 Frottement. Balourd évolutif .....	58
V.2.4 Balourd hydraulique.....	58
V.3 Répartition du balourd sur le rotor .....	59
V.4 Effets des balourds sur les vibrations .....	60
V.4.1 Mouvement de rotor et vibration.....	60
V.4.1.1 Vibrations synchrones .....	60
V.4.1.2 Non linéarités.....	61
V.4.1.3 Faux- ronds. Excentricité .....	61
V.4.2 Vibration d'un rotor rigide sous l'influence d'un balourd.....	61
V.4.2.1 Vibrations dues à un balourd statique .....	61
V.4.2.2 Vibrations dues à un balourd dynamique.....	62
V.4.2.3 Vibrations dues à un balourd complexe.....	62

V.4.2.4 Comparaison entre l'effet d'un balourd.....	62
Statique et l'effet d'un balourd dynamique	
V.4.3 Variation torseur des balourds.....	64
V.4.3.1 Situation normale, anormale. Sensibilité .....	64
V.4.3.2 Définition des torseurs des balourds.....	66
V.4.5 Vibration .....	68

## *Chapitre VI*

### *Equilibrage dynamique en pratique*

VI.1.Introduction.....	70
VI.1.1.Rotor en état rigide : .....	70
VI.1.2.Rotor en état flexible.....	70
VI.2 Méthode des coefficients d'influence.....	70
IV.2.1 Définition des coefficients d'influence.....	72
IV.1.2 Détermination des coefficients d'influence.....	72
Et des balourds de correction	
IV.2.3 Minimisation par les moindres carrés.....	72
IV.2.4 Prise en compte du faux rond.....	73
IV.3 Organisation des phases d'équilibrage.....	74
IV.4 Equilibrage dynamique Rotor GG-GE/ MS 3002 en pratique.....	75
IV.4.1 Désignation de l'opération : inspection & équilibrage.....	75
IV.4.2 Compte rendu technique.....	75
IV.4.3 Moyens utilisés.....	75
IV.4.4 Constatations.....	76
IV.4.5 Travail effectué.....	76
IV.4.6 Relevés des concentricités.....	77
IV.4.7 Affiché les données de rotor HP.....	78

IV.4.8	Résultat d'équilibrage.....	80
IV.4.9	Faire la correction par enlèvement de masse (par ajoute dans autre cas).....	81
IV.5	Equilibrage dynamique de rotor BP – GE/ MS 3002 en pratique.....	82
IV.5.1	Désignation de l'opération Inspection & Equilibrage.....	82
IV.5.2	Compte rendu technique .....	82
IV.5.3	Moyens utilisés.....	83
IV.5.4	Constations .....	83
IV.5.5	Travail effectué.....	83
IV.5.6	Contrôle géométrique .....	84
IV.5.7	Affiché les données de rotor BP.....	85
IV.5.8	Résultat d'équilibrage.....	88
IV.5.9	Faire la correction par enlèvement de masse (par ajoute dans autre cas).....	90

#### CONCLUSION GENERALE

#### LES ANNEXES

#### BIBLIOGRAPHIE





## TABLE DES FIGURES

Figure (I.1) : Système masse ressort.....	01
Figure (I.2) : vibration harmonique.....	02
Figure (I.3) : superposition de deux vibration harmoniques.....	03
Figure (I.4) :Représentation de vibrations périodique..... en fonction du temps et des fréquences	04
Figure (I.5) : vibrations pseudo- périodiques.....	04
Figure (I.6) :Vibration transitoire.....	05
Figure (I.7) : Vibrations aléatoires .....	05
Figure (I.8) : Grandeurs d'une vibration harmonique.....	06
Figure (1.9) : valeurs crête /crête, crête, moyenne..... et efficace d'une vibration sinusoïdale.	07
Figure (I .10) : système masse-ressort amortisseur.....	09
Figure (II.1) : présentation de turbine MS 3002.....	11
Figure (II-2) : rotor du compresseur de la turbine à gaz.....	14
Figure (II.3) : Enveloppe de combustion.....	15
Figure (II-4) : chambre de combustion.....	16
Figure (II-5) : Détecteur de flamme.....	17
Figure (II-6) : Directrice à aubes variables(deuxième étage).....	19
Figure (II-7) : rotor HP et BP.....	20

Figure (II.8) : Accessoires et auxiliaires de la turbine MS 3002.....	21
Figure (III.1) Les Différents Types De Maintenance.....	24
Figure (IV.1) points de prise de mesure pour les capteurs fixes.....	42
Figure (IV.2) : points de mesure accélérométriques, en rouge.....	43
Les mesures réalisées avec nos capteurs mobiles, en brun	
Les points de mesure avec l'instrumentation fixe	
Figure (IV.3) points de mesure de déplacement Direction.....	43
Verticale uniquement	
Figure (IV.4) boîtier d'engrenage GE MS 3002.....	44
Figure (IV.5) zoom sur le relevé temporel .....	47
du déplacement au niveau du compresseur HP	
Figure (IV.6) : zoom sur le relevé temporel du déplacement au niveau de la pompe .....	48
Figure (IV.7) superposition des spectres 0 -200.....	48
Figure (IV. 8) superposition des spectres 0-200 Hz issus des accéléromètres installés.....	49
Figure (IV.9) manifestation spectrale de balourd .....	50
Figure (V.1) Balourd statique.....	52
Figure (V.2) couple de balourd.....	53
Figure (V.3) balourd quasi statique.....	54

Figure (V.4) balourd dynamique.....	55
Figure (V.5) : répartition du balourd sur le rotor.....	59
Figure (V.6) : modélisation de la répartition du balourd sur le rotor.....	59
Figure (V.7) : emplacement des masses d'équilibrages.....	63
Figure (V.8) influence sur les vibrations des paliers.....	63
Figure (V.9): déformation de la ligne élastique d'un rotor à 3 000 tr/mn.....	64
Figure (V.10) : définition d'un élément massique d'un rotor.....	66
Figure (V.11) : torseur des balourds.....	67
Figure (V.12) – Vibration générée par le balourd.....	68
Figure (VI.1) : Schéma de réglage d'une machine à équilibrer représente.....	78
les dimensions de rotor d'une compresseur avec HP par rapport les deux plans de correction	
Figure (VI.2) : balourd initial avec aubage HP sans patte de correction (aubage.....)	80
Figure (VI.3) : balourd résiduel final, HP TG 73.....	81
Figure (VI.4) : Schéma de réglage d'une machine à équilibrer.....	85
représente les dimensions du rotor BP par rapport les deux plans de correction	
Figure (VI.5) : Balourd initial (après montage des aubes et changement des couver plat).....	88

Figure (VI.6) : Balourd initial sans aubage.....89

Figure (VI.7) : Balourd résiduel final roue BP TC 411.....90

Ref : TU 82 143 D6610-1-D





Symbole	Nomenclature
$x$	Le Déplacement
$\omega$	La pulsation
$\varphi$	la phase de vibration
$T$	la période de vibration
$f$	fréquence
$t$	Le temps
$V$	La vitesse
$a$	L'accélération
$S_m$	la valeur crête
$X_{effe}$	La valeur efficace
$S_{moyen}$	la valeur moyenne
$K$	Cte de raideur
$C$	Coefficient d'amortissement
$F(t)$	La force appliquée sur la bas
$Kx(t)$	La force de rappel élastique
$Cv(t) :$	La force d'amortissement
$F$	La force centrifuge
$U$	Le balourd
$R$	Axe de rotation
$I$	Axe principale d'inertie
$G$	Centre de graviter
$M_i$	la position du balourd
$m_i$	La masse du balourd
$r_i$	La distance entre la masse du balourd et centre de rotation
$\alpha_i$	L'angle que fait la position de la masse par apport au repère tournant de référence
$\Omega$	Vitesse de rotation
$\omega_i$	pulsation propre
$Q_{3db,i}$	facteur d'amplification
$S^G$	Sensibilité globale
$\{V\}$	vecteur des balourds initiaux inconnus de dimension
$\{B\}$	vecteur des vibrations initiales de dimension
$[C]$	], la matrice des coefficients d'influence de dimension
$c_{ij}$	coefficients d'influence
$\{\varepsilon\}$	Le vecteur des vibrations résiduelles

Il est connu qu'une pièce « qui ne tourne pas rond » génère des efforts tournants dus aux balourds installés d'autant plus élevés que la vitesse de rotation augmente:

$$\text{Force centrifuge (N)} = \text{Masse (kg)} \cdot \text{Rayon (m)} \cdot \text{Vitesse de rotation}^2 \text{ (rad/s)}$$

Des vibrations de la machine en résultent, sous l'effet des forces développées par les paliers pour s'opposer aux forces des balourds. La manifestation la plus connue en est le franchissement d'une « vitesse critique », coïncidence d'une fréquence propre du rotor et de la vitesse de rotation. Dans aucun cas il ne doit y avoir contact entre rotor et stator, et l'intégrité de l'installation en fatigue doit être respectée. La solution est l'équilibrage, action consistant à minimiser le balourd du rotor.

Ponctuellement, le problème est très simple. Il consiste à ramener le centre de masse sur l'axe de rotation. En général, les rotors présentent plusieurs roues, disques, masses, ou accouplements ... montés sur un arbre qui est plus long que le plus grand diamètre extérieur. La difficulté rencontrée est que la distribution de balourd tout le long du rotor est inconnue et, par conséquent, que le balourd ponctuel ne peut être corrigé individuellement ! Une définition plus rigoureuse est donc que l'équilibrage est l'opération qui consiste à minimiser l'effet des balourds sur les vibrations du rotor et sur les efforts transmis aux paliers.

Les procédures utilisées consistent à appliquer, sur cette distribution inconnue de balourd, un ensemble fini de balourds correcteurs, de façon à ce que l'ensemble se comporte de façon satisfaisante. Il s'agit donc bien de la recherche d'un compromis, dont le résultat est lié aux conditions choisies pour réaliser l'opération d'équilibrage.

Le balourd résiduel qui gouverne la vibration synchrone correspond à une qualité intrinsèque de la machine, au même titre que ses performances énergétiques.

Les équilibrages de rotors rigides (à basse vitesse) et flexibles (à vitesse nominale ou in situ) seront présentés. Par contre, l'équilibrage des ensembles mobiles des machines



alternatives ne sera pas traité spécifiquement, car les efforts d'inertie des pistons ne sont pas d'origine centrifuge et ne tournent pas avec le rotor.

Dans ce mémoire on s'intéresse à l'équilibrage dynamique des rotors HP et BP de la turbine à gaz MS 3002, Cette étude est subdivisée en six chapitres comme suit:

-Premier chapitre : Rappel de notions fondamentales sur les phénomènes vibratoires et quelques différentiels nécessaires.

-Deuxième chapitre : Description de la turbine à gaz GE MS3002.

-troisième chapitre : Maintenance de la turbine à gaz GE MS3002.

-Quatrième chapitre : Analyse et relevée de vibrations.

-Cinquième chapitre : Problème de balourd et différents types de balourd

-sixième chapitre : Présentation de la méthode des coefficients d'influence et l'équilibrage dynamique des rotors en pratique.

Nous passerons maintenant la présentation de la direction de maintenance de LAGHOUAT (DML) lieu où a été réalisé notre stage et cette étude.

La société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures prend comme dénomination sociale SONATRACH, créée en 1963, plus exactement le 21/12/1963 par décret N°63.461. Elle emploie actuellement plus de 37000 personnes, elle est classée généralement parmi les douze grande compagnies pétrolières mondiale. Ses activités sont orientées spécialement vers la recherche, la production et la commercialisation des hydrocarbure vers les marchés d'Europe en particulier et les états unis, sans négliger en contre partie les besoins locaux.

La société SONATRACH est composée de plusieurs branches d'activités parmi lesquelles on peut citer la branche de transport par canalisation (TRC).

Cette dernière est constituée aussi de plusieurs directions de maintenance (DMN), chargées de la maintenance des machines tournantes (Maintenance des turbines à gaz, des pompes, des compresseurs, des moteurs et des alternateurs...etc.).

La DMN a été créée en janvier 1989. Elle devient en suite un centre efficace qui assure la maintenance des équipements de production installés toute au long des stations de pompage et de compression.

Elle d'une situation stratégique, puisqu'elle se trouve dans la wilaya de LAGHOUAT (centre du pays lui permet d'intervenir rapidement en cas d'incidence).

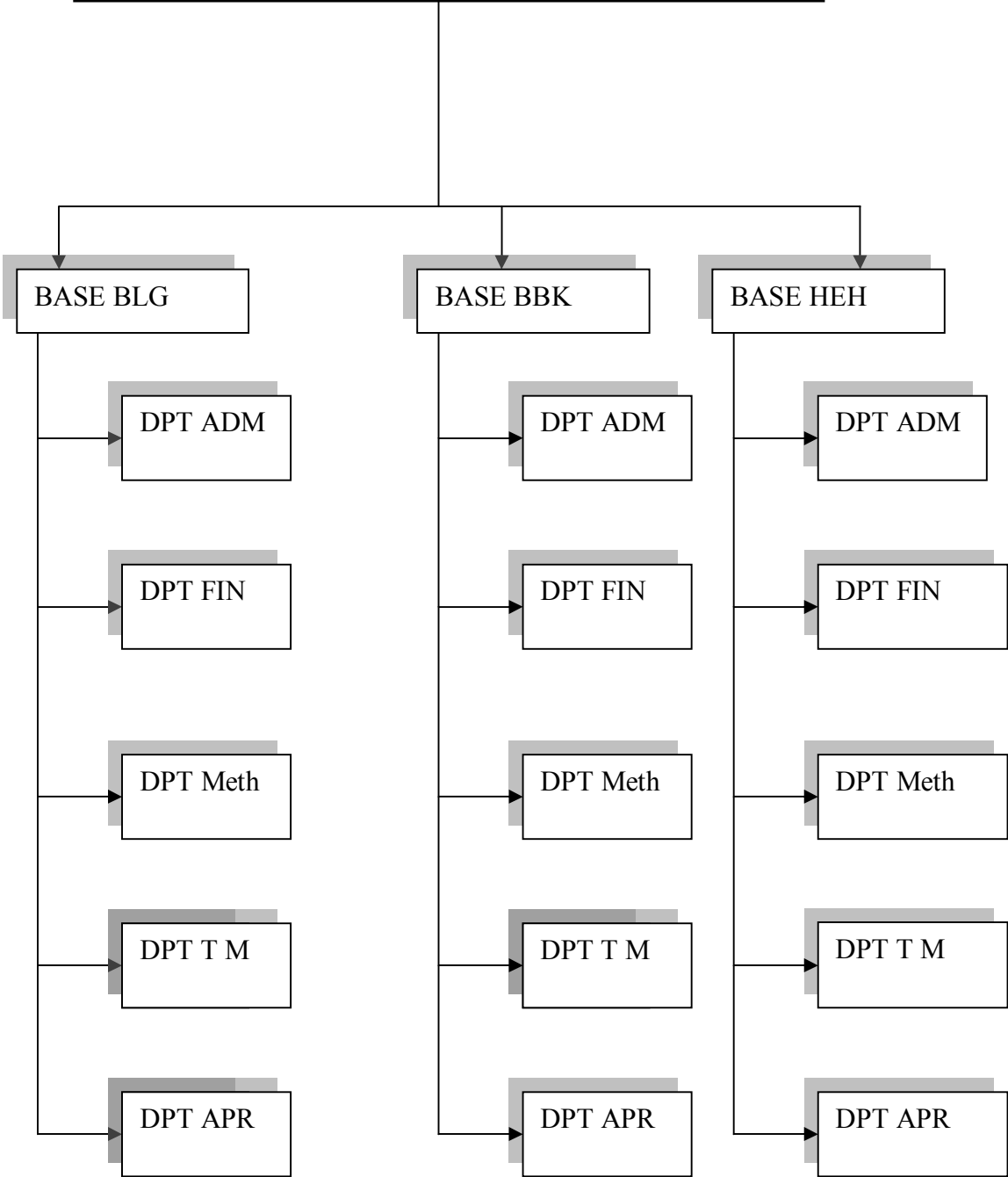
La DMN compte dans son organisation trois bases :

[Base de LAGHOUAT (MN BLG), Base de BISKRA (MN HEH), Base de HAUD EL HAMRA (MN HEH)].

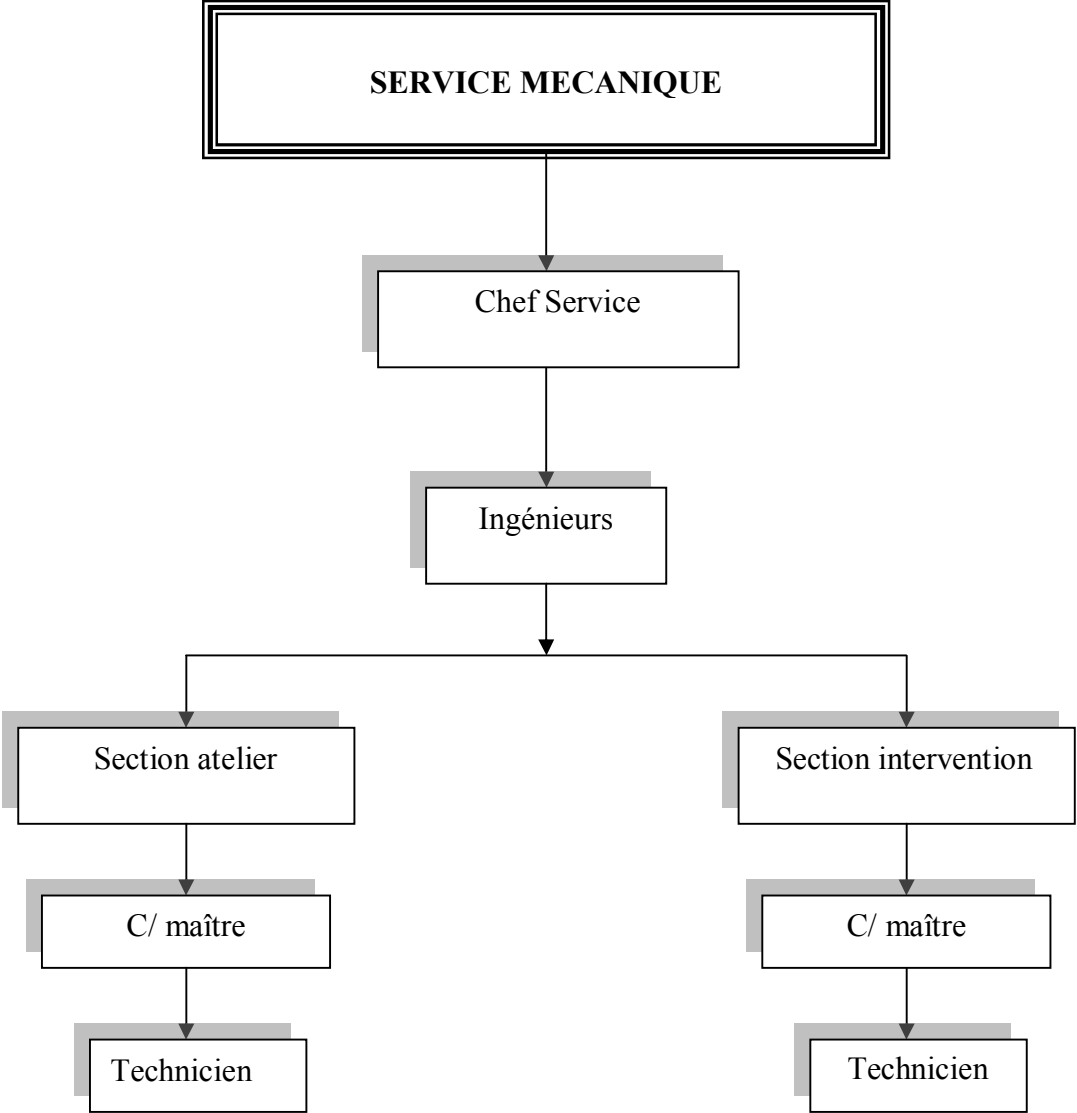
Et cinq départements :

[Département administration, Département finance, Département méthodes, Département technique de maintenance, Département approvisionnement et transport].

**DIRECTION MAINTENANCE**



Dans le département technique de maintenance on trouve le service de mécanique, leur structure est montrée dans l'organigramme suivant :



### **Les rôles de la DMN :**

- Maintenance des machines tournantes.
- Les révisions générales et partielles.
- Les modifications techniques.
- Les réparations et les interventions.
- Les travaux de piquage en charge.
- Le suivi de réalisation des projets d'extensions.

# Chapitre I.

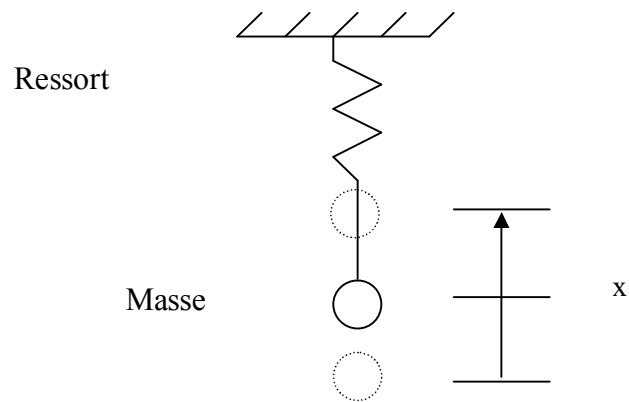
## généralité sur les vibrations

## I. INTRODUCTION:

On désigne par vibration la variation dans le temps d'une grandeur quelconque.

Une vibration est un mouvement d'un point ou d'un corps par rapport à sa position de référence ou aussi un mouvement autour d'une position de repos.

La figure (1.1) illustre la naissance d'une vibration due au déplacement d'une masse par rapport à une position d'équilibre dite de repos.



**Figure (I.1) : Système masse-ressort**

### I.1. Les différents types de vibrations :

Les vibrations sont classées en général d'après l'évolution d'une variable (de position) considérée dans le temps. Il s'agit en premier de vérifier leur reproductibilité dans le temps (périodicité) et d'observer en second leur forme (trajectoire).

On distingue ainsi les vibrations suivantes :

- périodique :
- apériodique :
- aléatoire :

### I.1.1 Vibration périodique:

C'est un mouvement oscillatoire qui se répète de la même façon à des intervalles de temps réguliers que l'on appelle période T.

On le qualifie de phénomène déterministe, ce mouvement peut être décrit par des équations mathématiques.

#### I.1.1.1 Vibration harmonique :

La forme de base d'une vibration périodique est une vibration harmonique (exemple : balourd d'un rotor) .Ce mouvement peut être décrit par l'équation mathématique suivante.

$$X(t)=x \sin (\omega t +\varphi)$$

Avec: X : amplitude maximale de vibration :

$\omega$ : pulsation du mouvement:

$\varphi$  : la phase de vibration

On peut écrire aussi :  $x(t) = x(t+ T)$

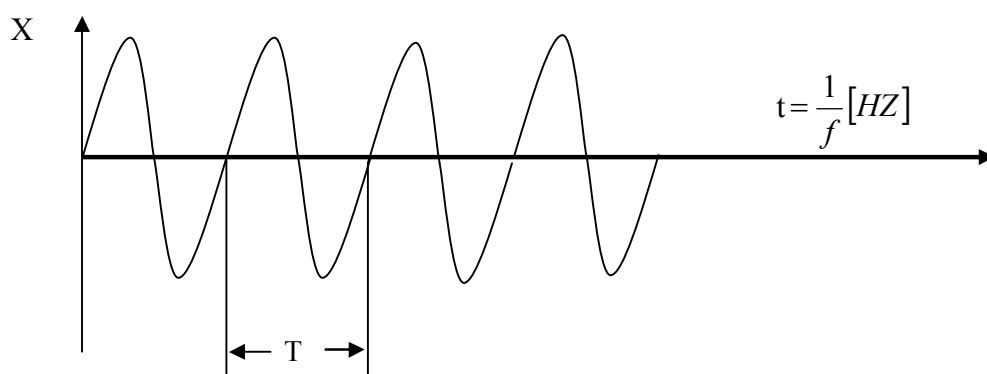
avec :

T : la période de vibration (s).

$$T = \frac{1}{f} \text{ Où } f : \text{ fréquence H Z}$$

X et  $\varphi$  sont des constantes déterminées par les conditions initiales

Le diagramme (figure 1.2) espace –temps la représente comme suit.

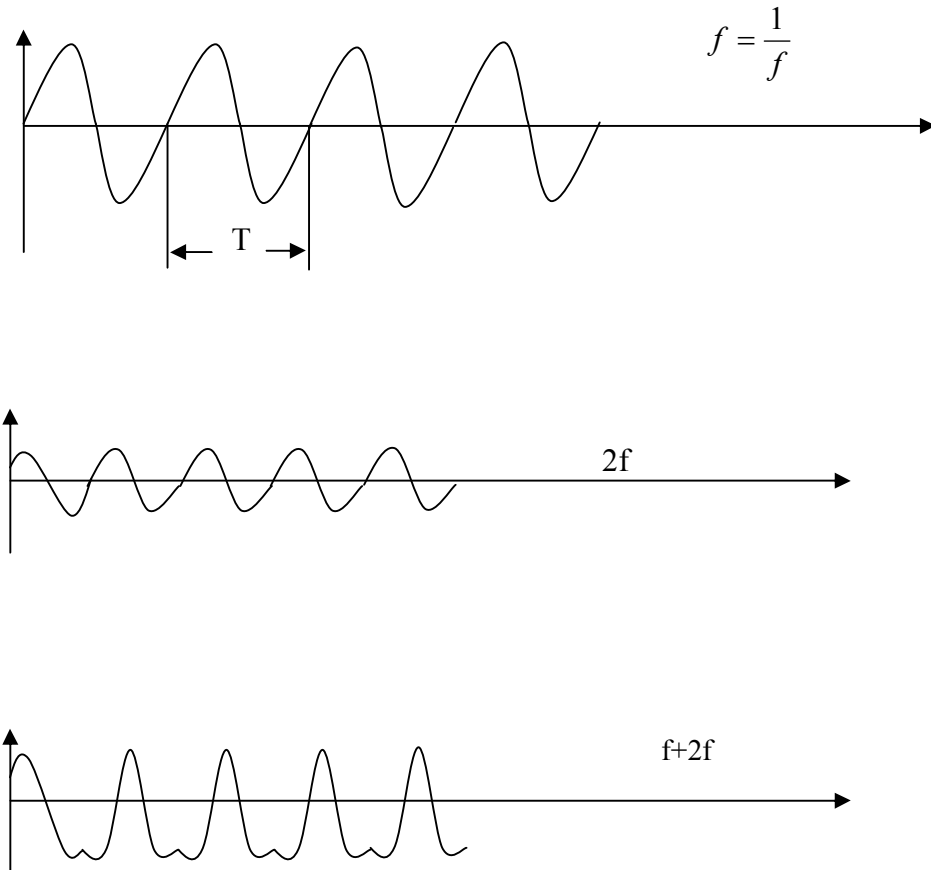


**Figure (I.2) : vibration harmonique**



### I. 1.1.2 Somme de vibrations:

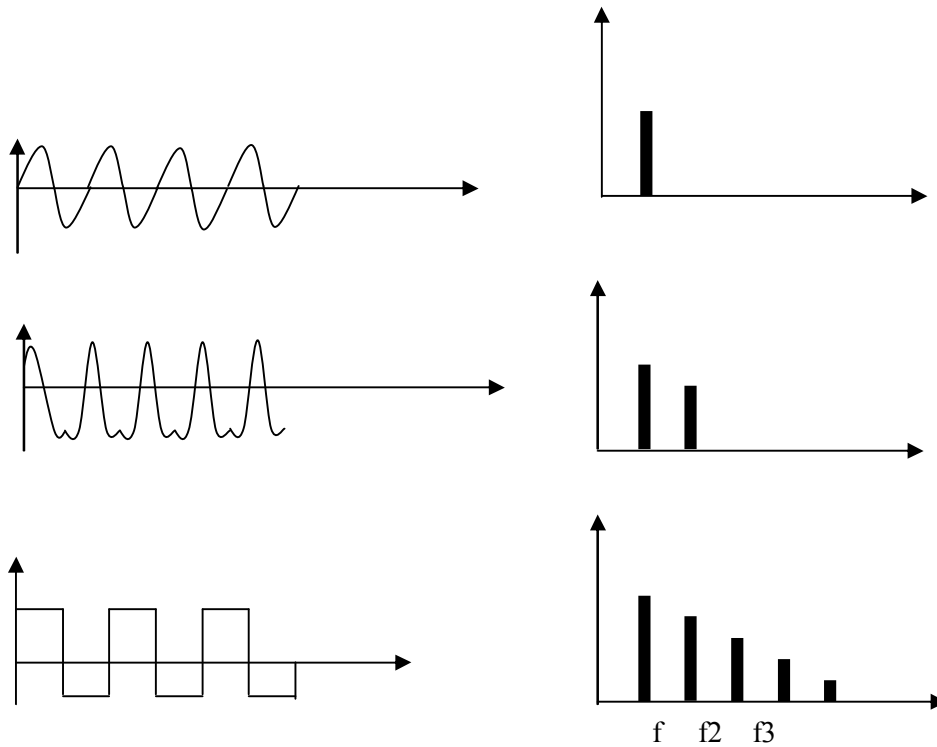
Lorsque deux ou plusieurs vibrations harmoniques de fréquences différentes se produisent en même temps; elles se composent et l'on obtient une vibration résultante; elle est périodique puisqu'elle se produit exactement après un certain temps (figure 1.3)



**Figure (I.3) : superposition de deux vibration harmoniques**

### I.1.1.3 Représentation des vibrations périodiques:

Les figures (1.2) et (1.3) représentent des vibrations périodiques par rapport au temps. Dans la pratique c'est la présentation en fonction de la fréquence qui est la plus utilisée, puisqu'elle permet une meilleure vue d'ensemble des différentes composantes vibratoires (figure 1.4). Cette représentation est également appelée " Spectre de fréquence "



**Figure (I.4) Représentation de vibrations périodiques en fonction du temps et des fréquences**

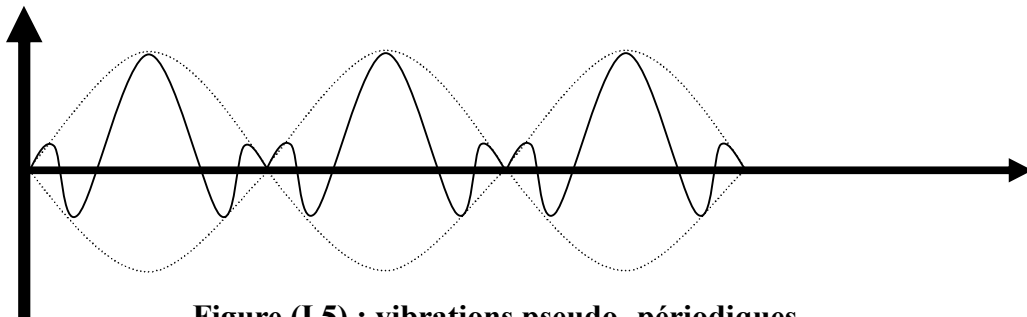
### **I.1.2.1 Vibration aperiodique:**

Une vibration aperiodique ne se répète pas. Elle a une périodicité qui est infiniment longue.

Dans cette catégorie, on distingue les vibrations pseudo-périodiques et les vibrations transitoires.

### **I.1.2.2 Vibration pseudo-périodique:**

On rencontre le type de vibration en modulation de fréquence; les mélanges de vibrations harmoniques présentent des pseudo-périodiques (figure 1.5).

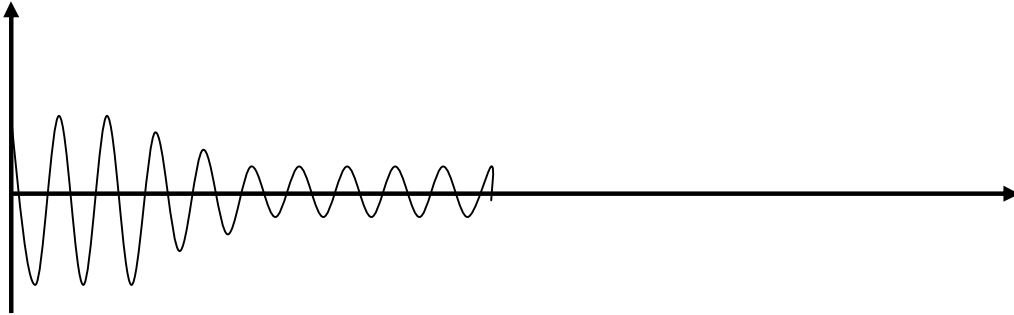


**Figure (I.5) : vibrations pseudo-périodiques**

### **I.1.2.3 Vibration transitoire:**

C'est une vibration non continue observable pendant un bref instant.

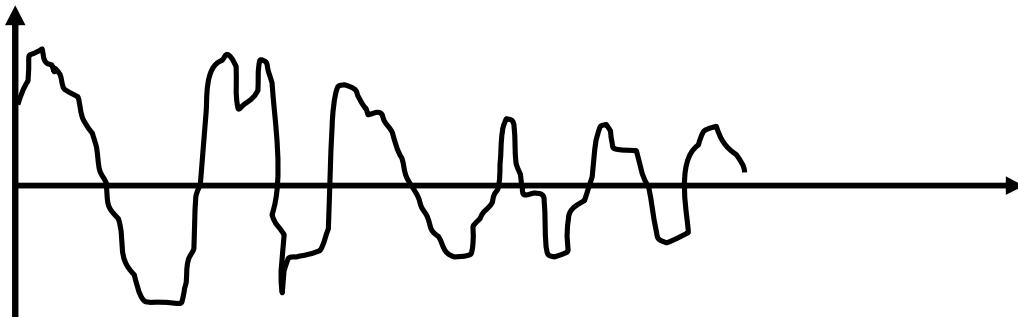
Ce type se rencontre lors de conditions d'utilisation variées .par exemple. Lors de montées en vitesse de machines .chocs, coups, explosions, etc.



**Figure (I.6) Vibration transitoire**

#### **I.1.2.4 Vibration aléatoire:**

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



**Figure (I.7) : Vibrations aléatoires**

### **I.2 Caractéristiques d'une vibration:**

Une vibration est caractérisée par les paramètres suivants:

**I.2.1 Amplitude:** c'est le déplacement maximal que subit le corps en mouvement

Exemple : Vibration harmonique

$$X(t) = X \sin(at + \varphi)$$

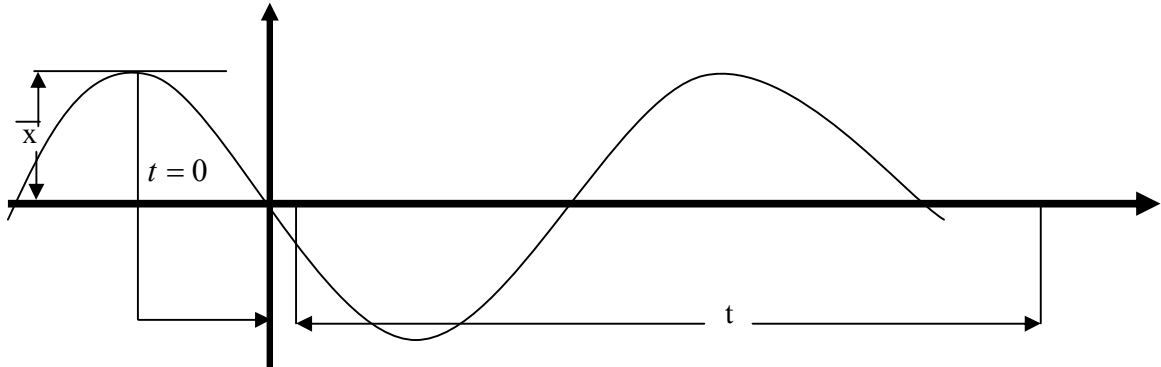


Figure (I.8) Grandeurs d'une vibration harmonique

**I.2.2 Fréquence:** elle représente le nombre d'oscillations ou de cycles par seconde .c'est aussi l'inverse de la période

$$f = \frac{1}{T} (\text{HZ})$$

**I.2.3 Phase :** elle permet de déterminer la position d'un corps à instant donné

### **I.3 Grandeur de mesure des vibrations mécaniques:**

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les grandeurs suivantes:

#### **I.3.1 Déplacement vibratoire:**

Le déplacement vibratoire  $x(t)$  d'une vibration harmonique est décrit par l'équation :

$$x(t) = X \sin(at + \varphi)$$

Les unités couramment utilisées sont le micromètre ( $\mu\text{m}$ ) et d' inch

Avec : 1 inch = 25.4 mm

#### **I.3.2 Vitesse vibratoire :**

Il s'agit de la vitesse avec laquelle le point de mesure se déplace par rapport à son point de repos. Avec

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = X\omega \cos(\omega t + \varphi) = V \cos(\omega t + \varphi)$$

Les unités couramment utilisées sont le (mm/ s) ou l'inch par seconde (ips), avec:

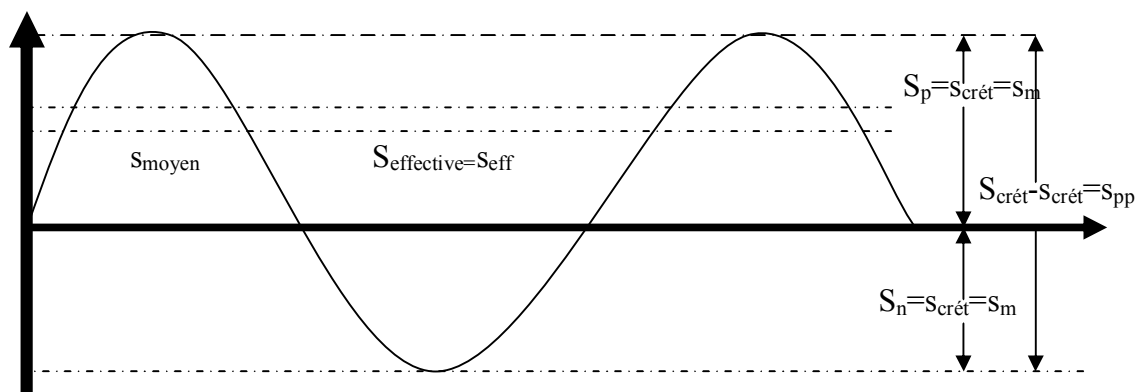
$$1 \text{ IPS} = 25.4 \text{ mm/s}$$

**I.3.3 Accélération vibratoire :** C'est l'accélération avec laquelle le point de mesure se déplace par rapport à son point de repos

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -X\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = -a \sin(\omega t + \varphi)$$

Les unités sont : (m/s<sup>2</sup>) ou le (g). (g= 9.81(m/s<sup>2</sup>))

Pour chacune des trois grandeurs de mesure, quatre valeurs peuvent être déterminées:



N.B:  $s = X$  (amplitude de vibration)

**Figure (1.9) : valeurs crête /crête, crête, moyenne et efficace d'une vibration sinusoïdale.**

**I.3.3.1 valeur crête /crête :** C'est la valeur d'un extrême positive d'un mouvement.

Il s'agit ici de la différence entre plus grande valeur  $S_p$  et la plus petite valeur  $S_n$  de la vibration:

$$S_{cc} = S_p - (-S_n) = S_p + S_n = 2S_c$$

**I.3.3.2 Valeur crête:** C'est la valeur instantanée définie par la plus grande valeur positive

atteinte  $S_m = S_c = \text{Max}(S_p, S_n)$ : pour une sinusoïde, on obtient  $S_c = \frac{S_{cc}}{2}$

Pour tout autre type de vibration, cette relation est à utilisée avec précaution.

**I.3.3.3 valeur efficace** : cette valeur constante sera souvent utilisée car il existe une relation directe entre l'énergie contenue dans le signal vibratoire et la valeur efficace de ce signal. Elle est définie de la façon suivante:

$$X_{\text{effe}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

Pour une vibration purement sinusoïdale  $S_{\text{effe}} = \frac{S_c}{\sqrt{2}} = \frac{S_{cc}}{2\sqrt{2}}$

(On la note par fois RMS (root mean square))

**I.3.3.4 valeur moyenne**: c'est la valeur constante qui correspond à la moyenne du signal sur une période.

$$S_{\text{moyen}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt$$

Avec :  $x(t)$  = valeur absolue de  $x(t)$

Pour une vibration sinusoïdale :  $S_{\text{moyen}} = \frac{2}{\pi} S_c = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} S_{\text{effe}}$

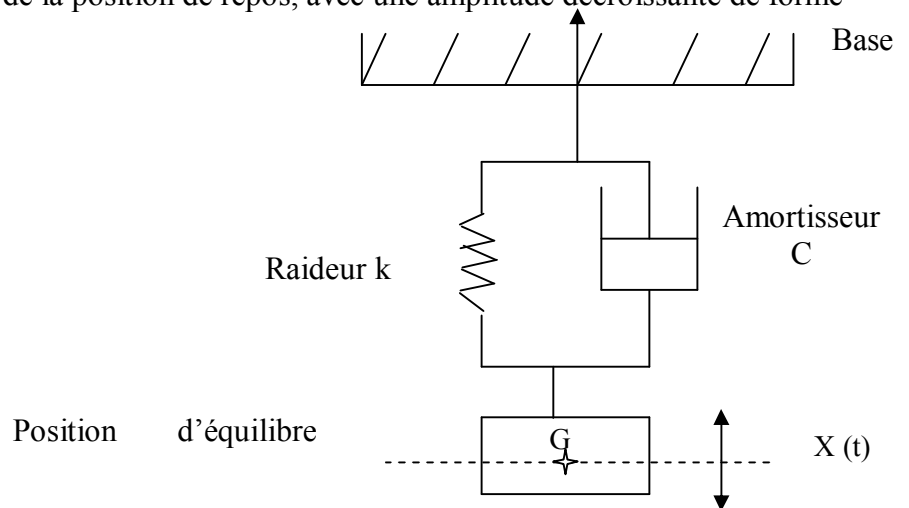
**Remarques :**

- la grandeur déplacement  $x(t)$  est utilisée pour détecter des vibrations à basse fréquence ( $w = 2f$  petit)
- la grandeur accélération  $a(t)$  est utilisée pour détecter des vibrations à haute fréquence ( $w = 2f$  grand)
- la grandeur vitesse  $v(t)$  est utilisée pour détecter des phénomènes se situant dans une large gamme de fréquence ( $w = 2f$  moyen)

**I.4 Fréquence Propre:**

Le système masse –ressort amortisseur représenté ci-dessous permet de modéliser un système en vibration et de calculer sa fréquence propre.

En écartant la masse de sa position d'équilibre selon l'axe x puis en lâchant, elle oscillera à une fréquence donnée, autour de la position de repos, avec une amplitude décroissante de forme exponentielle.



**Figure (I .10) système masse-ressort amortisseur.**

Le bilan des forces en présence permet d'établir l'équation du mouvement de ce système dit " à un degré de liberté"

$$F(t) = k x(t) + c v(t) + ma(t)$$

Avec:  $F(t)$  : force appliquée sur la bas:

$Kx(t)$  : force de rappel élastique, exprimée en (n / m)

$Cv(t)$  : force d'amortissement, proportionnelle à la vitesse  $\frac{dx}{dt}$

$C$  : est le coefficient d'amortissement visqueux (N/ m/ s)

$ma(t)$ : force due à l'accélération absolue de la masse m

La solution de cette équation différentielle est de type:

$$x(t) = X_0 e^{-\frac{c}{2m} t} \cdot \cos(2\pi f_p t + \phi)$$

En générale, on pose les hypothèses suivantes:

- la masse du ressort ou de l'amortisseur est négligeable par rapport à la masse
- la force d'amortissement est proportionnelle à la vitesse
- la masse est indéformable
- le ressort a un comportement linéaire

Une machine tournante peut être comparée ç ce système simple

- la base est remplacée par les paliers

- le ressort est remplacé par le rotor
- la masse est remplacée par le corps de la turbine ou de la pompe
- l'amortissement est assuré par le fluide passant dans la turbine ou la pompe



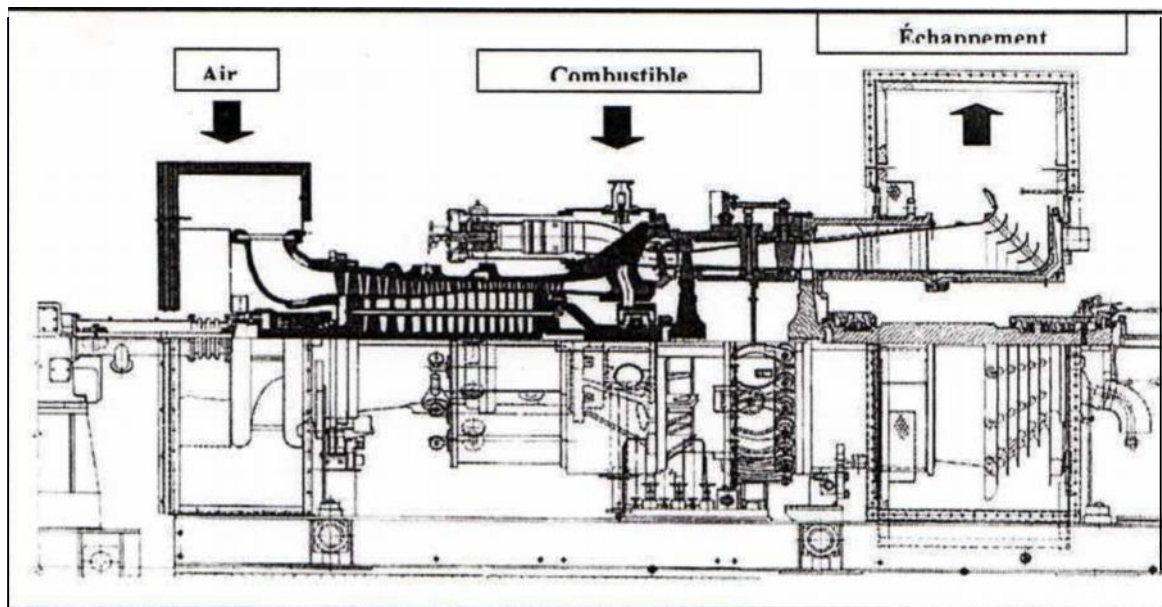
Chapitre-II-

Description

de la turbine à gaz MS 3002

## II.1 Présentation de la turbine à gaz MS 3002 :

La turbine à gaz MS 3002 est une machine à deux arbres à entraînement mécanique utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge, cette turbine à deux arbres indépendants mécaniquement, l'arbre de premier étage HP (haute pression) entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, le deuxième arbre BP (basse pression) entraîne le compresseur centrifuge (la charge). Cette turbine a quatre paliers lisses porteurs (appelés paliers radiaux) qui supportent les charges radiales, et deux paliers de butée qui supportent la charge axiale, le premier est du côté compresseur axiale et le deuxième est à l'extrémité de la turbine basse pression.



**Fig II-1 Présentation de la turbine MS 3002**

La turbine est démontée en trois sections principales (partie compresseur, partie combustion et partie turbine).

## **II.2 Principe de fonctionnement :**

Le rotor de la turbine HP (compresseur axial) atteint 20 % de sa vitesse grâce à un dispositif de lancement, l'air est aspiré de l'atmosphère et puis comprimé dans le compresseur axial jusqu'à 5 bars, refoulé en suite à l'aide d'une conduite aux chambres de combustions où se passe une injection du combustible (fuel gaz) par des injecteurs dans les 6 chambres, l'allumage se fait à l'aide de deux bougies d'allumage placées à l'intérieur des chambres 1 et 6 où la flamme se propage dans les restes des chambres à travers les tubes d'interconnexion.

La détente du gaz traverse la directrice fixe qui l'oriente vers la roue HP, cette dernière entraîne le compresseur axial jusqu'à 60% de sa vitesse nominale où il y aura un désaccouplement entre la turbine de lancement et le compresseur. La vitesse du compresseur continue à augmenter jusqu'à sa valeur nominale à l'aide des IGV qui règlent le débit de l'air aspiré par le compresseur.

Les gaz sortant de la roue HP traversent le diaphragme pour être orientés par la directrice à aubes variables et font tourner la roue BP à une vitesse appropriée, cette dernière entraîne le compresseur centrifuge.

Les gaz chauds sont déchargés à l'atmosphère à travers un caisson d'échappement. La figure suivante montrée la variation de la pression et la température dans la turbine.

## **II.3 Les sections principales de la turbine à gaz MS 3002 :**

### **II.3.1 Section compresseur :**

La section compresseur axial comprend le rotor et le corps du compresseur qui comportent quinze (15) étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur, l'air est comprimé par une série d'aubes du rotor qui donnent la force nécessaire, pour comprimer l'air à chaque étage du compresseur et les aubes du stator guident l'air, pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor.

Les aubes du rotor sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les disques et le demi arbre sont assemblés pour maintenir la conicité, ils sont maintenus par des tirants.

Dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont :

- Corps coté aspiration du compresseur :

Qui se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

- Corps partie avant du compresseur :

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

- Corps partie arrière du compresseur :

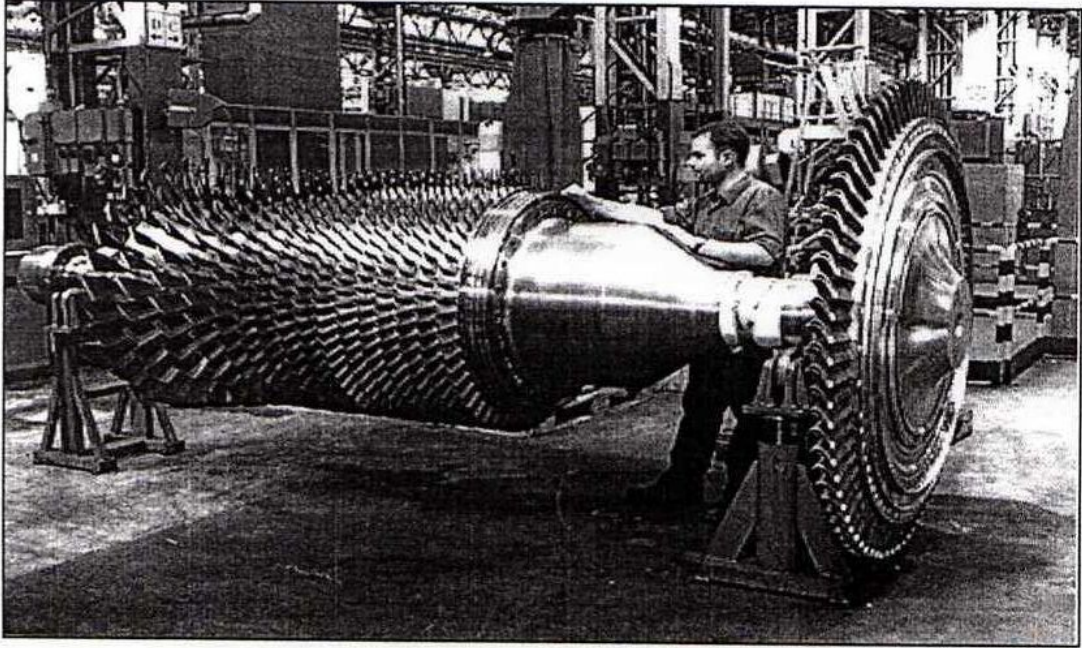
Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur, cet air est employé pour le refroidissement, le contrôle des pulsations au démarrage et à l'arrêt, il assure également des fonctions d'étanchéité.

### Corps du compresseur coté refoulement :

C'est l'élément final de la section compresseur, c'est la pièce coulée la plus longue, elle est située à mi-chemin entre les supports avant et arrière, sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et former avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur de compresseur qui relie les stators du compresseur et de la turbine.

Le rotor fournit l'énergie cinétique à l'air, dans le stator l'énergie cinétique se transforme en énergie de pression. Ce passage est nécessaire par le fait d'avoir une compression dont la pression de sortie supérieure à la pression d'entrée, qu'une

conservation de débit, pour ne pas perturber le fonctionnement et éviter le pompage du compresseur.



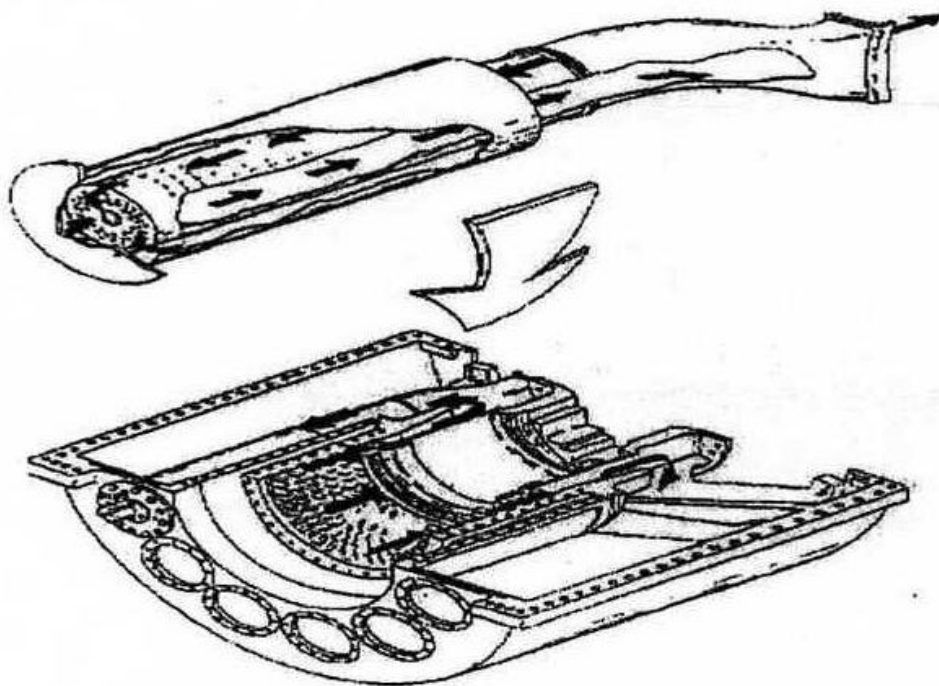
**Figure (II-2) rotor du compresseur de la turbine à gaz**

### **II.3.2 Section combustion :**

La section combustion de la turbine à gaz **MS 3002** comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de six corps de combustion extérieur, six ensemble chapeau et chemise de combustion, six ensemble de pièces de transition et six injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux détecteurs de flamme, six tubes à foyer et divers garnitures.

- Enveloppe de combustion :

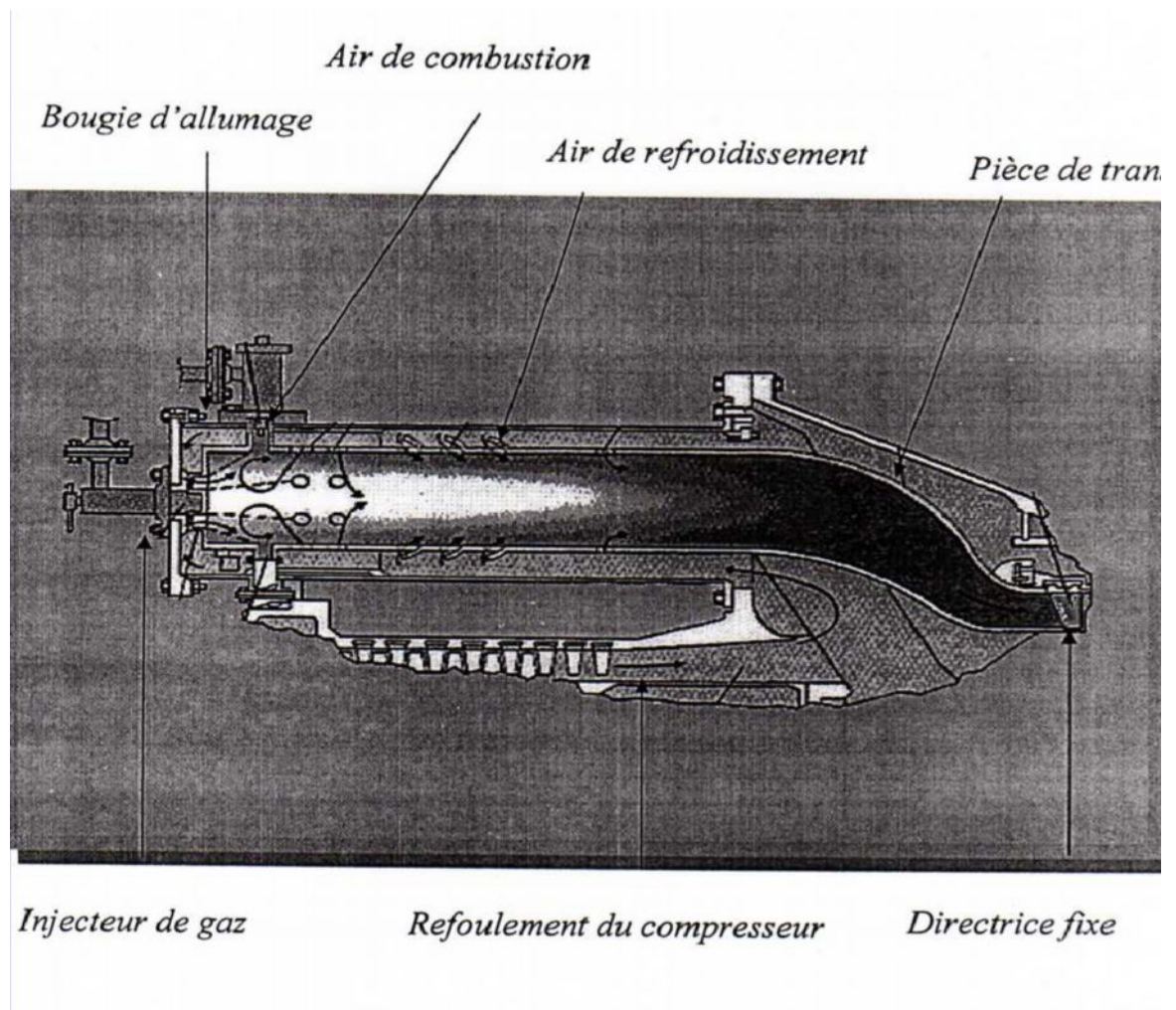
L'enveloppe de combustion et un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial, il soutient les six corps de combustion qui referment les six pièces de transition. Le combustible est envoyé dans chaque chemise de chambre de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. L'allumage se produit dans les tubes foyer, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres.



**Figure (II.3) Enveloppe de combustion**

-Corps de combustion :

Les brides arrière des six corps de combustion ont monte sur les surfaces verticales avant l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes foyer. Les ensembles chapeau- chemise se trouvent à l'extérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustibles montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.



**Figure (II-4) chambre de combustion**

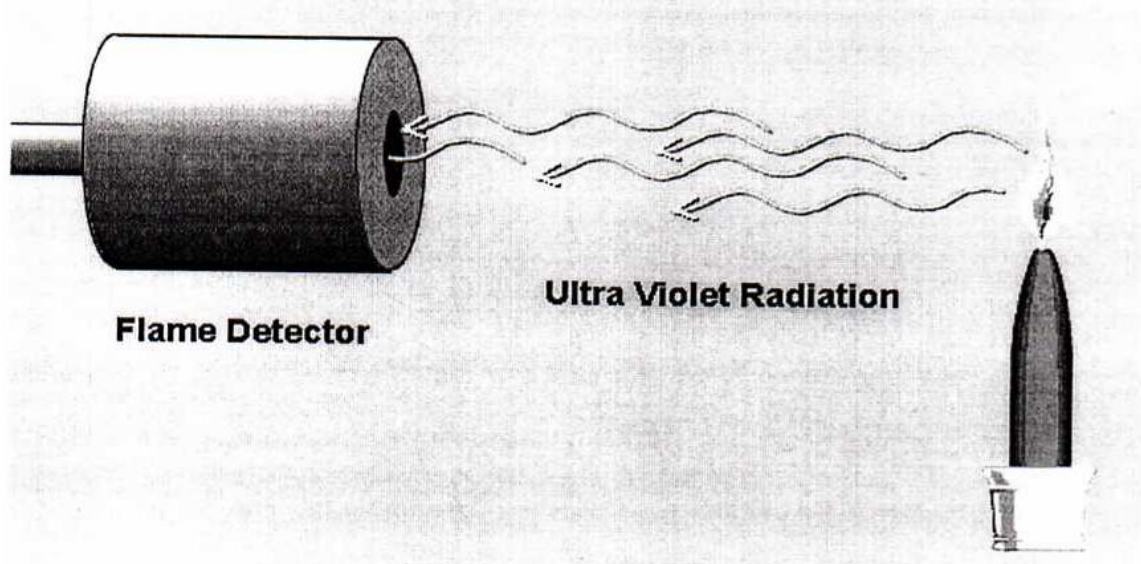
Bougie d'allumage :

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par les bougies d'allumage avec électrode rétractive. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (1 et 6) et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage, les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.

-Détecteur de flamme ultra violets :

Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande, pour cette raison un système de contrôle de flamme est utilisé.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations « ultraviolet » émises par la flamme des hydrocarbures.



**Figure (II-5) Détecteur de flamme**



### **-Le rôle de la chambre de combustion :**

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz, les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes :

- la durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer la combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges.

### **II.3.3 Section turbine**

La section turbine comprend la caisse turbine et la caisse d'échappement, directrice du premier étage fixe et deuxième étage variable, la roue de la turbine premier étage (HP), la roue de la turbine seconde étage (BP), l'ensemble diaphragme, ensemble d'étanchéité et enfin la conduite de gaz inter étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparée par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien. Le corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion à travers les roues de la turbine vers le cadre d'échappement.

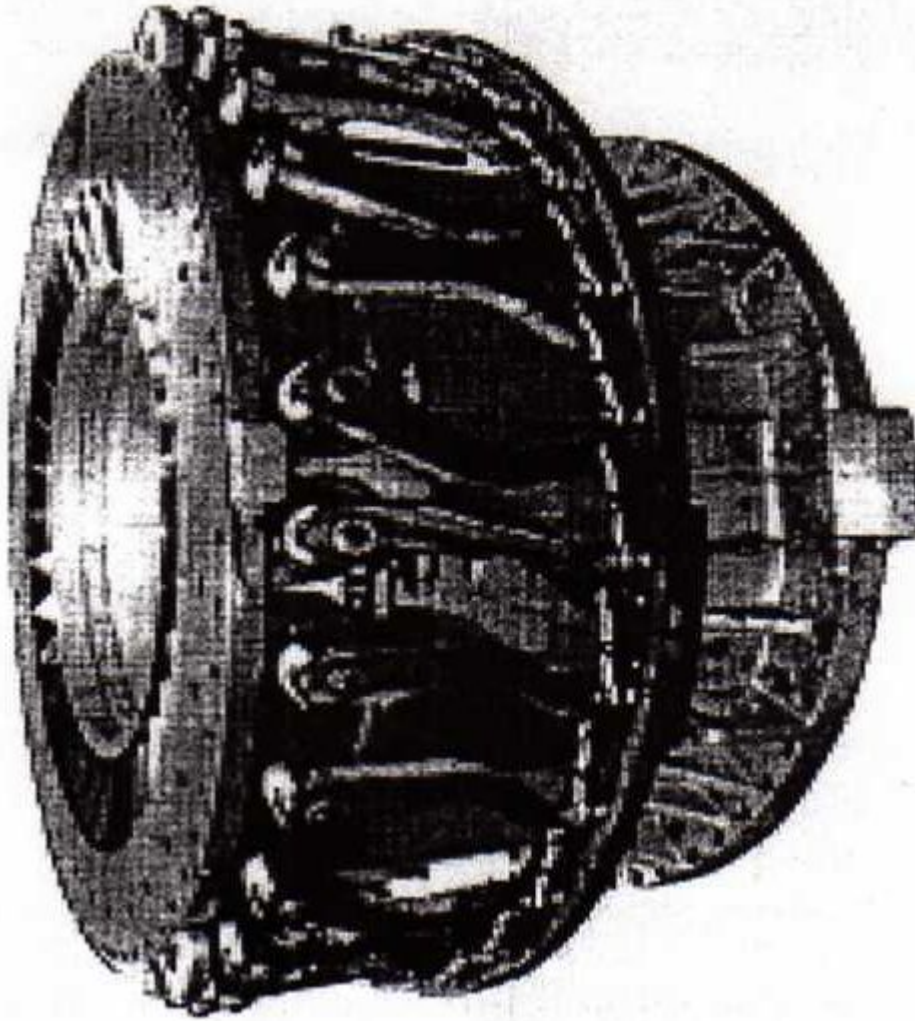
#### **Directrice de premier étage :**

Elle est supportée dans la veine des gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine. L'air est refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion, passe par l'anneau support le retenu, et tape les aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine des gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

#### **Directrice deuxième étage :**

Composées d'aubes orientales, qui forment un angle variable avec la directrice. L'écoulement des gaz traverse la section annulaire qui se trouve juste avant le deuxième étage de la turbine BP. On peut donner une rotation grâce à des leviers qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine.

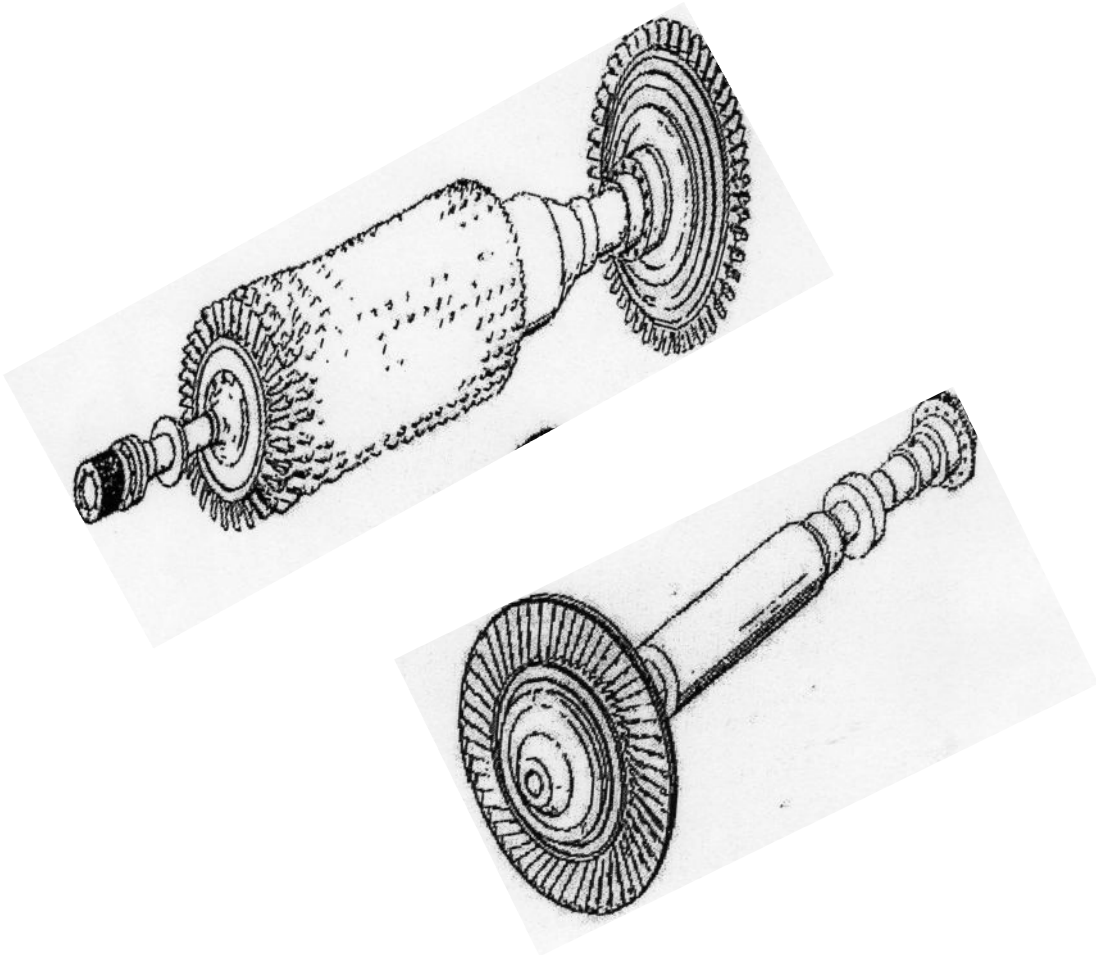
Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des bielles à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.



**Figure (II-6) Directrice à aubes variables(deuxième étage)**

Roue de turbine :

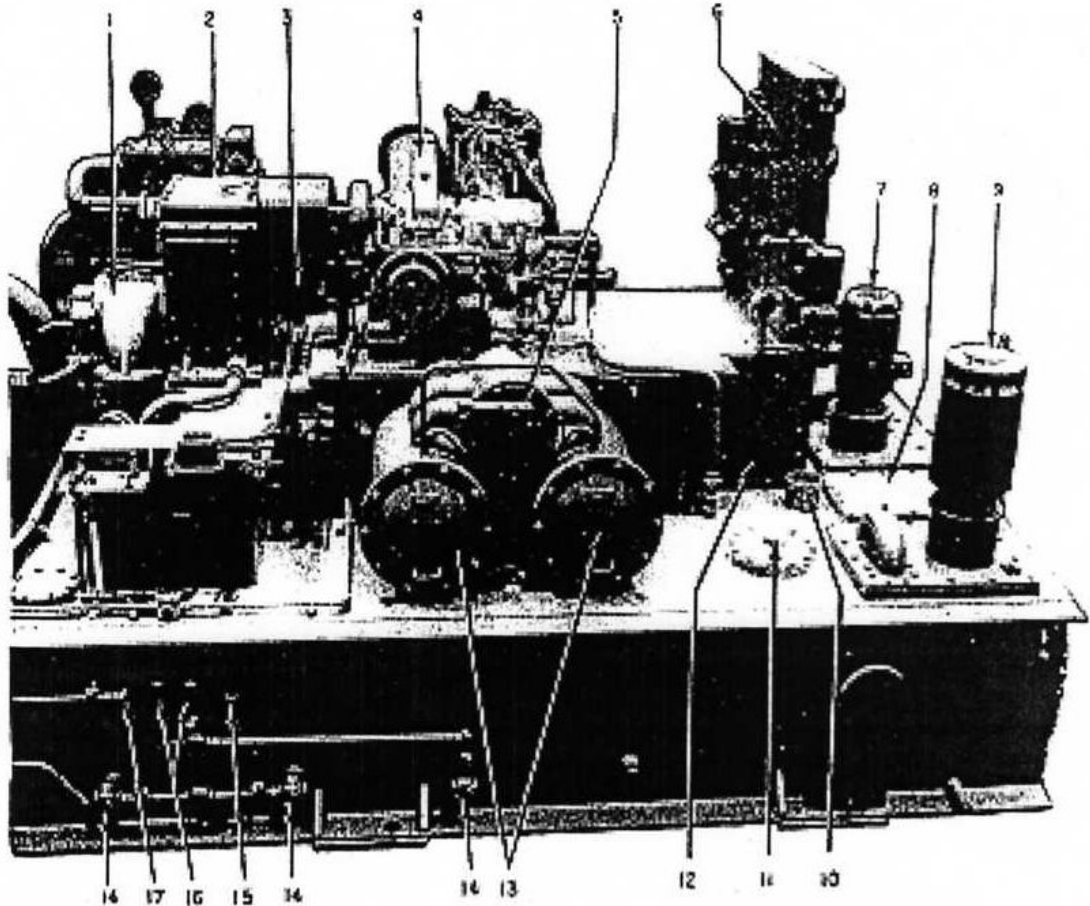
Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz, la première HP qui commande le compresseur axial, et la deuxième BP qui entraîne le compresseur centrifuge. Les deux roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes.



**Figure (II-7) rotor HP et BP**

## **II.4 Partie accessoire de la turbine :**

La figure ci-dessous regroupe les différents accessoires et auxiliaires



- |   |  |
|---|--|
| 1-pompe principale de lubrifiant  | 13-filtres principaux de lubrifiants                       |
| 2- dispositif d'entraînement accessoire (chaîne)  | 14-plongeur de chauffage du réservoir de lubrifiant (23QT) |
| 3-pompe hydraulique principale  | 15-thermomètre : collecteur d'huile palier                 |
| 4-turbine de lancement  | 16-thermostats 26QA et 26QT collecteur d'huile de palier   |
| 5- vanne de transfert du filtre de lubrifiant   | 17-thermocouple (LT-LH) : température du collecteur        |
| 6-tableau de jauge  |  |
| 7- pompe de lubrifiant secourt  |  |
| 8- accès au réservoir de lubrifiant   |  |
| 9- pompe auxiliaire de lubrifiant   |  |
| 10- thermomètre- réservoir de lubrifiant  |  |
| 11- accès à la vanne de sûreté de contre pression De la pompe de lubrifiant principale (VR-1) |  |
| 12-accès à la vanne régulatrice de pression Du collecteur de palier (VPR-2)                   |  |

**Figure (II.8) : Accessoires et auxiliaires de la turbine MS 3002**

**Chapitre-III-**  
**Etude de maintenance**  
**de la turbine à gaz**  
**MS 3002**

---

### **III. Définition de la maintenance :**

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance est définie comme " l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ".

Maintenir c'est donc effectuer des opérations (de nettoyage, graissage, visite, réparation, révision, amélioration...etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de production. Ainsi que choisir les moyens de prévenir, de corriger ou de rénover suivant l'utilisation du matériel. L'état d'esprit de la maintenance est de maîtriser les interventions.

La maintenance a pour but :

- Le maintien du capital machine;
- La suppression des arrêts et des chutes de production (garantir la capacité de livraison);
- L'amélioration de la sécurité et la protection du personnel et de l'environnement.

#### **III.1. Les formes de la maintenance:**

On distingue dans le milieu industriel trois types de maintenance:

- La maintenance corrective;
- La maintenance préventive systématique;
- La maintenance préventive conditionnelle.

##### **III.1.1. La maintenance corrective :**

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance corrective se définit comme "une maintenance effectuée après défaillance".

Dans cette approche, les machines fonctionnent sans dépenses particulières pour l'entretien ni la surveillance, jusqu'à l'incident.

Dans la maintenance corrective, tout incident sur la machine a une influence sur l'exploitation, et puisque les arrêts sont aléatoires, la planification dans la production est difficile.

##### **III.1.2 La maintenance préventive systématique:**

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance systématique se définit comme " une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien".

La maintenance préventive systématique c'est l'ensemble des visites systématiques effectuées préventivement, préparées et programmées avant la date probable d'apparition d'une défaillance. Attendre que la machine tombe en panne pour la réparer semble être à priori la solution la plus mauvaise, c'est pourquoi certains utilisateurs choisissent la

maintenance systématique périodique, mais cette méthode ne tient pas compte des conditions d'utilisation ou de montage.

Car la plus part du temps; des éléments sont remplacés alors qu'ils seraient encore utilisables ou des composants endommagés sont remis en état trop tardivement.

### **III.1.3 La maintenance préventive conditionnelle:**

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance conditionnelle se définit comme " une maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (auto diagnostique, information d'un capteur, mesure d'une usure) révélateur de l'état de dégradation du bien".

La maintenance conditionnelle est synonyme de la maintenance en condition "selon l'état" ou prédictive, terme réservé à l'usage aux machines tournantes.

Cette forme de la maintenance permet d'assurer le suivi continu du matériel en service dans le but de prévenir les défaillances attendues. La maintenance conditionnelle est liée à l'état de la machine:

- Composant à changer uniquement si les tolérances sont atteintes...etc.
- Arrêt de la machine uniquement si son état le nécessite.
- Rotor à équilibrer si les tolérances sont atteintes.

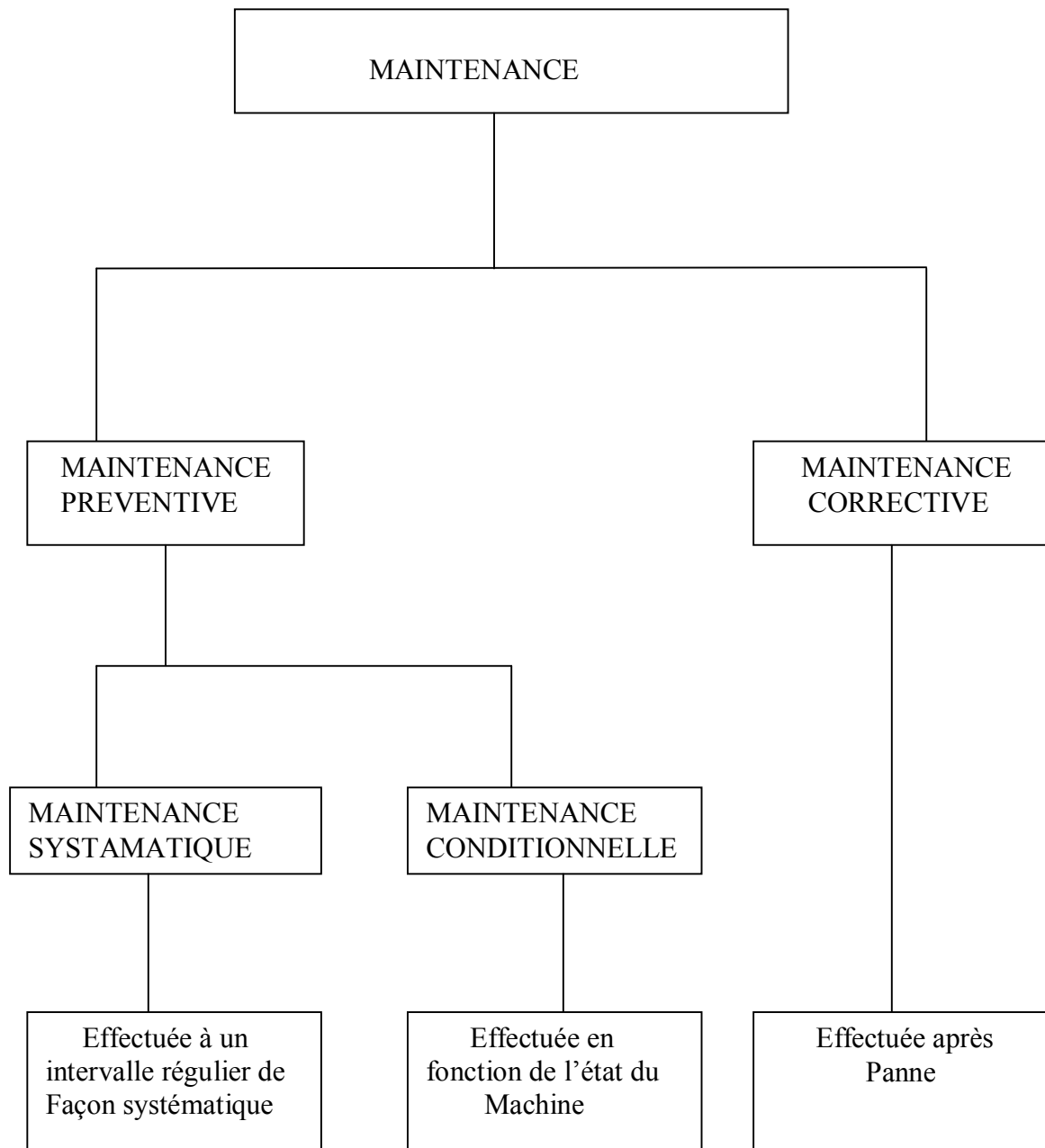


Figure (III.1) Les Différents Types De Maintenance.



## **III.2 Les fonctions d'un service maintenance:**

### **III.2.1 Fonction méthode:**

Cette fonction est considérée comme le cerveau du service de maintenance, elle définit :

- Ce qu'il faut faire, avec qui le faire et comment le faire;
- Les méthodes et les techniques d'intervention;
- Les moyens et les normes d'entretien;
- La création et l'exploitation de la documentation technique et historique;
- L'élaboration des méthodes d'entretien.

Elle détermine les moyens nécessaires (matériels et humains) et les fréquences d'intervention.

### **III.2.2 La fonction d'ordonnement:**

Cette fonction rassemble les moyens et matériels pour rendre exécutable les travaux à réaliser, elle établit la programmation des travaux, suit leur avancement et veille au respect des délais; elle définit les besoins en main d'œuvre, contrôle et regroupe les informations relatives aux travaux.

### **III.2.3 La fonction de la préparation:**

Bien que découlant de la fonction méthodes, la préparation du travail détermine le processus des différentes phases, les moyens nécessaires, les durées opératoires et la préparation de la main d'œuvre.

### **III.2.4 La fonction de lancement:**

Assure la distribution du travail selon un planning établi en fonction de la charge et assure la gestion et la conduite des hommes pour la bonne exécution des travaux. Elle s'occupe de la surveillance et de l'orientation du personnel.

### **III.2.5 La fonction d'exécution :**

C'est la fonction opérationnelle de la maintenance. Elle assure la remise en route des machines par l'exécution des interventions. Elle garantit le niveau de qualité requis dans les délais prévus, à la date fixe et dans les meilleures conditions de sécurité.

### **III.2.6 La fonction de la gestion des stocks:**

La première tâche est de prévoir à chaque moment les besoins de l'usine en articles courants du magasin de maintenance, pièces de rechanges spécifiques aux installations de production. Elle détermine les quantités à réapprovisionner en fonction du niveau des stocks, des consommations et des délais de livraison.

### **III.2.7 La fonction de la gestion des coûts:**

Le service de la maintenance pourra, par la diminution de ses coûts, augmenter la rentabilité de l'entreprise. Pour la maîtriser il sera nécessaire de connaître les coûts de la maintenance.

## **III.3 La maintenance appliquée sur les turbines à gaz MS3002:**

Les installations techniques représentent un important capital investis. Ce capital doit être préservé et géré avec efficacité. La division de maintenance nécessite de réunir un vaste éventail de compétences dans des domaines variés, ce qui conduit à l'organisation de la maintenance autour de 4 services: services turbomachines, électricité, instrumentation et mécanique industrielle.

Un programme de maintenance préventive est une nécessité primaire afin d'assurer la gestion correcte des installations conduites par des turbines à gaz où les arrêts forcés de l'installation doivent être réduits au minimum. Et pour cela nous pouvons classer les inspections de la turbine en deux types:

### **III.3.1 La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement):**

Comprennent la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devant être enregistrées pour permettre d'évaluer les performances de l'équipement, les besoins d'entretien et d'intervention lorsque ces relevés indiquent des alarmes qui vont déclencher la turbine par la suite.

Les plus importants sont:

- Les vibrations des rotors de la turbine HP et BP.
- La température à l'échappement.
- La température à la sortie du compresseur.
  
- La température autour des chambres de combustion.
- La température d l'huile de graissage.
- La vitesse des roues HP et BP.
- Le débit de combustible à injecter.
- La pression de refoulement du compresseur.

Le tableau suivant montre les paramètres importants à contrôler ainsi que leurs modes de contrôle.

Les paramètres	Mode de contrôle			
	I	E	S	P
-Vitesse de rotation de la turbine HP et BP	+			
- Température à l'échappement.	+		+	+
-Température à l'entrée de la turbine	+	+	+	+
- Vibration au niveau des paliers	+	+	+	+
- Risque de pompage	+		+	+
- ΔP filtre à air			+	
- Température sortie du compresseur	+		+	
- Contrôle présence de la flamme			+	+
- Haute température des paliers	+		+	+
- Température d'huile de graissage	+		+	+

I: indication      E: enregistrement      S: signal d'alarme      P: protection

**Tableau 01** : mode de contrôle des paramètres importants

### **III.3.2 La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt):**

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

- Inspection de combustion (combustion inspection CI): chaque 8000 h de fonctionnement;
- Inspection du parcours des gaz chauds (hot gaz parth inspection HPGI): chaque 16000 h de fonctionnement;
- Inspection majeur (major inspection MI) : c'est une révision générale qui est faite chaque 32000 h de fonctionnement.

#### **III.3.2.1 Inspection de combustion (combustion inspection CI):**

C'est une courte inspection qui est faite en période d'arrêt, consiste à inspecter les tubes à flamme et injecteurs de combustible, les éléments étant reconnus comme les premières pièces qu'il faut changé.

L'entretien convenable de ces éléments contribuera à augmenter la durée de vie des pièces en avals, tel que les directrices, et les aubes des roues de détente.

Afin de réduire le temps d'arrêt pendant l'inspection, on remplacera les tubes à flamme et les injecteurs de combustible par des pièces neuves ou réparées. On devra en plus, procéder à l'inspection visuelle des pièces intermédiaires et de la directrice du premier étage, pour noter la progression de l'usure et de la détérioration de ces éléments.

L'inspection de combustion est une source d'information qui nous permet de planifier et préparer la deuxième inspection.

### **III.3.2.2 Inspection du parcours des gaz chauds (hot gaz path inspection HGPI):**

Elle comprend l'inspection de combustion que l'on vient de décrire, avec en plus une inspection détaillée des directrices et aubes des turbines HP et BP.

Il est donc nécessaire, pour cette inspection de démonter la moitié supérieure de l'enveloppe turbine. On contrôle l'état de la veine des gaz chauds et on contrôle aussi les jeux au niveau des roues HP et BP.

### **III.3.2.3 Inspection majeur (major inspection MI) ou révision générale:**

Elle consiste en une inspection de parcours des gaz chauds, avec en plus un démontage et une inspection détaillée et vérification des jeux, pièces de rotor et de stator, des paliers principaux, des accouplements et des pièces associées.

Avant et après chaque révision générale, il faudra contrôler l'alignement et le comparer avec les données de base afin de s'assurer s'il y a eu des changements.

## **III.4 Procédure d'une révision générale:**

### **III.4.1 Préparation :**

- a) Préparation du kit des pièces de rechange:
  - joints d'étanchéités;
  - boulons, clavettes, tubes d'interconnexions...etc.
- b) Préparation de l'outillage;
  
- c) Préparation du dossier de la machine (documentation);
- d) Isolement de la machine:
  - Isoler électriquement la machine;
  - Fermer les conduites de gaz;
  - Isoler la machine réceptrice (les compresseurs centrifuges).

### **III.4.2 Démontage:**

- Démontez les accouplements de charge et des auxiliaires;
- Relever les alignements;
- Démontez les bougies d'allumage, détecteurs de flamme, les captures de vibration, de vitesse et des thermocouples...etc.;
- Relever les jeux sur le compresseur et la turbine;
- Contrôlez les jeux d'assemblages (des coussinets et du rotor et labyrinthe d'étanchéité);
- Démontez les chambres de combustion, les tubes à flamme, tubes d'interconnexions et pièces de transition;
- Démontez les carters supérieurs ainsi la partie supérieure de directrice premier et deuxième étage;
- On inspecte l'état de toutes les pièces démontées en particulier celles soumises aux contraintes thermiques ou mécaniques telles que: pièces de transition, tubes à flamme, aubes fixes et mobiles diaphragmes...etc.

Toute présence de fissures doit être relevée, on constatera tout usures aux points de surchauffes.

- **Paliers** : prêter attention aux rayures profondes et au relâchement du métal anti-friction.
- **Aubes** : inspecter leur freinage et déceler toutes fissures ou changements de l'état de matériaux des aubes.
- **Rotors** : contrôler les états de surface aux niveaux des paliers, s'assurer de la non présence de point de frottement dû au mauvais centrage ou mauvais alignement.
- **Boîtier d'engrenage** : on inspecte l'état de sécurité de survitesse dans le boîtier d'engrenages.

### **III.4.3 Réparation des pièces endommagées et préparation pour le remontage:**

On procédera à la réparation de toutes pièces endommagées ou à un éventuel changement, on soufflera avec l'air le carter inférieur puis on procède au remontage.

### **III.4.4 Remontage:**

C'est l'opération inverse de démontage:

- On posera les demi coussinets inférieurs des paliers puis les rotors ; GG et BP, on relevait ensuite les jeux ;
- Carter BP et HP supérieur ;
- Enveloppe de la veine des gaz chauds;
- Diffuseur d'échappement;
- Caisson et gaine d'admission;
- Pièces de transition;
- Carter chambres de combustion, puis tubes à flamme et tubes d'interconnexions et couvert chambres de combustion;
- Bougies d'allumage, injecteurs et tuyauterie du gaz combustible;
- Tuyauterie d'air de refroidissement...etc.

#### **III.4.5 Inspection des systèmes de commande et de protection:**

Avant de démarrer la turbine les instrumentistes font un contrôle de tous les systèmes de commande et de protection comme par exemple:

- La chaîne de vibrations;
- L'état des thermocouples;
- Fonctionnement des servo-vannes;
- Des manomètres;
- Les moteurs électriques des auxiliaires;
- Les systèmes de survitesse et de déclenchement;
- Ainsi que toutes les boucles des systèmes de régulation (capteurs, transmetteurs, régulateurs, amplificateurs, organes d'exécution...etc.).

#### **III.4.6 Teste de démarrage et essai:**

On contrôlera tous les étapes de démarrage et on décèlera tous les bruits anormaux pendant la phase de ventilation, avant l'allumage, relever tous les paramètres à 80% et à 100% de la vitesse nominale. La turbine est réceptionnée après 72 h de marche.

#### **III.5 La maintenance d'amélioration (passage à la nouvelle technologie pour la turbine à gaz MS 3002):**

L'amélioration des biens des équipements consiste à procéder à des modifications, des changements, des transformations sur un matériel correspondant à la maintenance d'amélioration.

Dans ce domaine beaucoup de choses restent à faire c'est à dire qu'on peut toujours améliorer. C'est un état d'esprit qui nécessite une attitude créative.

Cependant pour toute maintenance d'amélioration, une étude économique sérieuse s'impose pour assurer la rentabilité du projet.

Actuellement les nouvelles technologies sont appliquées dans plusieurs domaines de l'industrie et en particulier dans l'industrie des hydrocarbures et plus précisément dans la maintenance de machines tournantes (turbines, compresseurs, pompes ...etc.), afin de réaliser des objectifs bien déterminés.

Parmi les techniques des technologies nouvelles appliquées dans les installations des turbines à gaz, on trouve celles qui ont pour but l'extension des cycles ou intervalles de maintenance.

Cette technologie consiste à changer quelques pièces essentielles de la partie des gaz chauds de la turbine à gaz, par d'autres pièces, dont leur matériau est amélioré ou ils ont subies un revêtement ou traitement thermique afin de résister aux hautes températures pour une longue durée.

**Exemples des pièces changées:**

- Les tubes à flamme;
- Les pièces de transition;
- Les directrices des gaz chauds;
- Les tubes d'interconnexion;
- Aubes de la roue premier étage.

➤ **Les cycles des révisions:**

Les inspections	Ancien cycle de maintenance	Nouveau cycle de maintenance
Inspection de combustion (CI)	8000 h	12000 h
Inspection du parcours des gaz chauds (HGPI)	16000 h	Remplacée par une 2 <sup>ème</sup> CI 24000 h
Inspection de combustion (CI)	24000 h	36000 h
Majeur inspection (MI)	32000 h	48000 h

**Tableau 02 : Cycles des révisions.**

**Les durées des interventions:**

- CI : 10 jours;
- HGPI : 20jours;
- MI : 35 jours.

## Chapitre-IV-

# Analyse vibratoire & relevée de vibration



#### **IV.1 Objet étudié :**

L'étude concerne la station de pompage SP2 située à Djemaa La machine étudiée est une pompe entraînée par une turbine à gaz GE MS 3002, destinée au transfert de pétrole brut.

#### **IV.1.2 Historique :**

Une liste des opérations de maintenance depuis 1998 à été fournie par l'exploitant, nous en donnons les extrais relatif aux problèmes mécaniques.

Le problème actuel est caractérisé par la détection d'un déplacement crête à crête d'environ 70-80  $\mu\text{m}$  au niveau du palier COA de la pompe. Cette valeur est supérieure à la limite de fonctionnement continue et très voisine de la limite du déclenchement automatique de la mise à l'arrêt de la machine, des déclenchements on été effectivement signalés.

L'examen de l'indicateur de niveau monte d'importantes variations entre la limite d'alerte et celle de déclenchement. Cette information est mise en relation (hypothèse débattue sur site) avec de possibles problèmes d'alignement, en raison des difficultés de réaliser cette opération en raison de l'influence des efforts transmis par le pipe, ces effort pouvant être liés à des déformation du sol qui encastre les tuyauteries d'admission et de refoulement.

**Tableau IV.1 : extraits de l'historique de maintenance tenu par l'exploitant du site**

03/03/06	vibration paliers C du réducteur	➤ Intervention sans détail
03/04/06	Température élevée au niveau de l'arrière de la roue BP	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Inspection et contrôle des orifices d'air de refroidissement (contrôle dimensionnel)</li> <li>➤ Chargement de la jointure</li> <li>➤ Jointure endommagée</li> </ul>
08/11/06	Fuite brut au niveau gougeons du plan de joint	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Démontage 3 gougeons de serrage fuyants</li> <li>➤ confection de 3 joints en klingérite</li> <li>➤ nettoyage des gougeons et leurs rondelles</li> <li>➤ remontage des gougeons</li> <li>➤ vérification du serrage des tous les gougeons du plan de joints</li> </ul>
20/12/06	Vibration paliers pompe	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Démontage de l'accouplement. Prise des mesures de l'alignement</li> <li>➤ Prise des mesures axiales et radiales, Après constatation de désalignement de l'arbre on a décidé de transporter la pompe au DM Laghouat</li> <li>➤ Démontage de pompe et la mise en place des brides pleines à l'ASP et REF</li> </ul>
23/12/06	Vibration paliers 1 et 2 pompe	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Pose pompe B J</li> <li>➤ Remontage des capteurs vibration et réglage GAP à 10 VDC</li> <li>➤ Remontage des ondes de température paliers et butée</li> <li>➤ Branchement du magnitrole de fuites aux garnitures 71 LB</li> <li>➤ Remplacement du capteur du vibration coté accouplement par celui de TP 2 suite au défaut de la masse.</li> </ul>
24/03/07	Déclenchement par vibrations excessives du palier réducteur petit vitesse coté butée palier C Vibrations excessives sur palier réducteur arbre grande vitesse coté accouplement turbine	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Permutation de la chaîne de mesure de vibration du palier C par la chaîne du palier A</li> <li>➤ Essais démarrage turbine en charge 98%</li> </ul> <p>BP</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Les niveaux de vibrations sont au dessous du seuil d'alarme</li> <li>➤ La turbine à déclanché environ après 1 heure de service par vibration excessive du palier C du réducteur</li> <li>➤ un autre démarrage de la turbine</li> </ul>

<p>31/12/07</p>	<p>Déclenchement par vibration palier arrière pompe au moment du décollage de la BP</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Relevée des vibrations paliers pompe cotée butée</li> <li>➤ Valeur relevée à 5% BP et de 160µm</li> <li>➤ Relevée de valeur du run-out a donné ce qui suit :140µm sur palier arrière et 05µm sur palier avant</li> <li>➤ Nécessité de réparer la piste et de contrôler le rotor</li> </ul>
<p>14/01/08</p>	<p>Déclenchement par vibration palier arrière pompe au moment du décollage de la BP</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Un autre relevé de run-out a relevé les valeurs suivantes : Palier coté libre 115µm Palier coté accouplement 45µm</li> <li>➤ Les essais réel 'ont pas pu être réalisée (pompe déclenche à 5% BP)</li> <li>➤ Soupçon problème run-out et ce par manque de rapport de contrôle (équilibrage, excentricité, jeux radiaux entre arbre coussinet et run-out du rotor installé sur la pompe</li> <li>➤ Rotor a contrôlé</li> </ul>
<p>20/01/08</p>	<p>Déclenchement par vibration palier arrière pompe au moment du décollage de la BP</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Démontage de l'ensemble de la pompe et acheminement vers la base de DM Laghouat</li> </ul> <p>TRAVAUX EFFECTUES SUR POMPE :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Dépose de la volute, après démontage des paliers et des garnitures mécaniques et prise de l'ensemble des jeux</li> </ul> <p>CONSTAT :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>➤ L'état du mobile, des paliers et garniture acceptable</li> </ul>

<p>18/03/08</p>	<p>Les vibrations palier avant pompe atteint le seuil d'alarme lors de l'exploitation</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Relevés effectués sur la pompe BJ de la TP1 à 2510rpm.les valeurs mesurées Palier int.Pompe :76µm Palier ext.pompe :35µm</li> <li>➤ Pour le palier intérieur pompe, la vibration PK-PK sur 1 tour est de 40µm, la valeur élevée en surveillance est portée par une modulation basse fréquence</li> <li>➤ L'analyse des spectres montre que la pompe ne présente aucun défaut.donc une amélioration de L'alignement de la pompe doit être entreprise pour observer son effet sur cette modulation</li> </ul>
<p>23/03/08</p>	<p>Les vibrations palier avant pompe atteint le seuil d'alarme lors de l'exploitation</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Rectification de l'alignement et démarrage, charge à96% BP même phénomène (valeurs varient entre 46et 100µm)</li> <li>➤ Apres maints tentatives de correction, il c'est avère que le problème set au niveau de la tuyauterie refoulement de la pompe, nécessitant une correction</li> <li>➤ La dernière tentative a permis d'apporter une légère correction ou les valeurs des vibrations variaient entre 47et 76µ</li> <li>➤ <u>Nécessite d'entreprendre d'autre investigations,car faire fonctionner la machine avec ces paramètres présents des risque pour l'équipement et ou toute l'installation</u></li> </ul>
<p>02/04/08</p>	<p>Les vibrations palier avant pompe atteignent le seuil d'alarme lors l'exploitation</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Relevé des vibrations sur palier pompe BJ de la TP2 PARAMETRES DE LA MACHINE : HP=98% BP=96% Vibration palier avant=40à80µ Vibration palier arrière=40à65µ</li> <li>➤ La première harmonie et la deuxième dépassent le niveau de l'amplitude de la fondamentale donc il s'agit d'un désalignement de la pompe avec le réducteur.</li> </ul>

### **IV.1.3 Objectifs :**

L'objectif de la mission est :

- d'identifier l'origine du niveau élevé du signal de déplacement retranscrit en salle de contrôle ainsi
- de proposer les solutions pratiques pour rendre la machine compatible avec une exploitation normale (actions correctives)
- le cas échéant, de proposer des actions préventives pour des processus d'endommagement identifiés par l'analyse mais sans conséquences actuellement.

### **IV.2 Plan d'essais :**

#### **IV.2.1 Démarche :**

Etude du comportement dynamique en fonctionnement

Mesure accélérométrique, acquisition, analyse en post traitement

#### **IV.2.2 Moyens de mesure :**

##### **IV.2.2.1 Moyens de mesure mobile :**

Enregistrement/acquisition : Tablet PC/Roga DAT

Capteurs

Accéléromètres: type Wilcoxon 793

Analyse

**Logiciel d'analyse: STUDIOVIB**

#### **Logiciel d'analyse et de gestion des mesures vibro-acoustique :**

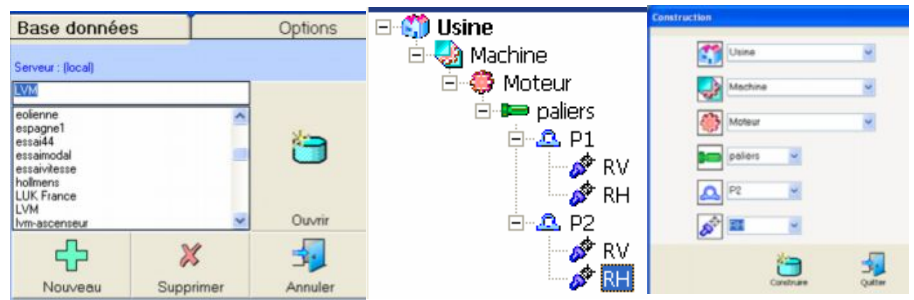
- Gestion des résultats et sauvegarde des signaux temporels longs dans une base de données,
- Automatisation et personnalisation des analyses, aides à l'interprétation directe à l'écran,
- Traçabilité, généralisation des possibilités de contrôle et de modification,
- Installation sur PC Windows permettant l'acquisition, l'analyse, la gestion et l'édition.

▪ **Représentation objets**

Un organigramme permet l'organisation des points de mesure suivant la structure de l'objet étudié, cette structure est représentée par

fenêtres interactives:

- sous forme d'organigramme
- sous forme de tableau



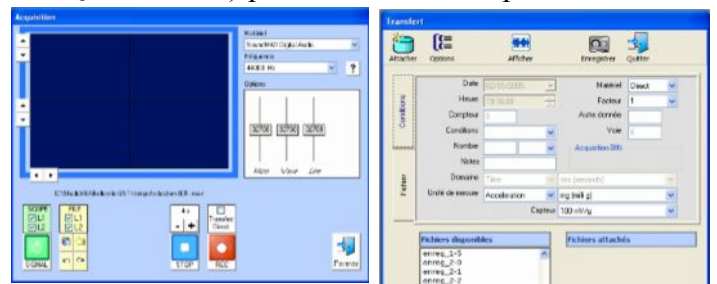
L'organigramme peut être facilement modifié et étendu grâce aux fonctions copier, coller, glisser, renommer, changer de niveau... même après chargement des données!

La création d'une nouvelle étude crée automatiquement les fichiers nécessaires pour les données, la structure, et les rapports édités

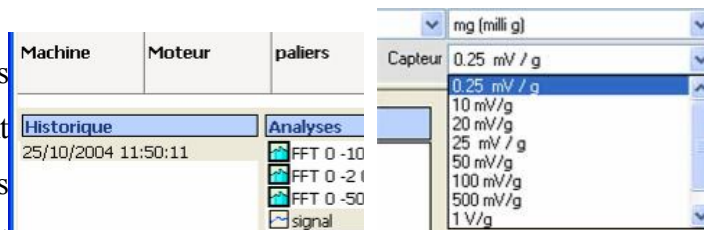
- **la base de donnée** (avec une interface SQL Server ®) permet d'accéder rapidement aux informations, de sécuriser

L'administration, et d'échanger des données Standardisées (norme MIMOSA).

Les signaux peuvent être enregistrés directement depuis le PC (pilotage de la carte d'acquisition) ou transférés depuis tout système d'acquisition (formats .bin ou .wav).



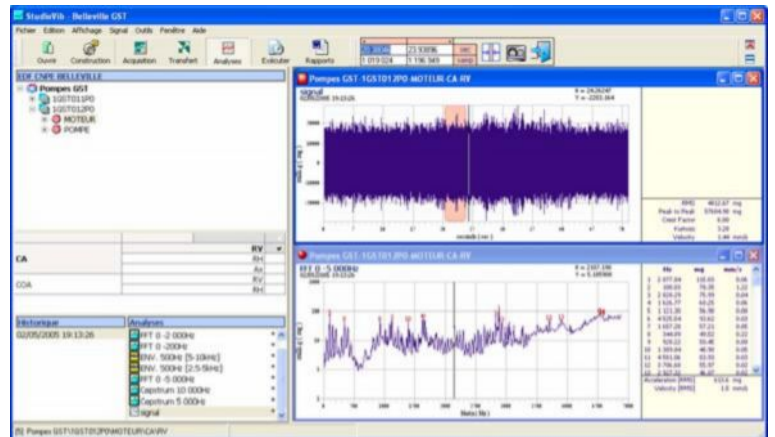
Les signaux temporels et les conditions d'essai sont archivés et attachés à chaque point de mesure. Les paramètres sont choisis dans un menu; des valeurs particulières peuvent être créées à la demande. L'historique des mesures et des analyses est conservé pour l'étude de l'évolution et assurer la traçabilité des opérations. Il est toujours possible de corriger les paramètres, de modifier les analyses et même de créer une nouvelle série d'analyses sur d'anciennes mesures.



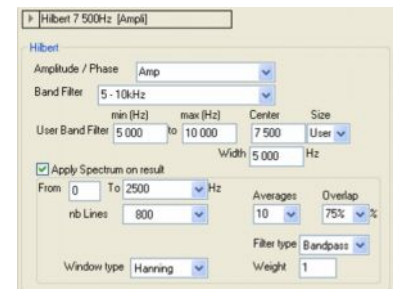
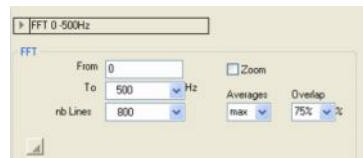
- **Les analyses** : sont programmées par l'utilisateur, individuellement ou par groupe de points de mesure.

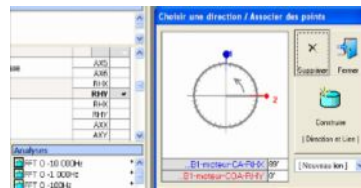
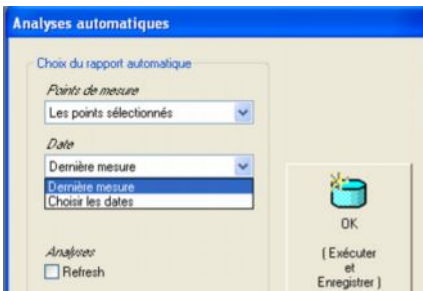
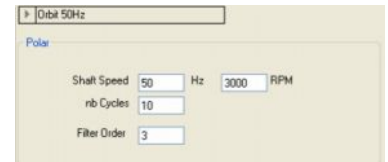
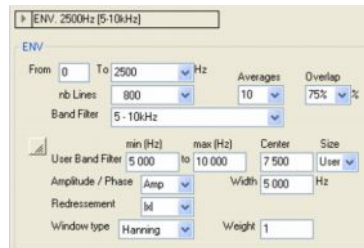
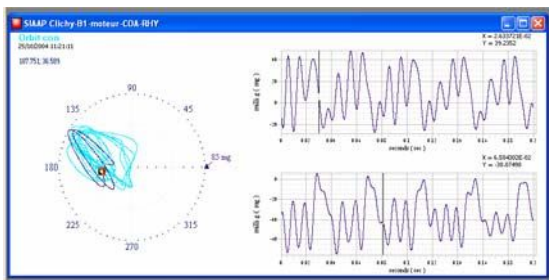
Il est toujours possible de visualiser le signal, d'en explorer les propriétés directement et de choisir les zones sur lesquelles on fait porter les analyses.

Une large gamme d'outils d'analyse paramétrables et sauvegardés individuellement est intégrée au logiciel :



- FFT (bandes fines et bandes 1/1 et 1/3 d'octaves, Zoom )
- Démodulation d'amplitude, phase, freq
- Enveloppe,
- Cepstre,
- Calcul d'orbite,
- Filtre de Hilbert, Filtre temporel long
- GDE (diagnostic des engrenements)
- Fonction de transfert
- Kurtosis, Crête
- Toute fonction mathématique



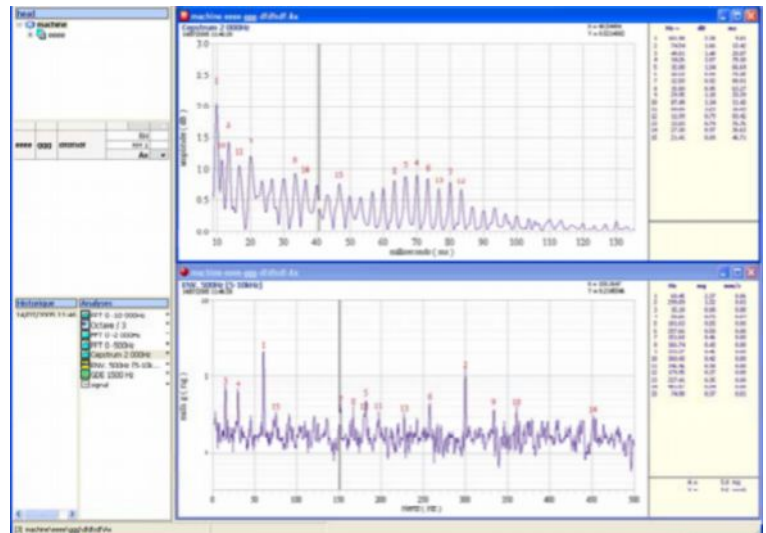


Selon la sélection par cases à cocher, les points de mesure peuvent être affectés des mêmes analyses qui peuvent être traitées en même temps.

Les graphes d'analyse peuvent toujours être associés à un tableau d'identification des pics, de visualisation des harmoniques etc....

Le graphisme est paramétrable.

	Hz	mg	mm/s
1	2 877.84	115.03	0.06
2	100.03	78.35	1.22
3	2 828.29	75.99	0.04
4	1 626.77	60.25	0.06
5	1 121.30	56.98	0.08
6	4 525.54	93.62	0.03
7	1 657.28	57.21	0.05
8	344.89	49.52	0.22
9	928.22	50.45	0.08
10	1 389.84	48.90	0.05
11	4 581.06	83.93	0.03
12	3 706.68	55.97	0.02
13	2 927.32	46.07	0.02
Acceleration [RMS]		613.6	mg
Velocity [RMS]		1.5	mm/s



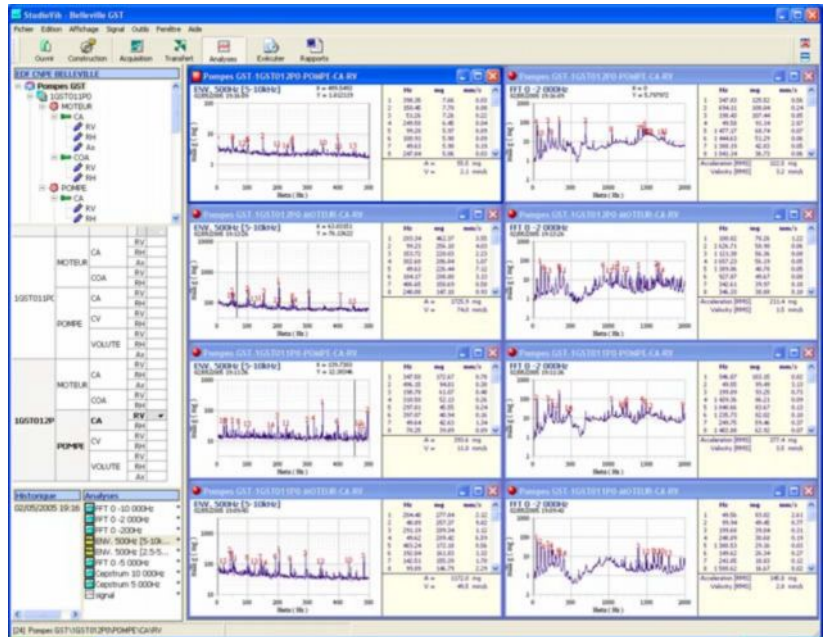


▪ **Exploitation à l'écran :**

Tous les signaux et toutes les analyses sont visualisables pour chaque point et pour chaque opération de mesure, en quelques clics.

L'analyse à l'écran est simplifiée par les fonctions:

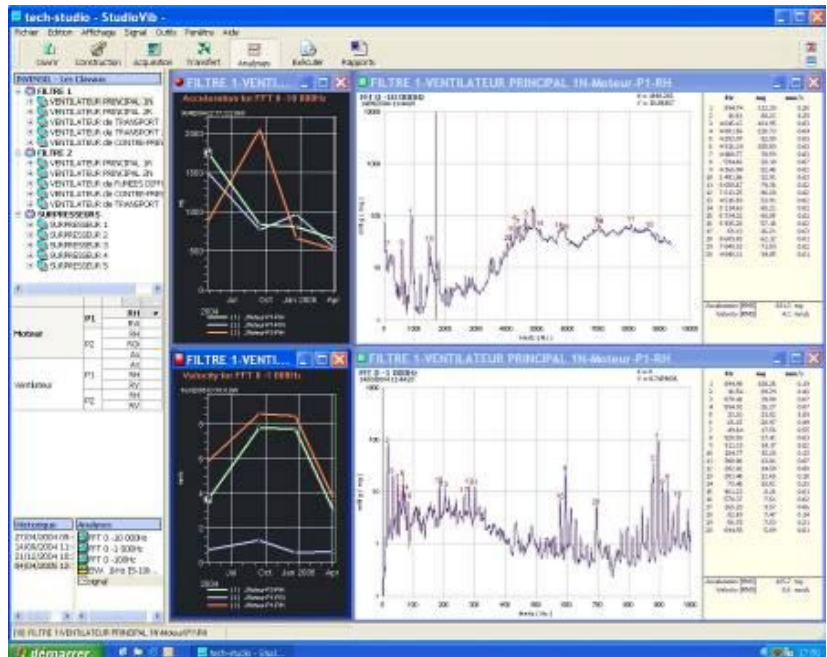
- Visualisation des analyses des points sélectionnés
- Défilement des graphes au fur et à mesure de la sélection dans le tableau (mode *Live*),
- Superposition de graphes par fonction *glisser* avec insertion automatique de la légende.



▪ **Analyse de tendance :**

Utilisation de l'historique sauvegardé pour la création de courbes de tendance.

L'analyse est facilitée par la possibilité de rappeler les graphes par simple clic sur un point de la courbe de tendance.



▪ **Edition de rapport :**

Sortie des résultats sous fichiers

Word. Possibilité de sélection:

- de la date de mesure
- des points de mesure

<b>VIBRASOFT</b> 147 Allée Mermoz 01600 Massieux	<b>BASE DE DONNEES</b>	<b>CLIENT</b>
	StudioVib	EXEMPLE CLIENT
<b>DATE</b>	<b>INSTALLATION</b>	<b>NIVEAUX GLOBAUX</b>
25/04/2004	CIMENTERIE	

Plusieurs formats prédéfinis:

- Niveaux globaux
- Analyses automatiques
- Analyses manuelles
- Signaux temporels longs

<b>BROYEUR</b>				Kurtosis	Facteur Crête	Acc. (mg) 10000 Hz	Acc. (mg) 1000 Hz	Acc. (mg) 200 Hz	Vit. (mm/s) 1000 Hz
Moteur	Arbre	P1	RH	3.1	5.7	1685.4	887.7	884.8	<b>23.0</b>
			RV	3.2	5.7	1292.2	653.0	640.7	<b>19.8</b>
		P2	RH	2.9	5.5	841.3	654.1	640.9	<b>19.5</b>
			RV	4.6	14.4	770.2	319.7	298.4	<b>9.1</b>
			Ax	3.0	5.4	863.9	394.1	349.1	<b>7.7</b>
		P1	RH	3.2	5.9	461.8	412.2	308.1	<b>7.3</b>
			RV	3.3	5.5	659.1	619.7	418.1	<b>6.6</b>
			Ax	2.7	5.0	1111.0	1071.6	929.8	<b>9.7</b>
		P2	RO	3.2	4.9	483.8	478.2	236.6	<b>6.3</b>
			Ax	3.1	4.2	716.0	725.0	392.5	<b>5.9</b>
		P1	RO	2.8	4.6	508.9	500.8	457.9	<b>13.0</b>
			Ax	3.9	4.1	1073.8	1091.4	1032.6	<b>17.7</b>
		P2	RO	2.9	4.1	329.1	334.6	283.3	<b>6.6</b>
			Ax	2.8	4.0	683.4	682.7	578.6	<b>8.1</b>



Fichiers non protégés pour personnalisation

**IV.2.2.2 moyens de mesures fixes :**

Capteurs de déplacement de sensibilité  $7.87 \text{ mV}/\mu\text{m}$

Accéléromètres de sensibilité  $100 \text{ mV}/\text{g}$

**IV.2.3 point de mesure et condition de fonctionnement :**

Les mesures ont été réalisées à partir des capteurs de déplacement installés, des accéléromètres installés et de nos accéléromètres mobiles.



**Figure (IV.1) points de prise de mesure pour les capteurs fixes**

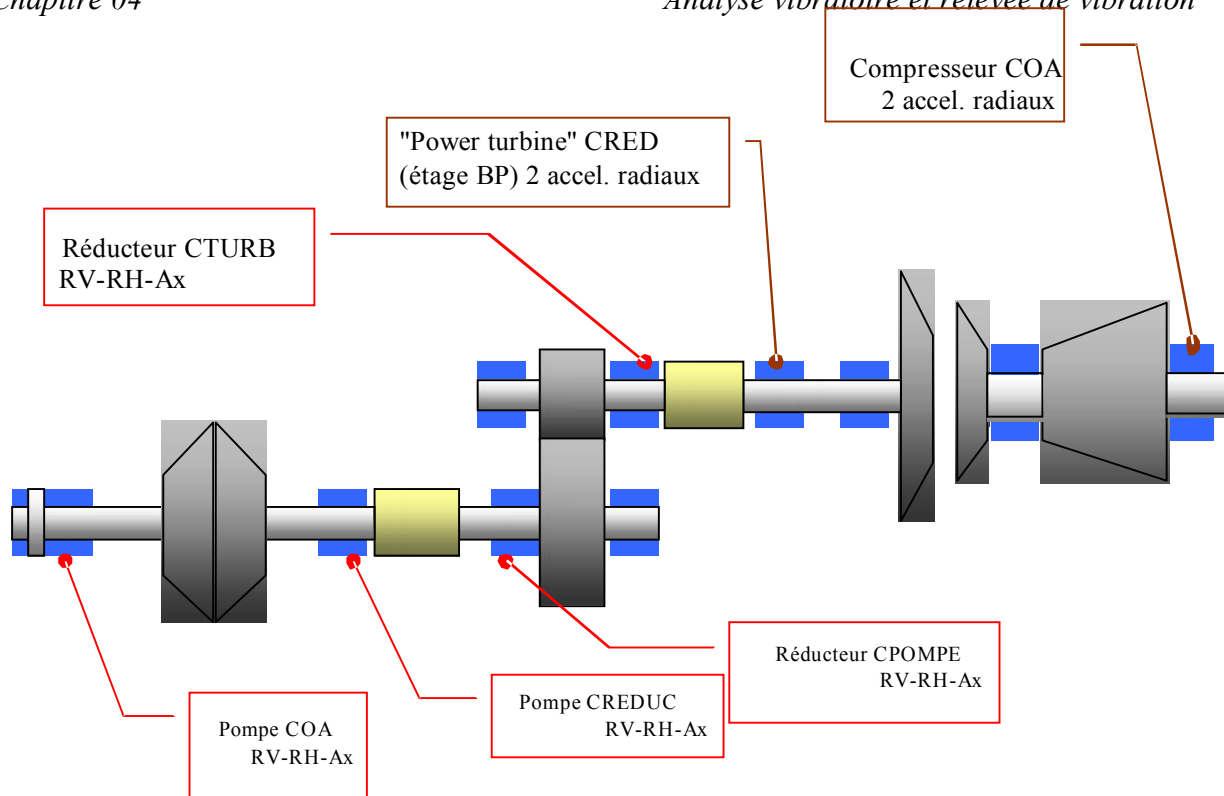


Figure (IV.2) : points de mesure accélérométriques, en rouge les mesures réalisées avec nos capteurs mobiles, en brun les points de mesure avec l'instrumentation fixe

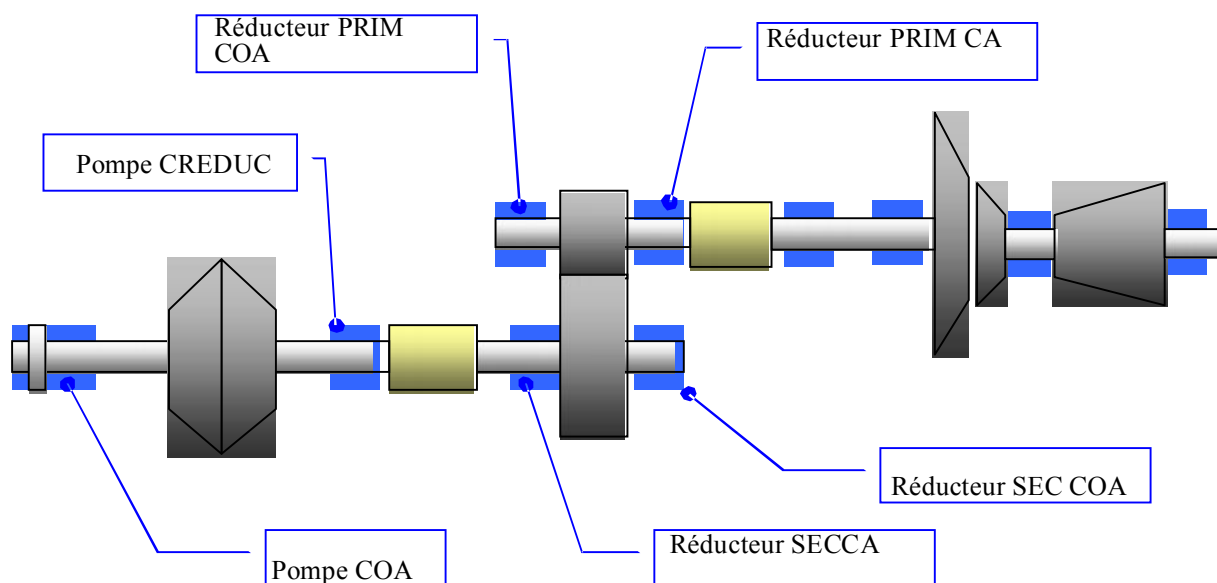


Figure (IV.3) points de mesure de déplacement  
Direction verticale uniquement

**IV.2.4 Données de référence :**

Les données de références ci-dessous ont été transmises par l'exploitant.

**BOITIER D'ENGRENAGE GE MS 3002**

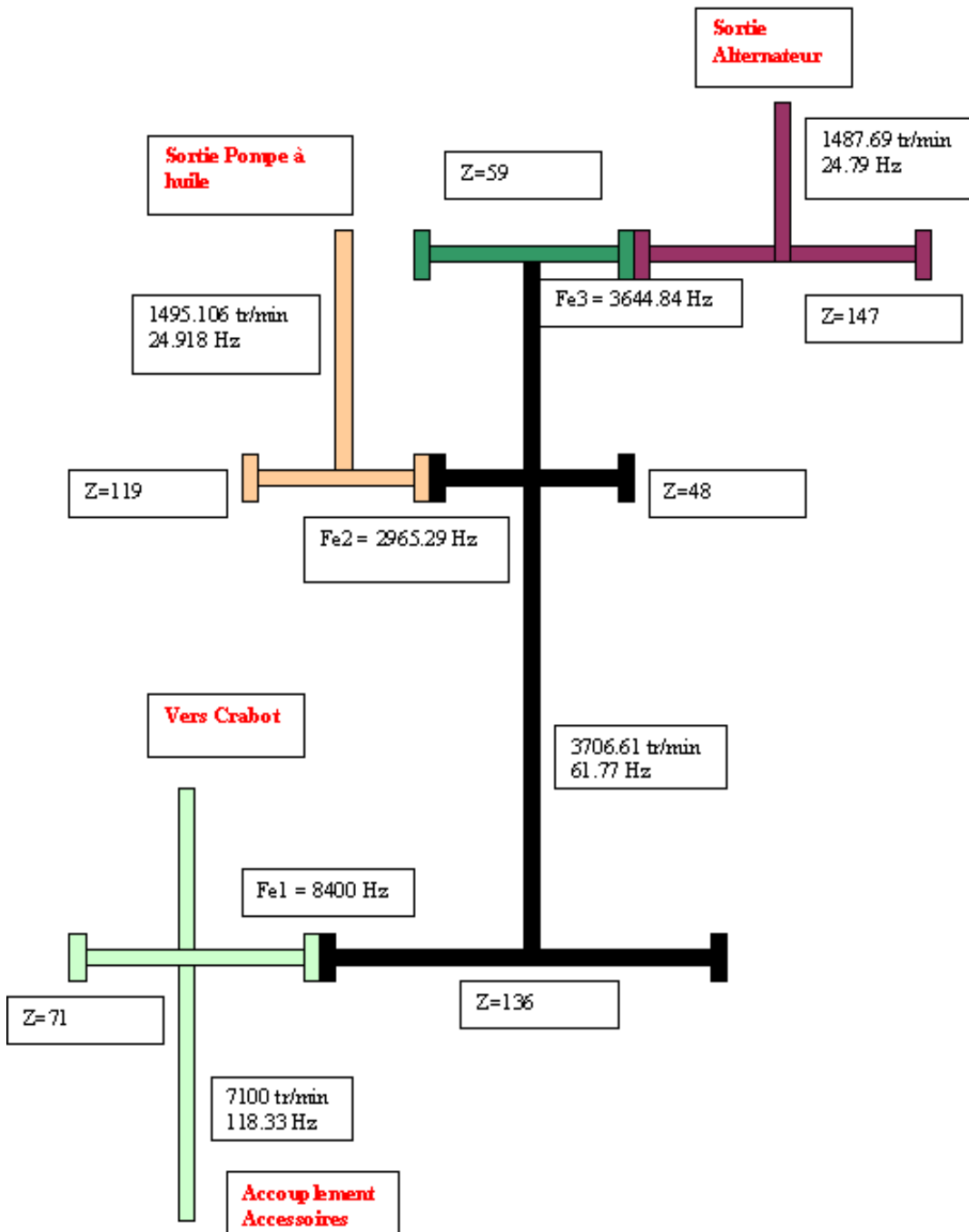


Figure (IV.4) boîtier d'engrenage GE MS 3002

**Fiche technique turbine T1 :**Constructeur : **général Electric**Type et/ou modèle : **MS3002**N°de Série : **244370**Vitesse HP et compresseur axial: **6900tr/mn**Nbre étage Compresseur Axial : **15**Nbre étage Roue (s) HP : **1**Vitesse BP : **6500tr/mn**Nbre roue BP : **01**Puissance turbine @~80m : **9400cv**Débit de consommation combustible (100%HP@27°C): **3,84m3/h**Température max à l'échappement : **516,6°C**Pression des gaz d'échappement : **1,0093 bars**Système de démarrage : **Moteur diesel****Fiche technique Réducteur R1 :**Constructeur : **IGE/Byron Jackson**Type et/ou modèle : **S-238-AZ**N°de Série : **245473 à 245480 inclus**Rapport de vitesse : **6519/2725**Puissance : **11600cv**Nbre de dent du pignon : **51**Nbre dent roue menée : **122**Nbre étage : **02**Type d'engrenage : **Hélicoïdal****Fiche technique Pompe P1 :**Constructeur : **Byron Jackson**Type et/ou modèle : **DVDS20x20x28 MC**N°de Série : **741-N- ????**Nbre étage : **01 à double entrée**Nbre de volute : **Double volute**Puissance absorbée : **8058cv**Débit : **4704m3/h**Vitesse : **2725tr/mn**Pression différentielle max : **40 bars**Hauteur différentielle à 2450 rpm : **188m c l**Moyen d'entraînement : **Turbine à gaz**

**IV.3 : Analyse vibratoire :****IV-3.1 : résultats globaux :**

Les niveaux présentés dans les tableaux ci-dessous présentent à la fois des niveaux globaux en accélération calculés à partir des gammes de fréquences qui sont définies (10000 Hz, 1000Hz, et 100 Hz) c'est-à-dire la répartition de l'énergie vibratoire à travers les hautes, moyennes, et basses fréquences.

Les descripteurs Kurtosis et Facteur de Crête sont calculés à partir du signal temporel, et permettent de quantifier la distribution des pics (amplitude en fonction du temps), afin d'identifier rapidement la présence d'irrégularités instantanées (impulsions) générées par un endommagement.

Le dernier critère (niveau en vitesse dans la gamme 0-1000 Hz) est complémentaire aux autres critères ; il permet de quantifier les déplacements (image de la fatigue).

Tableau des niveaux globaux issus des accéléromètres

SP2 OK1			Kurtosis	Facteur Crête	Ace.(mg) 200 Hz	Ace. (mg) 1000 Hz	Ace.(mg) 10000 Hz	Vit.(mm/s) 1000 Hz
COMPRESSEUR	COA	RV	2,3	2,8	419,7	435,6	434,7	9,9
		RH	2,3	2,8	414,8	437,0	436,4	9,9
POWERTURB	CRED	RV	2,4	3,2	325,6	333,7	327,7	8,0
		RH	2,5	3,1	330,0	333,7	326,6	7,9
REDUC	CTURB	RV	1,7	2,3	24,6	633,3	2704,4	1,1
		RH	2,7	3,5	43,6	527,6	1370,5	1,5
		Ax	2,6	4,1	56,8	256,8	649,4	1,3
C POMPE	C POMPE	RV	2,7	3,6	31,3	292,8	1014,5	0,8
		RH	2,2	3,1	39,8	232,5	987,7	1,2
		Ax	2,4	3,6	80,9	364,0	1044,5	1,5
POMPE	CREDUC	RV	3,0	5,1	54,3	125,6	545,3	0,9
		RH	2,7	4,4	36,2	419,8	594,1	1,2
		Ax	2,6	4,4	28,0	722,8	963,3	1,5
COA	COA	RV	2,1	3,4	44,3	151,1	1180,9	0,9
		RH	2,8	4,3	45,8	435,3	630,5	1,5
		Ax	2,7	4,5	28,2	433,8	631,0	1,1

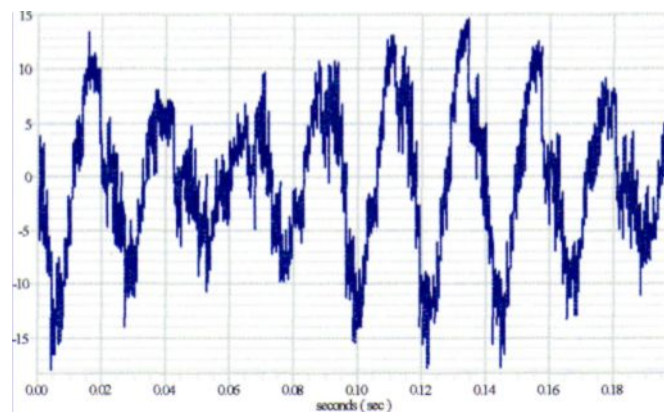
Tableaux des niveaux globaux issus des capteurs de déplacement :

SP2 DEPL OK1			Kurtosis	Facteur crête	Dep.(Mm) 10000 Hz	Dep.(lim) 1000 Hz	Dep.(l $\mu$ m) 200Hz	Vit.(mm/s) 1000 Hz
REDUC	PRIM CA	RV	2,5	3,4	6,8	6,5	5,1	
	SECÇA	RV	2,0	2,8	9,4	9,5	9,3	
	PRIMCOA	RV	3,3	3,8	6,4	5,9	3,9	
	SEC COA	RV	2,3	3,3	6,3	6,5	6,3	
POMPE	CREduc	RV	2,3	3,0	15,9	15,2	15,1	
	COA	RV	2,5	3,5	14,2	14,2	14,1	

#### **IV.3.2 Analyse détaillée :**

L'analyse des signaux relevés au niveau de l'armoire d'instrumentation montre la présence d'une très forte perturbation par la fréquence du réseau électrique à 50 Hz.

Le niveau des amplitudes crête à crête des indicateurs d'alarme est le même que celui des mesures enregistrées, il s'agit donc de fausses alarmes.



**Figure (IV.5) zoom sur le relevé temporel du déplacement au niveau du compresseur HP**



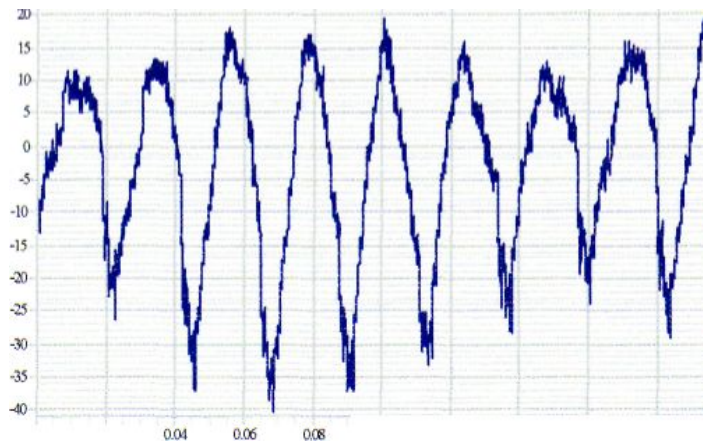


Figure (IV.6) : zoom sur le relevé temporel du déplacement au niveau de la pompe

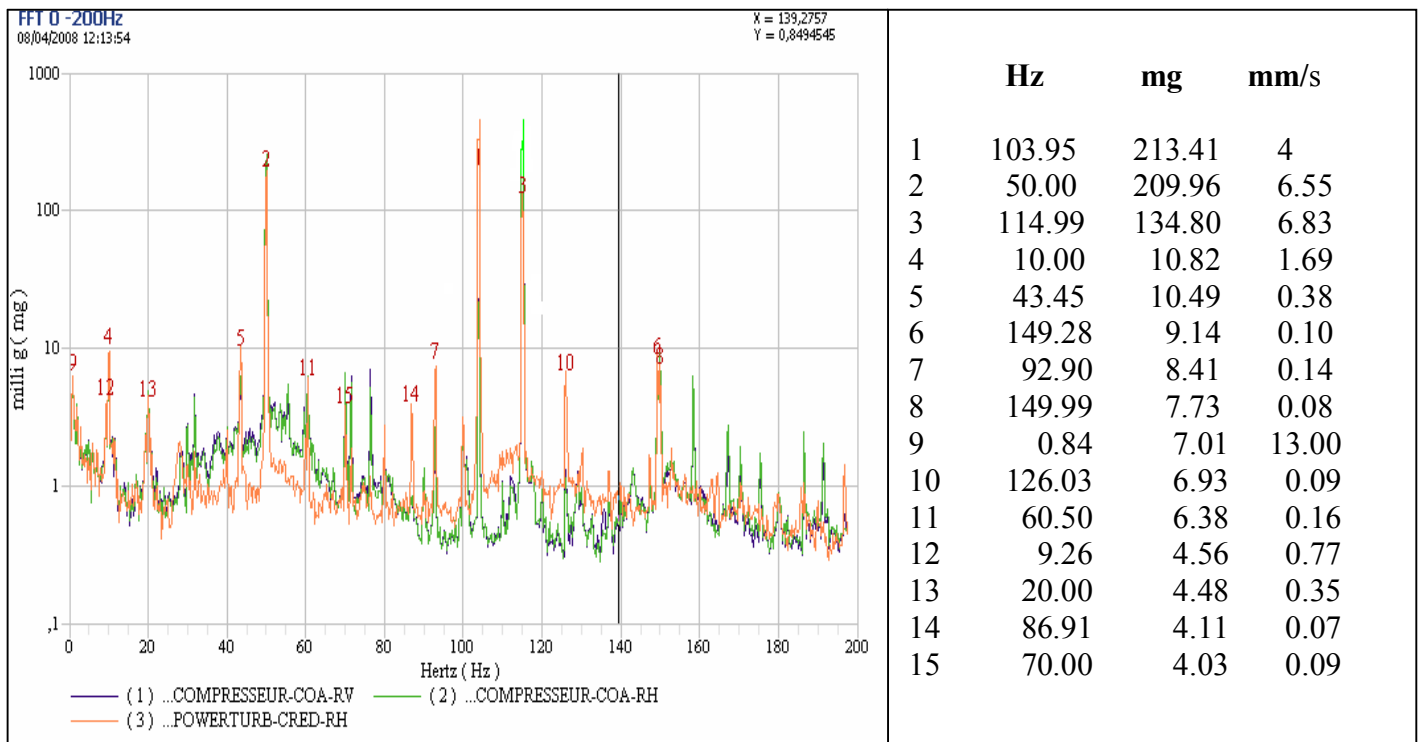


Figure (IV.7) : superposition des spectres 0 -200 Hz

➤ Les spectres montrant que les raies à 50, 110,115 HZ sont très importantes

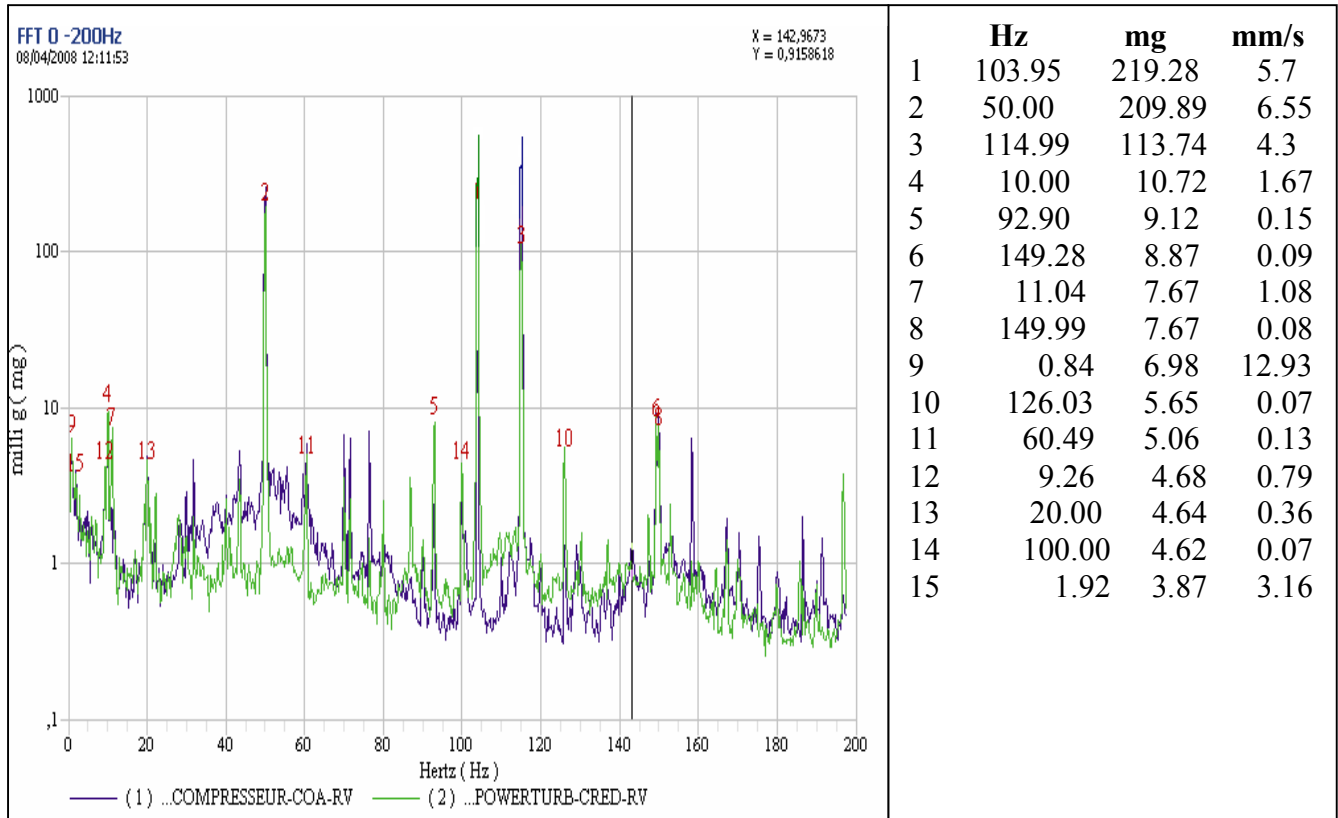
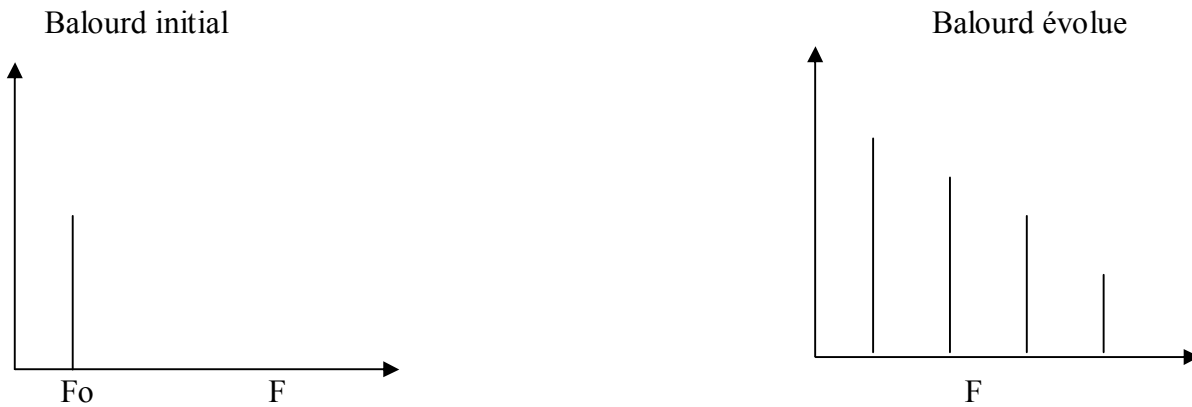


Figure (IV. 8) superposition des spectres 0-200 Hz issus des accéléromètres installés

**IV.3.3 Interprétation :**

Les tableaux de niveaux ci-dessus mènent à des commentaires suivants :

- Les niveaux vibratoires issus des accéléromètres sont élevés en basses fréquences notamment sur le compresseur et l'étage BP. Ces niveaux sont principalement générés par la raie à la fréquence 50 Hz .
- Le dépouillement des spectres montre un signe d'un balourd dans les deux rotors
  - compresseur axial HP
  - Rotor BP

**IV.4 Manifestations spectrales du balourd :**

Le balourd manifeste par une  
Energie vibratoire localisée à la  
Fréquence de rotation  $F_0$

On trouve toujours un balourd  
Résiduel sur une machine tournante

l'évolution de balourd se manifeste par :  
Une augmentation de niveau  $F_0$   
A partir d'un certain niveau, l'apparition  
Des raies harmoniques à  $F_0$  caractéristique  
d'une «distorsion» du mouvement tournant  
de l'arbre

**Figure(IV.9) manifestation spectrale de balourd**







Chapitre-V-  
**Chapitre-V-**  
**Problème de balourd**

**Introduction :**

Contrairement à une idée reçue, le balourd est certainement l'un des problèmes vibratoires les plus difficiles à identifier sur une machine tournante.

En pratique, il est impossible d'obtenir un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor de la machine tournant.

Ce déséquilibre va générer une vibration due à la force centrifuge

$$F=mr\omega^2$$

L'amplitude de cette vibration croit fortement avec la vitesse de rotation.

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

$U=mr$  est l'expression du balourd. L'unité employée est [g.mm]

Un problème de balourd ne peut donc être détecté que par un jugement sur le niveau, et non pas sur la présence de manifestations spectrales spécifiques, comme la plupart des autres phénomènes.

Ce jugement sur le niveau est affecté par les notions de transfert vibratoire (réponse de la structure de l'ensemble de la machine à l'effort de balourd), et l'influence des conditions de fonctionnement.

Le balourd se manifeste à la fréquence de rotation ; de nombreux autres phénomènes, différents du balourd (au sens de la résolution du problème par l'équilibrage), se manifestent également à cette fréquence.

## V.1 Différents balourds :

### V.1.1 Balourd statique :

D'après la norme AFNOR E 90-002 « vibration et chocs mécaniques, vocabulaire de l'équilibrage » :

Axe de rotation (R) : c'est l'axe autour duquel les paliers imposent au mobile de tourner.

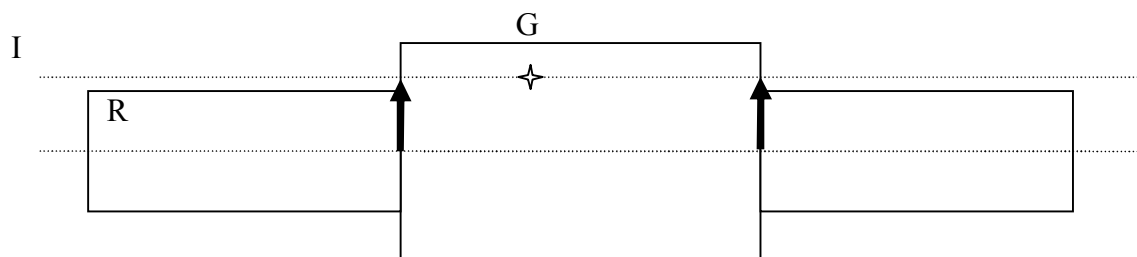
Axe principale d'inertie (I) : on désigne par axes d'inertie d'un corps les trois axes perpendiculaires entre eux, autour de quels ce corps est susceptible de tourner naturellement.

L'axe principal d'inertie est le plus proche de l'axe de rotation.

Le balourd statique est un vecteur défini par son module égal au balourd et par une phase (position angulaire par rapport à un repère).

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

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



**Figure (V.1) : Balourd statique.**



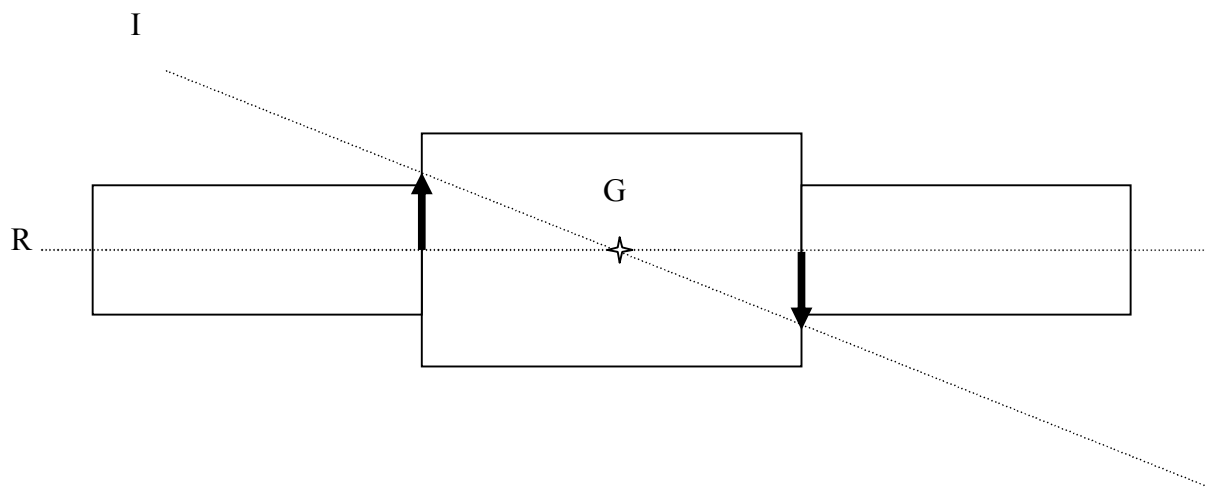
**V.1.2 Couple de balourds :**

Le couple de balourds est un ensemble de deux vecteurs de même module et de directions opposées.

Le couple de balourds est caractérisé par un vecteur (module et phase) dont le module est égal au produit du module des deux vecteurs balourds par leur distance.

A vitesse nominale, le rotor tangue et les deux paliers supportant le rotor subissent les balourds opposés. Le déphasage proche de  $180^\circ$  observé entre les mesures effectuées au même angle sur les deux paliers est révélateur d'un balourd couple.

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

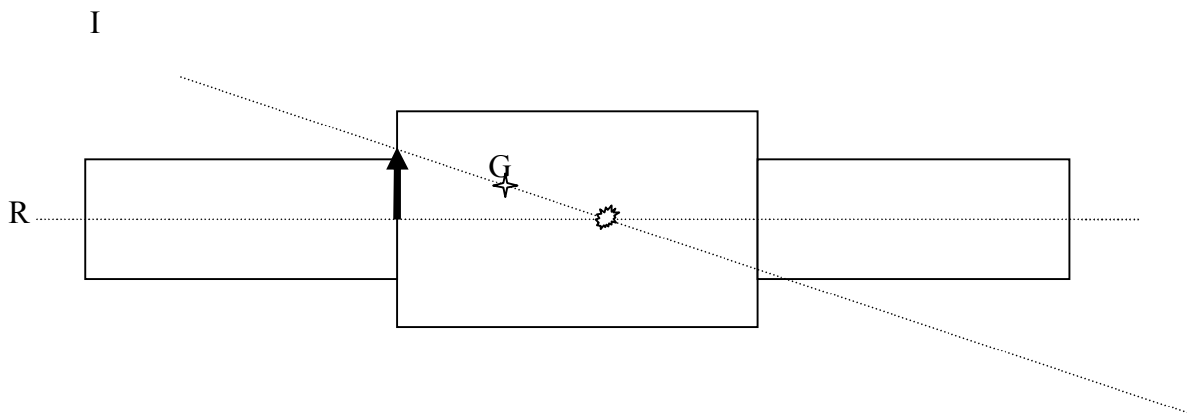


**Figure (V.2): couple de balourd**

**V.1.3 Balourd quasi statique :**

Le quasi statique agit d'un seul côté, entraîne un déplacement du centre de gravité et incline l'axe principal d'inertie de façon que ce dernier coupe l'axe de l'arbre du rotor.

On peut le déterminer par oscillation simple sur deux coteaux. Dans la pratique, on ne différencie pas le balourd statique et le balourd quasi statique.



**Figure (V.3) : balourd quasi statique**

### V.1.4 Balourd dynamique :

Le balourd dynamique est la combinaison du balourd statique et le couple de balourd.

L'axe principale d'inertie est incliné par rapport à l'axe du rotor, mais il ne le coupe pas (lorsque l'on équilibre en deux plans, on équilibre en dynamique).

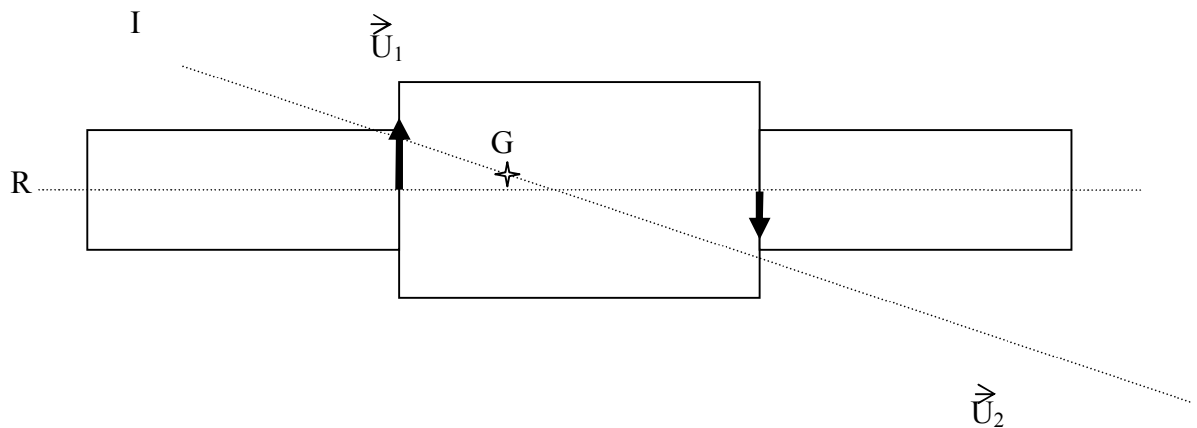


Figure (V.4) : balourd dynamique

## V.2 Origine de balourds sur les rotors :

La distribution de balourd d'un rotor est liée à la position du centre de masse de chacun des tronçons élémentaires par rapport à la ligne de rotation, elle-même différente de l'axe géométrique passant par les centres des paliers. Les origines des balourds sont multiples. On pense souvent aux inhomogénéités de matériaux, mais d'autres causes, beaucoup plus courantes et plus fondamentales, sont illustrées par quelques exemples typiques.

### V.2.1 Déséquilibre massique des rotors. Balourds :

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. Ces efforts se traduisent par des vibrations liées à la fréquence de rotation  $f_r$ .

Les déséquilibres proviennent en général de défauts d'usinage, d'assemblage des rotors ou de montage. En fonctionnement, les rotors peuvent alors aussi se déformer sous l'effet d'échauffements dissymétriques

### **V.2.2 Balourd d'origine mécanique :**

#### **V.2.2.1 Perte d'ailette, rupture d'une aube, etc. :**

Lorsqu'il y a rupture et départ d'un morceau du rotor, comme par exemple d'une ailette, on observe généralement une évolution instantanée des vibrations. Cette évolution est mieux perçue si l'on surveille simultanément l'amplitude et la phase des vibrations dans une représentation vectorielle.

Les pertes d'aubes se traduisent aussi par des perturbations de l'écoulement (présence d'impulsions de pression répétées) qui se verront par des analyses spécifiques de type spectre.

#### **V.2.2.2 Modification du montage :**

Un glissement des plateaux d'accouplement se traduit comme dans l'exemple précédent (perte d'ailette) par une évolution brusque des vibrations synchrones de la rotation. Ce genre d'incident est à corrélérer à des évolutions des efforts de torsion (à-coups de réseaux, évolution du couple transmis pendant une prise de charge).

#### **V.2.2.3 Érosion. Dépôt de matière :**

L'érosion des aubes peut créer un déséquilibre si la distribution n'est pas symétrique (ce qui est assez rare).

Le dépôt de matière se rencontre sur des ventilateurs qui fonctionnent dans des ambiances très sales, comme par exemple des tirages de fumées. On observe alors une évolution lente des vibrations à la fréquence de rotation, avec parfois des discontinuités lorsqu'une partie de ce dépôt se décolle sous l'effet des efforts centrifuges.

#### **V.2.2.4 Fluage, défaut de virage :**

Lorsque l'on démarre une machine après une période d'arrêt prolongée, on peut, sous certaines conditions, observer des vibrations élevées créées par une déformation permanente du rotor due à :

Un fluage des rotors chauds même lors d'arrêt de courte durée ; un fluage des rotors froids s'ils sont très flexibles et arrêtés très longtemps ; un coup d'eau (trempe locale due à la présence de fluide froid dans un écoulement de vapeur chaude). Ce phénomène peut se rencontrer lorsque l'on envoie de la vapeur chaude dans une tuyauterie mal purgée.

#### **V.2.3 Balourd d'origine thermique :**

##### **V.2.3.1 Déformation des rotors de turbine :**

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes, ou lorsque la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques. S'ils se déforment de façon dissymétrique, les centres de gravité se déplacent et les efforts varient.

Le critère de diagnostic repose alors sur la corrélation entre les variations de température et l'évolution des vibrations. La rapidité de l'évolution renseignera sur l'origine du défaut.

##### **V.2.3.2 Déformation des rotors d'alternateurs ou de moteurs électriques : balourd thermique :**

Comme précédemment, une non homogénéité du rotor peut induire des déformations.

En raison de l'énergie importante dissipée par effet Joule ou par hystérésis, il est nécessaire de refroidir les rotors. Toute dissymétrie de débit (canaux de ventilation bouchés ou pertes de charge différentes) se traduira lors d'une variation de puissance par une variation des vibrations.

Les vibrations sont alors fonction de l'échauffement qui dépend de l'intensité du courant dans le rotor, mais aussi de la température du fluide de refroidissement, ou de sa pression.

Un effet similaire peut être obtenu en cas de court-circuit entre spires, provoquant une dissymétrie d'échauffement. Il faut, pour trouver l'origine de cette déformation, compléter les informations précédentes par des mesures électriques (isolement, résistances internes ou courantes).

Glissement et dilatation contrariée des bobinages de machines électriques

Si un obstacle s'oppose à la dilatation d'une barre, ou si les forces de frottement deviennent élevées, la dilatation du bobinage ne peut plus se faire librement et le rotor se tord. On observe alors dans ce cas une évolution du niveau vibratoire.

### **V.2.3.3 Frottement. Balourd évolutif :**

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

La mise en équation du mouvement montre que la trajectoire du vecteur représentant la vibration à la fréquence de rotation est  $f_r$

Une spirale amortie ou divergente selon la position des vitesses critiques, ou plus exactement selon la valeur de l'angle que fait la vibration (déplacement) avec la force qui lui donne naissance (balourd créé par l'échauffement).

Le décalage du point d'échauffement s'explique parce qu'il y a déphasage entre la déformation et la force qui la crée. Ce déphasage est celui qui existe par exemple entre un balourd et la vibration qu'il induit.

Phénomènes d'évolution en spirale (aussi appelés balourds thermiques tournants) décrits ci-dessus sont surtout observés si l'échauffement n'est pas trop fort et si l'ancien point de contact peut se refroidir.

### **V.2.4 Balourd hydraulique :**

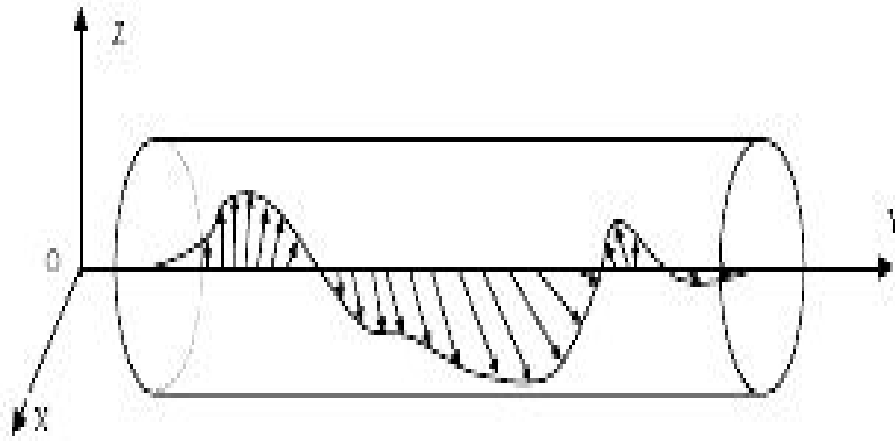
En plus de balourd d'origine mécanique, on peut rencontrer dans les pompes une force tournante engendrée par les dissymétries sur la roue.

En effet, lors la de fabrication des rouets, il subsiste des différences géométriques dans le profil des roues qui sont cause de légères dissymétries de pression.

L'intégrale de ces dissymétries de pression sur la surface de la roue crée le balourd hydraulique.

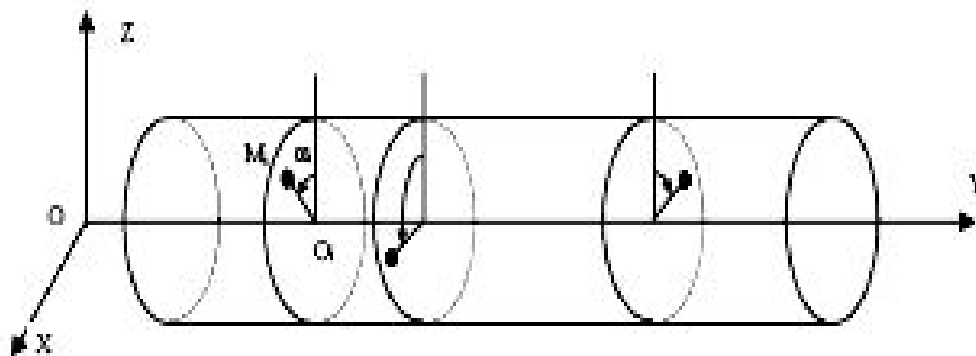
### V.3 Répartition du balourd sur le rotor :

Le balourd initial est généralement reparti de manière continue et quelconque sur le rotor



**Figure (V.5) : répartition du balourd sur le rotor**

Pour modéliser simplement ce balourd, il est décomposé en masses concentrées situées dans différents plans



**Figure (V.6) : modélisation de la répartition du balourd sur le rotor**

A l'arrêt, la position  $M_i$  de chaque masse  $m_i$  est définie par :

Son abscisse sur l'axe  $Y_i$

La distance  $r_i = O_i M_i$ ,  $O_i$  étant le centre de la section de l'arbre

L'angle  $\alpha_i$  que fait la position de la masse par rapport au repère tournant de référence

## **V.4 Effets des balourds sur les vibrations :**

### **V.4.1 Mouvement de rotor et vibration**

Considérons un rotor possédant des modes propres de forme circulaire. La réponse à une distribution de balourd est une trajectoire qui tourne à la vitesse de rotation, de façon parfaitement synchrone avec le rotor lui-même. Cela signifie que le rotor est déformé dans l'espace de façon statique, et qu'il tourne, ainsi fléchi, autour de sa ligne de rotation.

Aucune fatigue liée au balourd n'est induite dans le rotor.

La vibration n'apparaît que lorsqu'on regarde cette déformée tourner dans l'espace, depuis l'extérieur et suivant une direction fixe.

Si maintenant le rotor possède une dissymétrie ou des paliers anisotropes, il décrit alors une trajectoire elliptique, ce qui lui donne un peu de flexion alternée d'une amplitude égale à la différence des deux axes principaux de l'ellipse et à une fréquence double de celle de rotation.

#### **V.4.1.1 Vibrations synchrones :**

Les forces de balourd sont liées au rotor et tournant avec lui. Vue du stator, la vibration générée par les forces est synchrone avec la rotation. Les signaux vibratoires issus des capteurs doivent donc être filtrés sur la raie de rotation observée sur la répartition spectrale du signal.

Lorsque des capteurs de déplacement de rotor sont installés sur les paliers, on mesure des vibrations relatives. Deux capteurs à 90° l'un de l'autre, permettent de connaître le grand axe de l'ellipse et la phase de la trajectoire.

Lorsque des accéléromètres sont implantés, on mesure des vibrations sur parties fixes (absolues), conséquences de la transmissibilité des paliers.



### **V.4.1.2 Non linéarités :**

Si les balourds conduisent à des grandes amplitudes des trajectoires, les forces, et donc les vibrations générées, comportent des harmoniques de la vitesse de rotation dues aux non linéarités. Cela n'est pas considéré en équilibrage, car on atteint des balourds résiduels de faible amplitude.

### **V.4.1.3 Faux- ronds. Excentricité :**

Les mesures de vibration relatives se font par des capteurs de types à courant de Foucault. La piste de détection a une influence dans la mesure, car elle a des défauts à la fois géométriques de circularité et de types métallurgiques, magnétique et électrique (phénomène de run-out). Ce phénomène a généralement peu d'importance en équilibrage, car la décomposition en série de Fourier donne des taux harmoniques. Tant que la mesure est effectuée sur le même diamètre que le tourillon, le niveau sera faible pour le fondamental qui est la seule composante qui peut entacher d'erreur une mesure relative au balourd par ce moyen (notamment pour un équilibrage in situ).

### **V.4.2 Vibration d'un rotor rigide sous l'influence d'un balourd :**

Nous venons de voir que sous l'effet d'un déséquilibre les paliers d'un mobile en rotation étaient soumis à des forces tournant à la même vitesse que le rotor. L'amplitude de ces forces ayant pour origine des efforts centrifuges varie avec la vitesse de rotation et est fixe pour une vitesse donnée.

Les paliers ne sont pas parfaitement rigides. L'élasticité d'un palier dans une direction donnée autorise des déplacements du mobile dans cette direction.

#### **V.4.2.1 Vibrations dues à un balourd statique :**

La force  $\vec{F}$  tourne à la vitesse  $\omega$  et à une amplitude constante. Elle constitue dans le plan défini par la direction du force sinusoïdale d'excitation.

Sous l'action d'un balourd statique un rotor tournant à la vitesse angulaire  $\omega$  est soumis dans une direction quelconque qui est par exemple, celle d'un capteur de vibrations, à un mouvement sinusoïde vibratoire de pulsation  $\omega$ , et il existe une vitesse de résonance, qui dépend de la masse du rotor et de l'élasticité des paliers pour laquelle l'amplitude de la vibration est maximale, c'est la vitesse critique.

#### **V.4.2.2 Vibrations dues à un balourd dynamique :**

Dans le cas d'un déséquilibre dynamique, le rotor est soumis à un couple. Les forces de réaction des paliers sont parallèles et opposées, le rotor a une tendance à osciller autour du centre de gravité.

On démontre qu'il existe une vitesse critique indépendante non seulement de la masse du rotor et de l'élasticité des paliers, mais encore de la forme même du rotor.

#### **V.4.2.3 Vibrations dues à un balourd complexe :**

Un rotor soumis à un balourd présente au moins deux vitesses critiques, l'une correspondant au balourd statique et l'autre ou les autres, au balourd dynamique.

La vitesse critique statique est plus faible.

#### **V.4.2.4 Comparaison entre l'effet d'un balourd statique et l'effet d'un balourd dynamique :**

Pour compenser un balourd statique il faut 2 masses sur la même génératrice symétrique, par rapport au médian.

pour compenser un balourd dynamique il faut deux masses sur deux génératrices.

Diamétralement opposées, symétriques par rapport au centre du rotor.

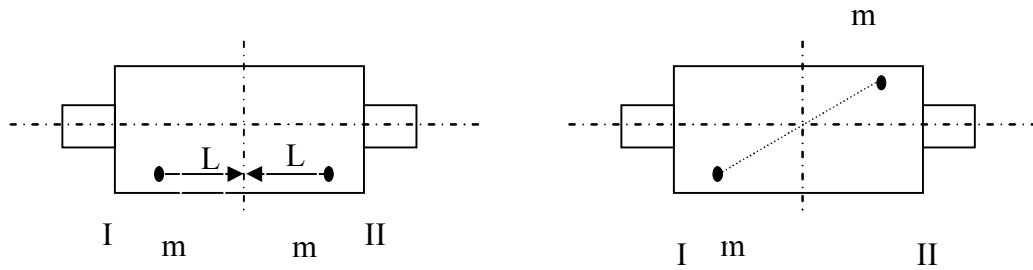


Figure (V.7) : emplacement des masses d'équilibrages

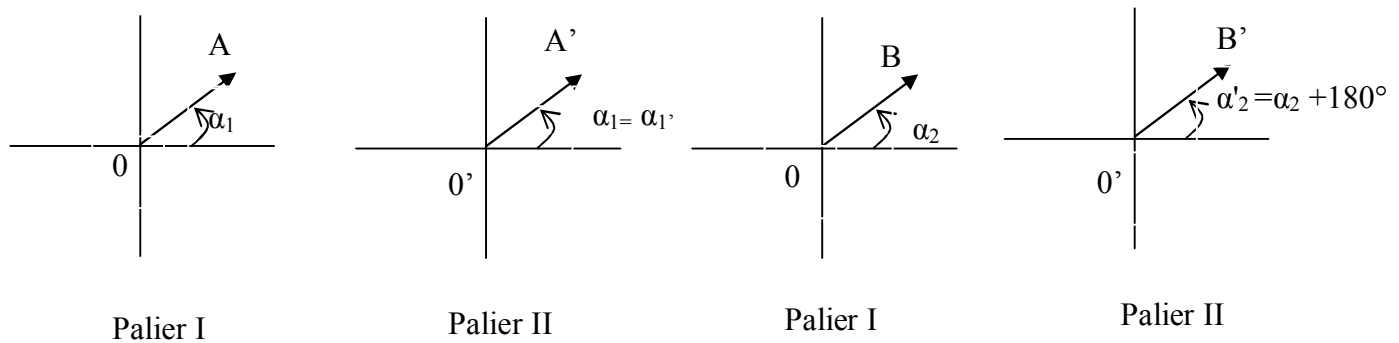
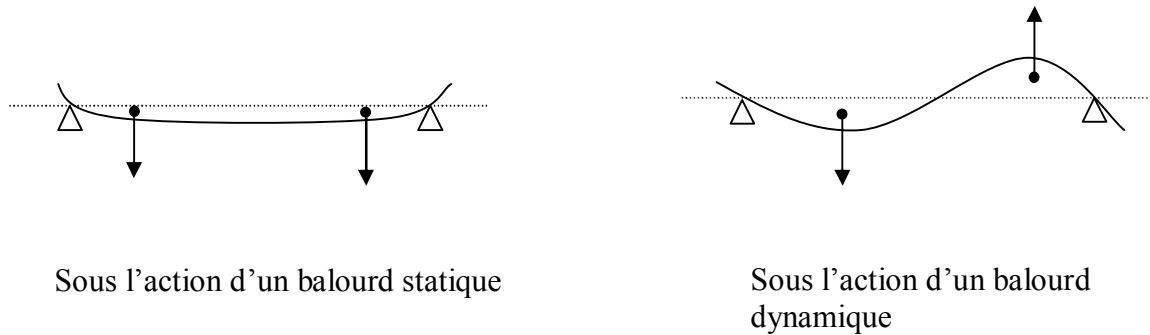


Figure (V.8) influence sur les vibrations des paliers.

Les diagrammes ci-dessus représentent la variation des vibrations des paliers par les balourds précédents. Si les paliers sont également sensibles au balourd ou à :  $OA=O'A'$  et  $OB=O'B'$  mais le rapport  $\frac{OB}{OA}$  pouvant atteindre et dépasser 4.

Cette propriété est due au fait que ce n'est pas le même type de déformation qui intervient dans deux cas.



**Figure (V.9): déformation de la ligne élastique d'un rotor à 3 000 tr/mn**

### **V.4.3 Variation torseur des balourds :**

#### **V.4.3.1 Situation normale, anormale. Sensibilité :**

En situation normale les amplitudes des vibrations dépendent essentiellement des forces liées à rotor c'est-à-dire du torseur de balourd.

De façon plus générale pour des comportements linéaire des mouvements de précession sont des coniques (ellipse, circonférence, droit) parcourues dans le sens de la vitesse de rotation (précession direct) ou en sens inverse (précession inverse).

Lorsque les dimensions de ces trajectoires dépassent des limites fixées en particulier aux vitesses critiques une situation anormale est avérée. Les limites au-delà desquelles les situations sont déclarées anormales, sont fixées par des contrats entre les utilisateurs. Leurs termes peuvent s'inspirées de normes nationales et internationales.

#### **Remarque**

Une situation anormale peut être due à une variation du torseur des balourds qui provoque une variation du torseur des forces tournantes à la vitesse de rotation et par suite des variations des amplitudes des vibrations.

La susceptibilité de variation des balourds dépend de la technologie des machines et de leur condition d'exploitation : le balourd d'une roue à éléments rivés dans des fumées chargées de poussières est susceptible de variation.

La sensibilité locale est définie par apport à la variation de l'amplitude d'une vibration à la variation des modules des balourds dans un plan défini du rotor.

L'association d'importante susceptibilité et de grande sensibilité conduit en générale à des situations anormales.

A la sensibilité locale et associée une sensibilité globale « modale » :  $S^G$

$$S^G = \frac{\left(\frac{\Omega}{\omega_i}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_i}\right)^2\right]^2 + \frac{1}{Q_{3dbi}^2} \left(\frac{\Omega}{\omega_i}\right)^2}}$$

$\Omega$  : Vitesse de rotation.

$\omega_i$  : pulsation propre.

$Q_{3db,i}$  : facteur d'amplification à 3db.

Pour la validité de l'expression de  $S^G$  une vitesse critique ( $\Omega_{cri,I} \approx \omega_i$ ). doit être distante ou minimum de 20 % des vitesses critiques (pulsation propre) voisines ( $\Omega_{cri,I-1}$  et  $\Omega_{cri,I+1}$ ).

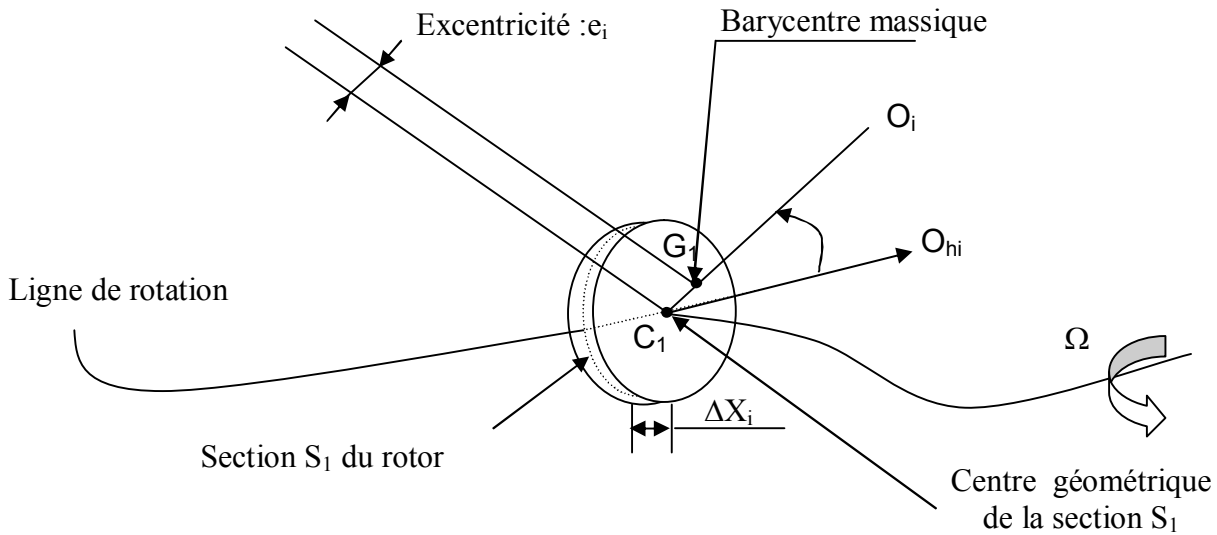
L'organisme internationale ISO prépare une recommandation norme qui, entre autre, définira des domaines de qualité ; à titre indicatif le tableau associe à des caractères aux sensibilités globales.

Sensibilité globale $S^G$	caractères
$S^G < 2,5$	Vitesse critique peut remarquée
$2,5 < S^G < 5$	Faible sensibilité
$5 < S^G < 7,5$	Sensibilité modérée
$7,5 < S^G < 10$	Grande sensibilité
$10 < S^G$	A éviter

Les sensibilités locales et globales doivent être définies par modèles et par des mesurages sur site.

**V.4.3.2 Définition des torseurs des balourds :**

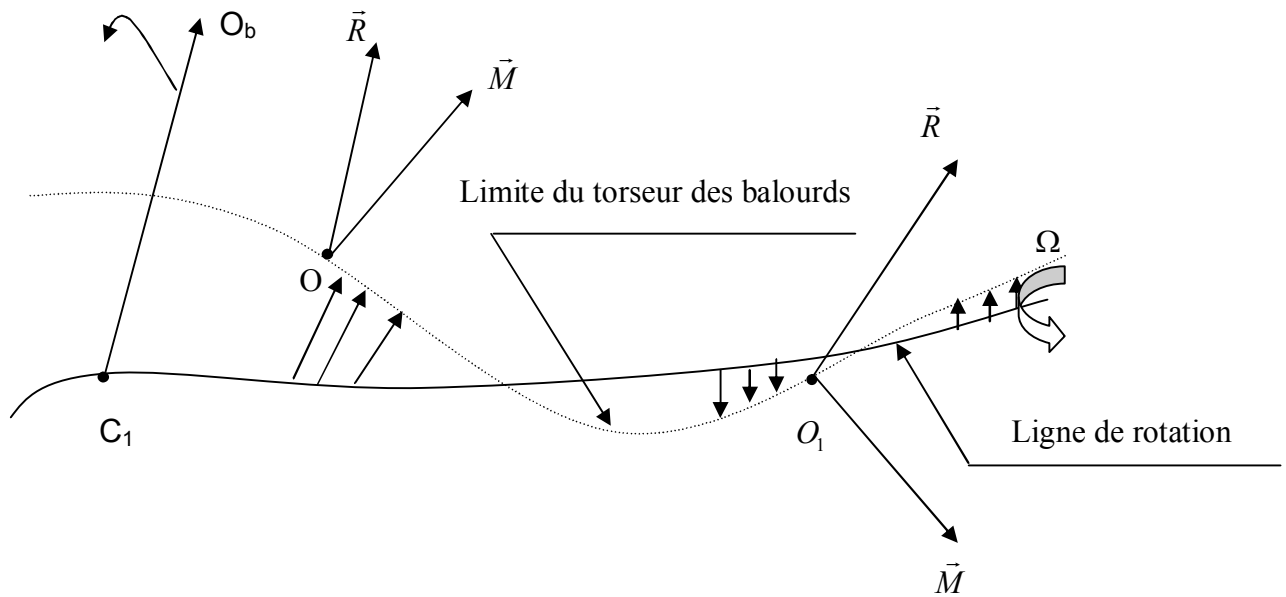
Considérant un élément de rotor de longueur  $\Delta X_i$  petite et de masse  $\Delta M_i$  à un instant  $T_0$



**Figure (V.10) : définition d'un élément massique d'un rotor**

$\Delta X_i$  étant petite, nous supposons le barycentre massique  $G_1$  dans la section  $S_1$  au milieu de  $\Delta X_i$ . Par rapport à un vecteur d'origine arbitraire  $\overrightarrow{C_1 O}$  liée au rotor, nous pouvons définir le vecteur  $\overrightarrow{C_1 G_1}$  dit vecteur d'excentricité de module  $e_1$  et d'argument  $\theta_1$ . Le balourd élémentaire est défini par.

$$b_i = \Delta m_i \cdot \overrightarrow{C_1 G_1} \text{ Avec } |b_i| = b_i = \Delta m_i e_i ; \text{ l'argument de } |b_i| = \theta_i$$



$C_1O_b$  : origine des positions angulaires des balourds

**Figure (V.11) : torseur des balourds**

$\vec{R}$  résultant du torseur en O, M moment résultant en O.  $M_1$  moment résulte en  $O_1$ .

Lorsque  $\Delta X_i$  tend vers zéro, l'ensemble des balourds élémentaires associé à l'ensemble des éléments repérés par les sections, définit le torseur des balourds du rotor.

Pour un état déterminé, le torseur des balourds est fixe par rapport au rotor. En un point  $O_1$  quelconque de la ligne de rotation, le torseur des balourds est réductibilité à  $\vec{R}$  et à un moment résultant  $\vec{M}$ .

En un autre point  $O_1$ , les éléments de réduction du torseur sont :

$$\vec{R} = \vec{R} \quad M = M_1 + \overrightarrow{OO_1} \wedge \vec{R}$$

Le torseur des balourds engendre des forces tournantes :

$$(\Omega^2 b_1) \Rightarrow (\Omega^2 R, \Omega^2 M)$$

Lorsque le rotor est en état rigide, quel que soit le torseur des balourds, la forme de la ligne de rotation varie peu avec la vitesse de rotation ; par contre ces déplacements peuvent être notables si les impédances au droit des liaisons sont faibles.

La forme de la ligne de rotation varie lorsque le rotor est état flexible, en particulier lorsque la vitesse de rotation est égale à la vitesse critique et que les composantes du torseur des balourds sont importantes.

Nous pouvons distinguer :

Le torseur initial qui résulte des balourds initiaux correspondant un certain état du rotor obtenu en particulier, au terme de sa fabrication ou après une révision, il est  $\vec{b}_0(x)$ .

Le torseur correcteur en résulte des balourds correcteurs disposés dans Les plans d'équilibrage. Il est  $\vec{b}_0(x)$ .

Durant tous les phases de fabrications d'un rotor d'importantes précautions sont prises pour minimiser le module des excentricités.

#### V.4.5 Vibration :

Sous l'effet du balourd, le palier aura un mouvement autour de sa position d'équilibre (représentée par sa position, machine à l'arrêt).

Projeté sur un axe, ce mouvement aura l'allure indiquée sur la figure (3.5) générée par le balourd

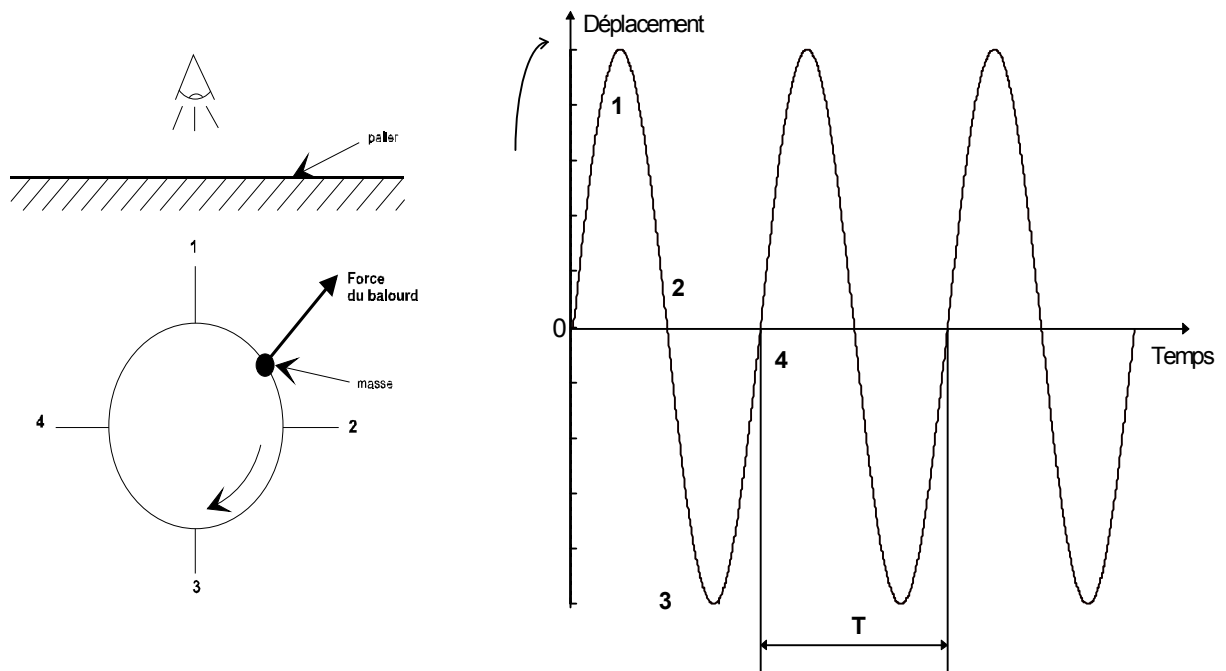


Figure (V.12) – Vibration générée par le balourd



Les repères 1, 2, 3 et 4 indiquent les correspondances entre la position verticale du palier et la position angulaire de la masse de déséquilibre.

Ce mouvement est la vibration du palier généré par le balourd.

Il est périodique et sinusoïdal, à la période d'un tour, ou à la fréquence de rotation  $f_0$ . L'amplitude de cette vibration, pour une force de balourd donnée, dépend de la rigidité du palier selon la direction de mesure ; ainsi un même balourd va générer une vibration différente sur 2 machines différentes, ou pour 2 montages différents d'une même machine, ou pour deux points de mesure différents.

Cette notion de rapport entre la force et la vibration est complexe ; elle dépend également de la fréquence. On l'appelle le transfert vibratoire, et c'est un chapitre fondamental du diagnostic vibratoire de machines tournantes.

En résumé :

L'amplitude de la vibration générée par le balourd est directement proportionnelle à la masse de déséquilibre.

Du fait du transfert vibratoire du palier, le rapport masse / vibration doit se déterminer pour chaque machine, pour un montage donné, en un point de mesure donné (un palier, une direction), à une vitesse de rotation donnée.



Chapitre-IV-  
Chapitre-IV-

L'équilibrage dynamique

## **VI.1.introduction :**

L'équilibrage veut dire améliorer la répartition des masses de rotor de telle manière que les forces centrifuges libres autour de l'axe de rotation imposé par construction, ne dépassant pas les tolérances admises, de façon générale, réunissent sous le terme *équilibrage*, deux opérations partielles :

- Mesure de balourd.
- Compensation de balourd.

Un rotor est parfaitement équilibré, si son axe d'inertie principale se confond avec son axe de rotation, dans les cas l'équilibrage dynamique du rotor est perturbé et le rotor est affecté d'un balourd. Suivant la répartition de balourd le long de rotor, on distingue sur le rotor de genres de balourd qui sont définis dans le premier chapitre.

### **VI.1.1Rotor en état rigide :**

Un rotor est en état rigide si on peut déterminer des vecteurs des balourds correcteurs disposés dans "un" ou "deux" plans d'équilibrage quelconque.

### **VI.1.2.Rotor en état flexible :**

Un rotor en état flexible, si on peut déterminer des vecteurs balourds correcteurs disposés dans au moins trois plans d'équilibrages, l'équilibrage est multi plans.

## **VI.2. Méthode des coefficients d'influence**

La méthode des coefficients d'influence est une méthode de type inverse : la construction d'un modèle matriciel de la structure est réalisée à partir de mesures de sensibilité au balourd expérimentales. Elle s'applique à l'équilibrage de rotors supposés linéaires, rigides ou flexibles, amortis ou non amortis.

Son objectif est d'annuler les vibrations en un certain nombre de points de mesure, en décomposant le balourd à corriger en un certain nombre de plans d'équilibrage. Ces vibrations

peuvent être annulées pour une ou plusieurs vitesses de fonctionnement, appelées vitesses d'équilibrage.

**VI.2.1. Définition des coefficients d'influence**

La méthode s'appuie sur l'hypothèse de linéarité du système qui se traduit par la relation (VI.1).

$$\{V\} = [C]\{B\} \dots\dots\dots(VI.1).$$

Avec :  $\{B\}$ , le vecteur des balourds initiaux inconnus de dimension NP,

$\{V\}$ , le vecteur des vibrations initiales de dimension NM×NV,

$[C]$ , la matrice des coefficients d'influence de dimension (NM×NV)× NP,

NP, nombre de plans d'équilibrage,

NM, nombre de points de mesure de vibrations,

NV, nombre de vitesses d'équilibrage.

Afin de tenir compte de la phase et de l'amplitude des variables, des grandeurs complexes sont utilisées.

La matrice  $[C]$  est de la forme :

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{1,1}^{(1)} & C_{1,2}^{(1)} & \dots & \dots & C_{1,NP}^{(1)} \\ C_{2,1}^{(1)} & C_{2,2}^{(1)} & \dots & \dots & C_{2,NP}^{(1)} \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ C_{NM,1}^{(1)} & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ C_{2,1}^{(2)} & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ C_{NM,1}^{(NV)} & \dots & \dots & \dots & C_{NM,NP}^{(NV)} \end{bmatrix} \dots\dots\dots(VI.2)$$

Le coefficient  $C_{i,j}^{(k)}$  est défini par le rapport de la vibration résultante au point de mesure i et du balourd situé dans le plan d'équilibrage j, à une vitesse de rotation  $\Omega_k$ .

L'amplitude des balourds sera exprimée en kg.m. Les vibrations mesurées peuvent être des déplacements ou des accélérations exprimés respectivement en  $\mu\text{m}$  ou en  $\text{m/s}^2$ .

**VI.2.2. Détermination des coefficients d'influence et des balourds de correction**

Les coefficients de la colonne j de la matrice [C] sont déterminés en effectuant le rapport des vibrations {Ve} résultantes à l'ajout d'un balourd d'essai Be<sub>j</sub> dans les plans d'équilibrage j, et du balourd d'essai.

$$c_{i,j} = \frac{Ve_i - V_i}{Be_j} \dots\dots\dots(\text{VI.3}).$$

Trois cas se présentent alors :

- NP = NM×NV : La matrice [C] est inversible ; la solution est donc unique.

Equilibrer revient alors à résoudre :

$$\{B_c\} = -\{B\} = [C]^{-1} \{V\} \dots\dots\dots(\text{VI.4}).$$

Avec B<sub>c</sub>, le vecteur des balourds de correction recherché.

- NP > NM×NV : Ce cas ne se rencontre pas dans la pratique car les plans accessibles

Pour l'équilibrage sont plus rares que les plans accessibles pour la mesure.

- NP < NM×NV : La matrice [C] est rectangulaire et n'est donc pas inversible. Il faut utiliser une méthode spécifique permettant de minimiser les vibrations résiduelles.

**VI.2.3. Minimisation par les moindres carrés**

La méthode des moindres carrés permet de minimiser les vibrations en des points discrets lorsque la matrice [C] est rectangulaire.

Le vecteur des vibrations résiduelles {ε} est tel que

$$\{\epsilon\} = [c]\{B_c\} + \{V\} \dots\dots\dots(\text{VI.5}).$$

La norme quadratique des vibrations résiduelles s'exprime par la relation :

$$y = \sum_{i=j}^{NM \times NV} \varepsilon_i^2 \dots\dots\dots(VI.6).$$

La relation (VI.6) est développée à partir de (IV.5) :

$$y = \{B_c\}^t [C^*]^t [C] \{B_c\} + 2\{V^*\}^t [C] \{B_c\} + \{V^*\}^t \{V\} \dots\dots\dots(VI.7).$$

Où le symbole \* est celui du conjugué.

La recherche du vecteur {B<sub>c</sub>} qui minimise y est réalisée à partir de la relation :

$$\frac{\partial Y}{\partial B_j} = 0 \dots\dots\dots(VI.8)$$

Le balourd correcteur obtenu est :

$$\{B_i\} = -\{[C^*]^t [C]\}^{-1} [C^*]^t \{V\} \dots\dots\dots(VI.9)$$

L'application des balourds {B<sub>c</sub>} dans les plans d'équilibrage diminue les vibrations dans les plans de mesure.

**VI.2.4. Prise en compte du faux rond**

Le comportement du système est mesuré par des accéléromètres ou des capteurs de déplacement.

Dans le cas des accéléromètres, la mesure représente effectivement l'accélération de la structure alors que celle qui provient des capteurs de déplacements à courant de Foucault n'est pas forcément l'image du déplacement de la structure. En effet ces capteurs sont sensibles à l'hétérogénéité du matériau ainsi qu'à la déformation initiale du rotor. Le faux rond {D} qui en résulte est alors le déplacement mesuré à une vitesse suffisamment basse pour que le rotor puisse être considéré comme rigide. Il est soustrait vectoriellement aux déplacements à minimiser. Le balourd de correction s'exprime alors par la relation (IV.10).

$$\{B_c\} = -\{[C^*]^T [C]\}^{-1} [C^*]^T \{V - D\} \dots\dots\dots(\text{VI.10})$$

**VI.3.Organisation des phases d'équilibrage :**

La méthode des coefficients d'influence qui a été choisie nécessite une phase de caractérisation de la machine qui précède celle de correction. Afin de respecter les conditions réelles de montée en vitesse et de ralentissement, l'équilibrage actif est réalisé en deux étapes :

**Une phase de caractérisation, dite d'apprentissage**[10] , où la matrice des coefficients d'influence est déterminée pour un certain nombre de vitesses de rotation. Cette phase nécessite des paliers de vitesse. Toutes les actions peuvent donc être réalisées séquentiellement. Pour chaque vitesse d'équilibrage, les satellites sont initialement placés en opposition de phase.

**Une phase d'exploitation**[11] où la machine est en fonctionnement normal et où l'équilibrage actif est mis en oeuvre. Cette phase utilise les matrices déterminées précédemment. Le temps de mise en place des balourds de correction doit être le plus court possible.

**VI.4. Equilibrage dynamique Rotor GG-GE/ MS 3002 en pratique :****VI.4.1 Désignation de l'opération : inspection & équilibrage :**

Site de provenance TC411
Série n : TG : 73
Cumul (après RG)
Cumul total :
BT N : 20080076

**VI.4.2 Compte rendu technique****Identification :**

Désignation	Rotor GG/GE/ MS 3002
S/n	TG-73
Site	TC411
Type d'opération	inspection & équilibrage
BT :	20080076

**VI.4.3 Moyens utilisés**

Documents référentiels	Appareillage	
-manuel d'inspection du constr. GE	-équilibrage dynamique -sableuse -chaîne magna flux	



**VI.4.4 Constatations :**

- Arrachement de métal sur une aube
- Encrassement
- Présence des traces noire au niveau de bord d'attaque et bord de fuite sur 40% du jeu HP

Ce rotor HP n'est pas doté de masselottes de correction du balourd

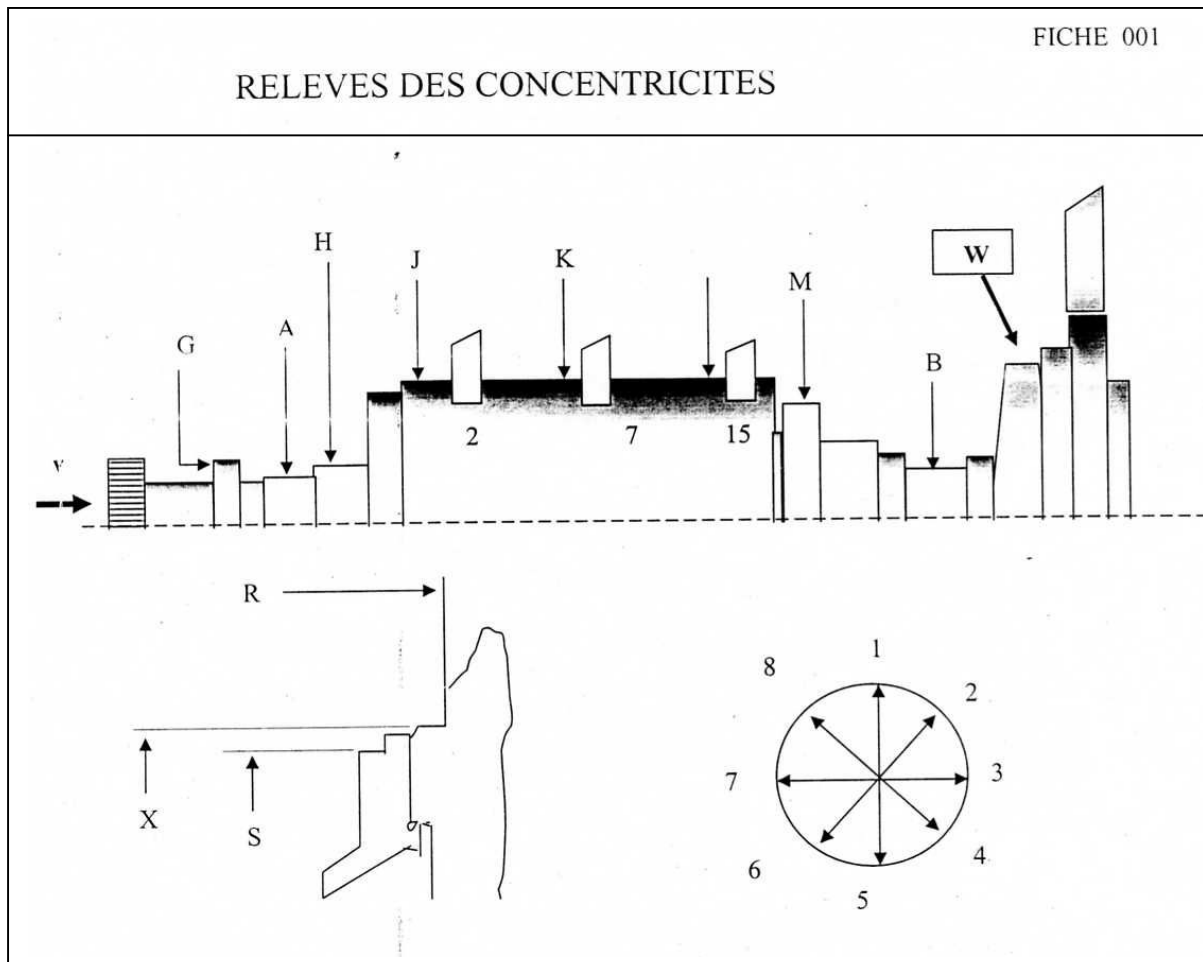
**VI.4.5 Travail effectué :**

- Contrôle visuel à la réception
  - Relevé de balourds initiaux (avec & sans masselottes)
  - Des ailettage de la roue HP
  - Nettoyage & sablage
  - Contrôle ressuage des ailettes & dimensionnel
  - Changement du jeu d'aubage HP
  - Equilibrage dynamique
  - Contrôle final
- NB : La correction a été faite sans masselottes.

**Historique**

A signaler que machine a subi changement d'aubage sur site suite RP par RTO En 1995

**VI.4.6 Relevés des concentricités :**

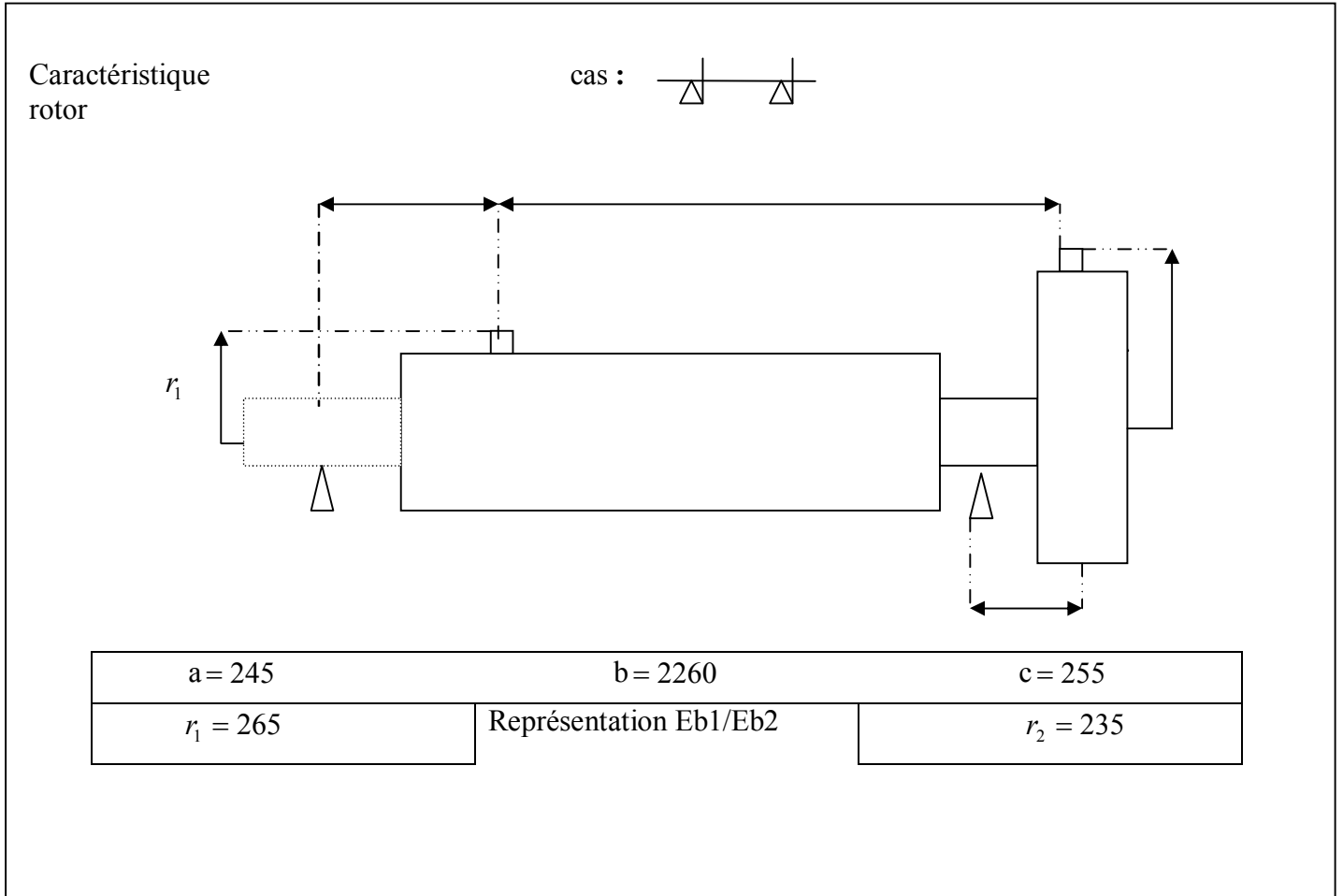


Loc.	A	B	G	H	J	K	L	M	R	S	X
1	0.005	0.005	0.01	0.005	0.05	0.06	0.06	0.01	0.01	0.03	0.01
2	0.008	0.005	0.008	0.01	0.04	0.05	0.05	0.005	0.01	0.02	0.025
3											
4											
5											
6											
7											
8											
Limite											

Note : les unités sont en mm.

**VI.4.7 Affiché les données de rotor HP :**

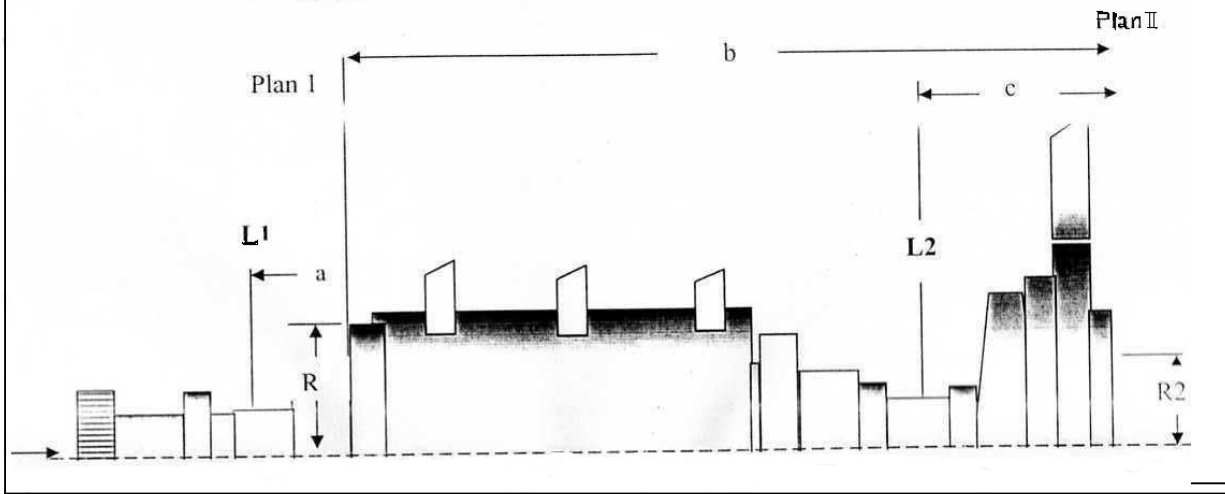
(Type, dimension, balourd, résiduel, vitesse d'équilibrage) :



**Figure (VI.1) Schéma de réglage d'une machine à équilibrer représente les dimensions de rotor d'une compresseur avec HP par rapport les deux plans de correction.**

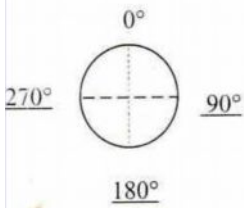
FICHE N° :002

DONNEES DU ROTOR



Masse=3402 KG

♦ Le 0° de la machine doit coïncider avec celui du rotor (CTR 0°)



Position angulaire du tirant n°1 du rotor compresseur.....°  
 Position angulaire du tirant n°1 du rotor turbine :.....°  
 Vitesse d'équilibrage= 400 trs+/mm  
**Balourd résiduel max. admissible = 1270 g.mm par plan**

a=...245....., b=2260..... c=255.....  
 $R_1 = 265.2mm$  ,  $R_2 = 235mm$

Important : toujours vérifier les dimensions a ; b ; c

**VI.4.8 Résultat d'équilibrage :**

	Plan 1	plan 2
Balourd initial	10547.g.mm à 158 deg	11092.g.mm à 103

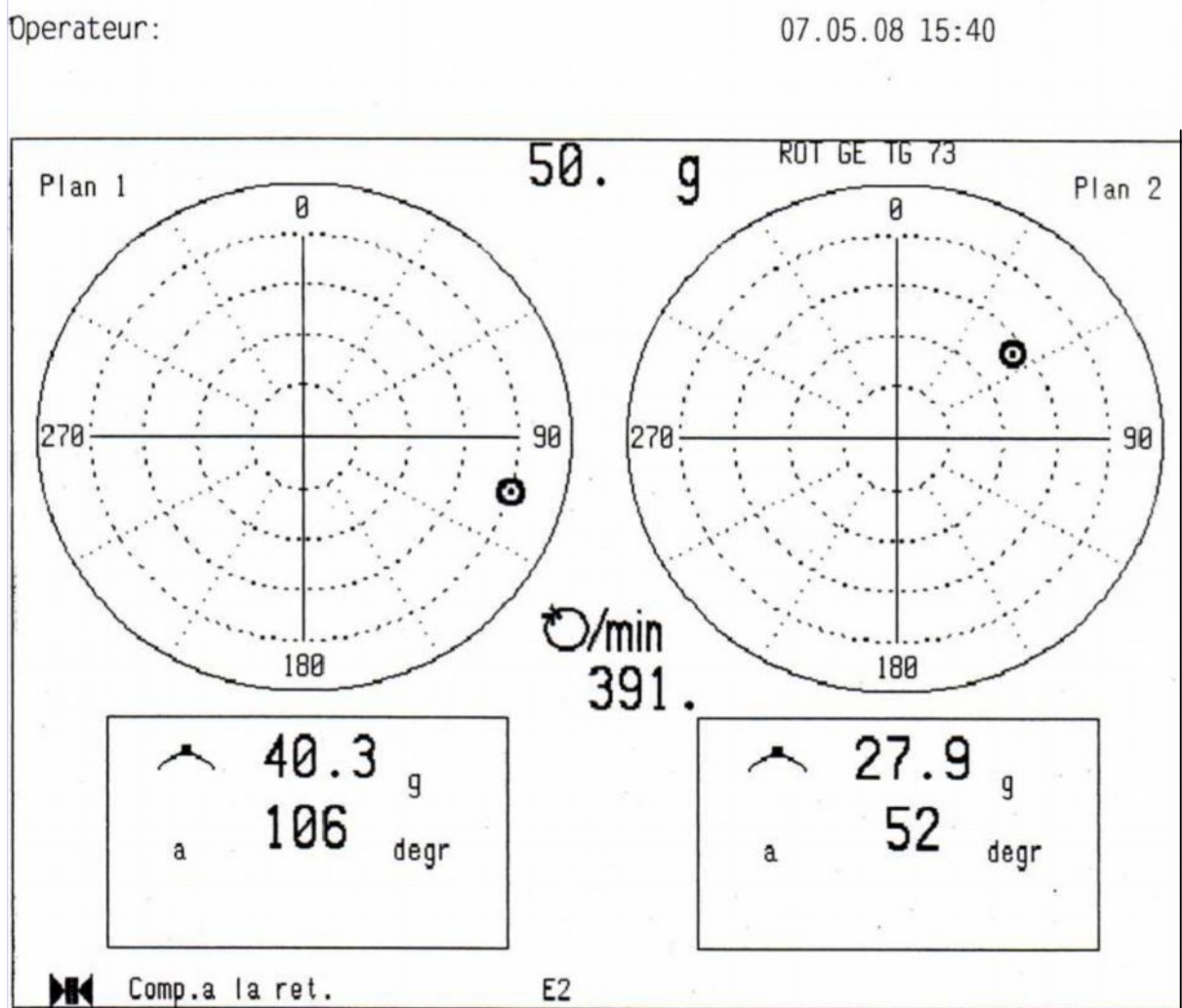
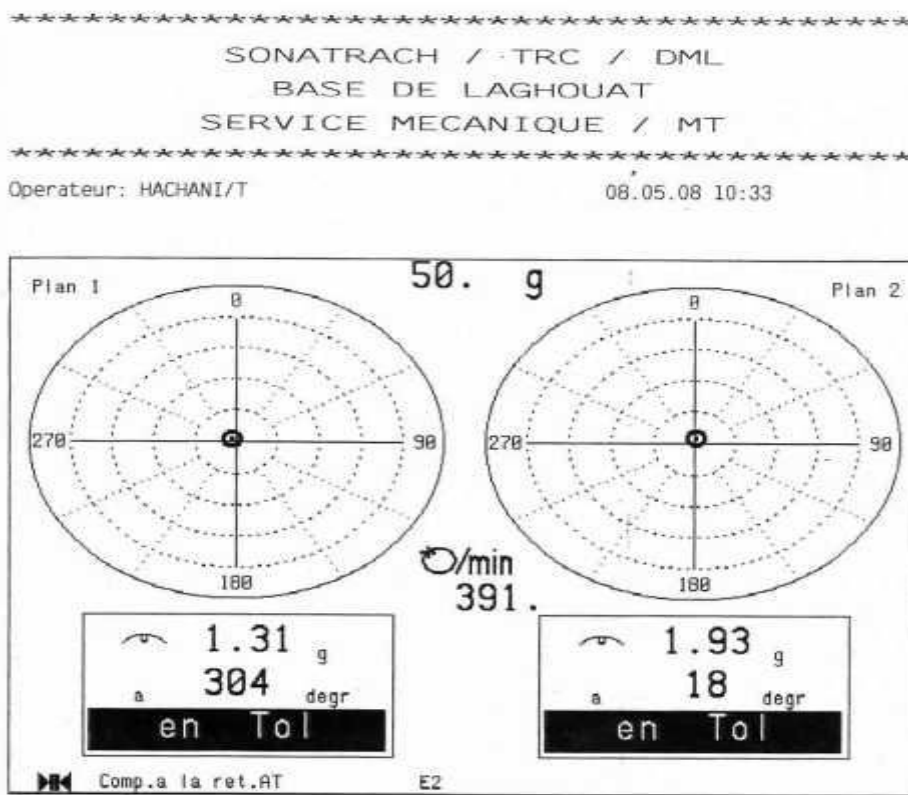


Figure (VI.2) : balourd initial avec aubage HP sans patte de correction (aubage...)

**VI.4.9. Faire la correction par enlèvement de masse (par ajoute dans autre cas).**

	Plan 1	plan 2
Balourd résiduel	347.15.g.mm à 304 deg	453.55.g.mm à 18 deg



*4 Balourd résiduel final. HP TG 73*

Figure (VI.3) : balourd résiduel final, HP TG 73

	TRC/ Division Maintenance	
	Direction Maintenance Laghouat	Version : 00
	Livret de contrôle	EN : 17/04 Page : 1/

**VI.5. Equilibrage dynamique de rotor BP – GE/ MS 3002 en pratique :**

**VI.5.1. Désignation de l’opération Inspection & Equilibrage**

Site de provenance TC411
Série n° : TU-82
Destination : TC411
Gamme opératoire : procédure constructeur GE
BT N° : 200800076

**VI.5.2. Compte rendu technique**

Identification	
Désignation	Rotor BP/GE/ MS 3002
S/n°	Tu-82
Site	TC411
Type d’opération	Inspection & équilibrage
BT :	200800076

**VI.5.3. Moyens utilisés**

Documents référentiels	Appareillage	
-manuel d'inspection du constr. GE	-équilibreuse dynamique -sableuse -chaîne magna flux	

**VI.5.4. Constatations :**

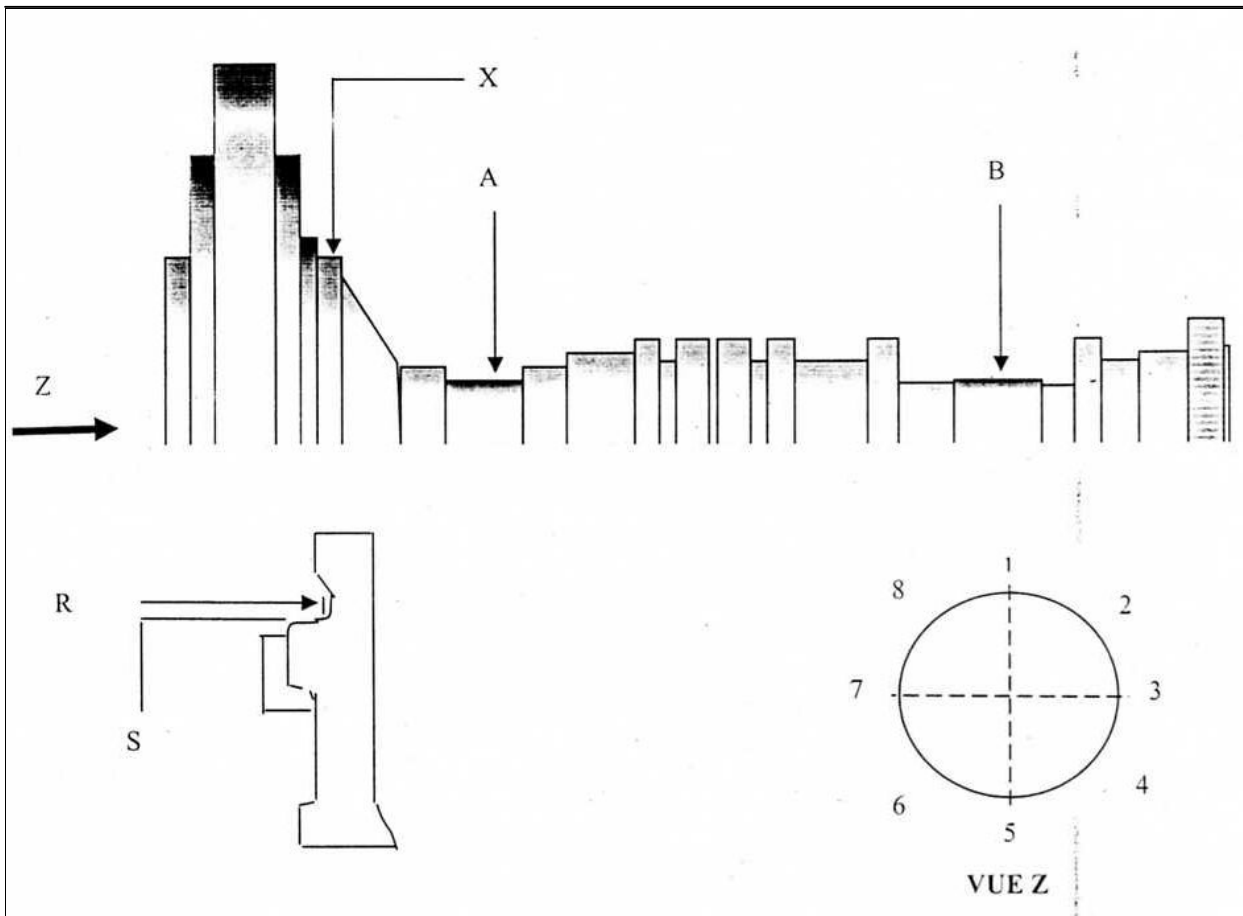
-présence usure et arrachement sur le coverplates avant  
-légère usure des aubes au niveau du logement des covers plates sur un seul coté

**VI.5.5. Travail effectué:**

- contrôle visuel à la réception
- Des- ailettage de la roue BP
- Nettoyage & sablage
- Contrôle ressuage des ailettes & disque BP & cover plates
- Changement des covers plats
- Remontage des ailettes
- Equilibrage dynamique
- Contrôle final.



**VI.5.6. Contrôle géométrique :**

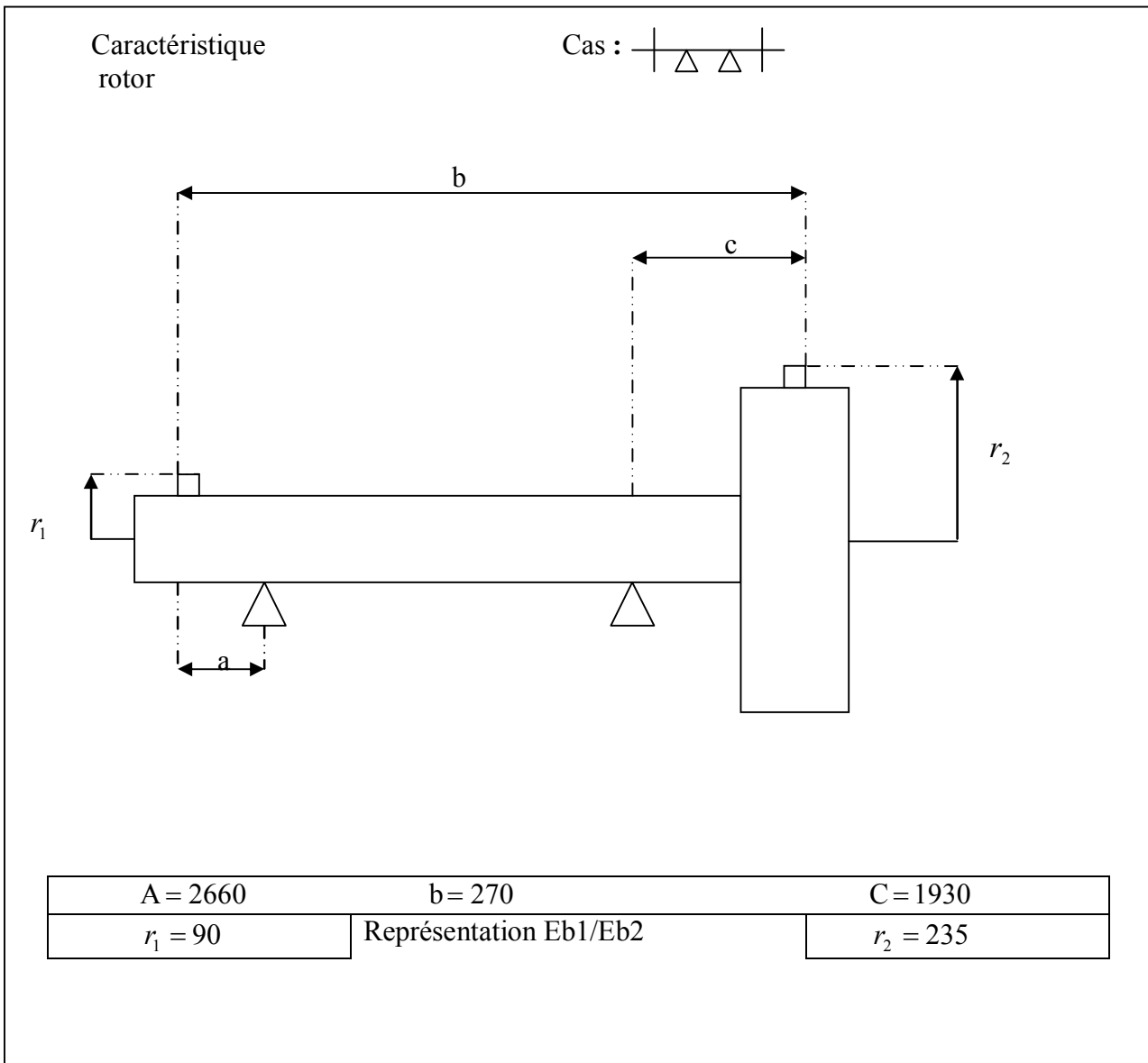


Position	A	B	S	R	x	OBSERVATION
1	0.005	0.005	0.01	0.01	0.01	
2						
3						
4						
5						
6						
8						

NB/ les unités sont en mm.

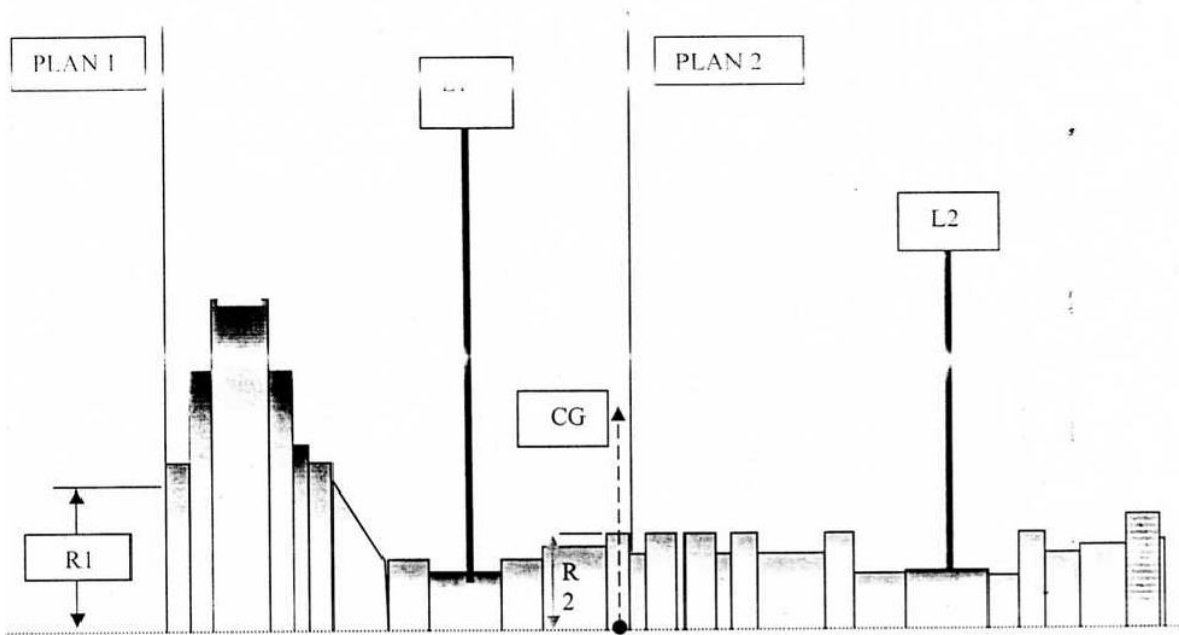
**VI.5.7. Affiché les données de rotor BP :**

(Type, dimension, balourd, résiduel, vitesse d'équilibrage) :



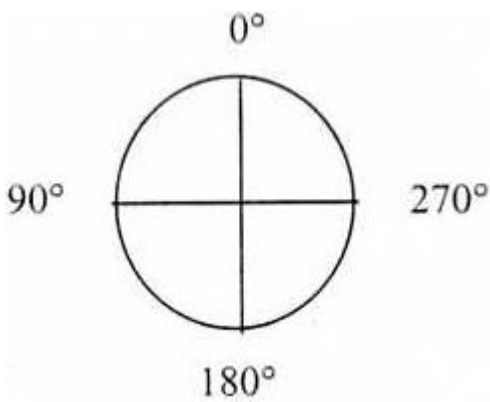
**Figure (VI.4) Schéma de réglage d'une machine à équilibrer représente les dimensions du rotor BP par rapport les deux plans de correction.**

**DONNEES DU ROTOR**



Masse = 1406 KG

Le 0° de la machine doit coïncider avec celui du rotor (CTR 0°)

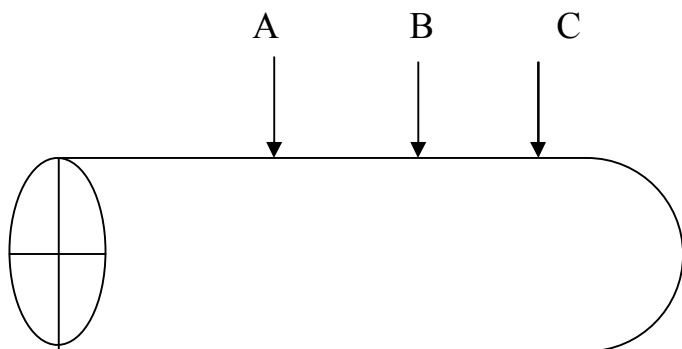


Position angulaire du tirant n°1 du rotor compresseur .....°  
 Position angulaire du tirant n°1 du rotor turbine .....°  
 Vitesse d'équilibrage=400 trs/mm  
 Balourd résiduel max

R1=90mm

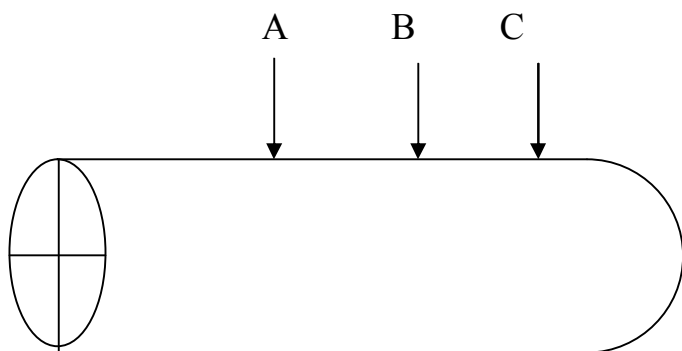
R2= 235mm

**Tourillons N°3 :**



	A	B	C	A1	B1	C1	OBS
v.mesuré	6.499	6.499	6.499	6.499	6.499	6.499	
	<b>6.498</b>	<b>6.500</b>					

**Tourillons N°4 :**



	A	B	C	A1	B1	C1	OBS
v.mesuré	6.499	6.499	6.499	6.499	6.499	6.499	
	<b>6.498</b>	<b>6.500</b>					

**VI.5.8. Résultat d'équilibrage :**

	Plan 1	Plan 2
Balourd initial	549.9g.mm à 57 deg	4653. g.mm à 54deg

09.05.08 11.22

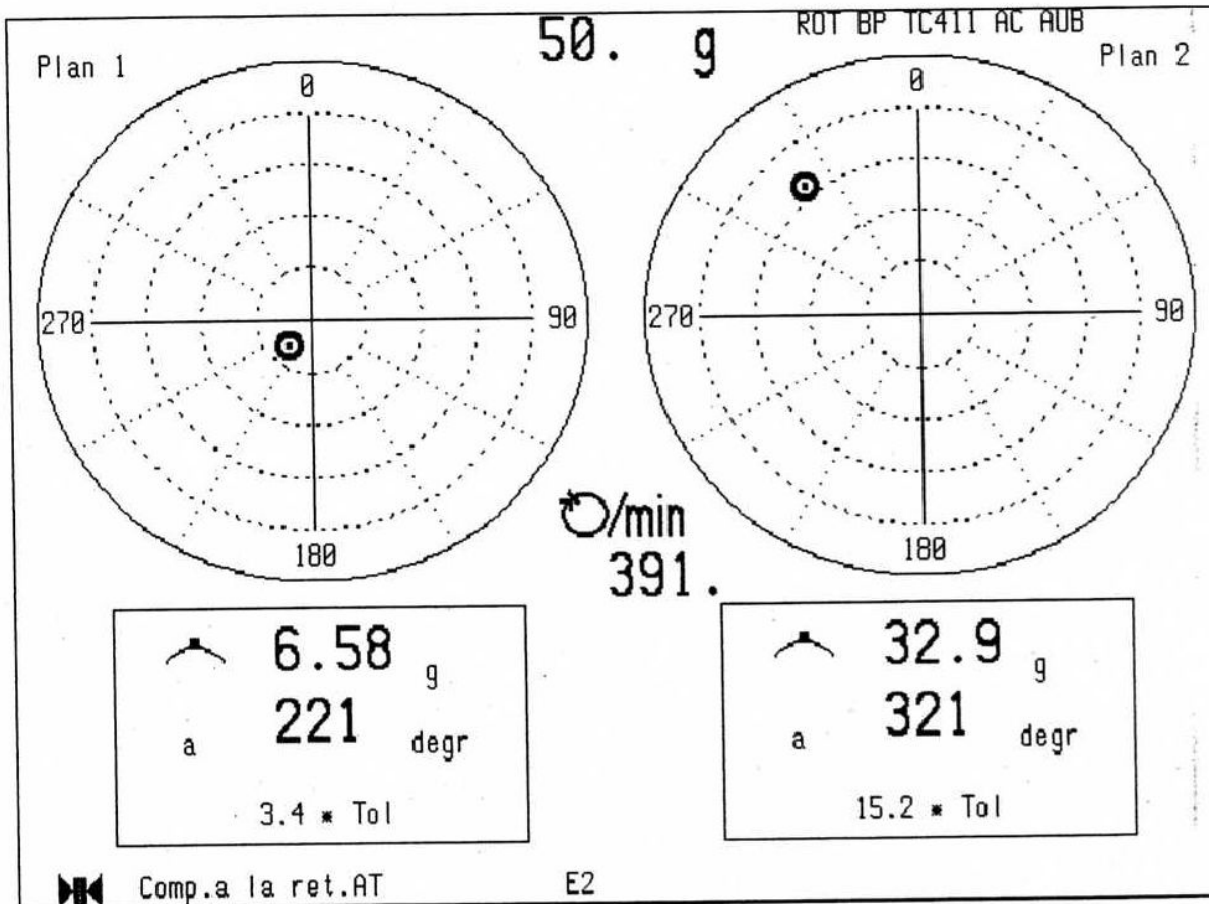


Figure (VI.5) Balourd initial (après montage des aubes et changement des cover plat)

Operateur:

08.05.08 13:25

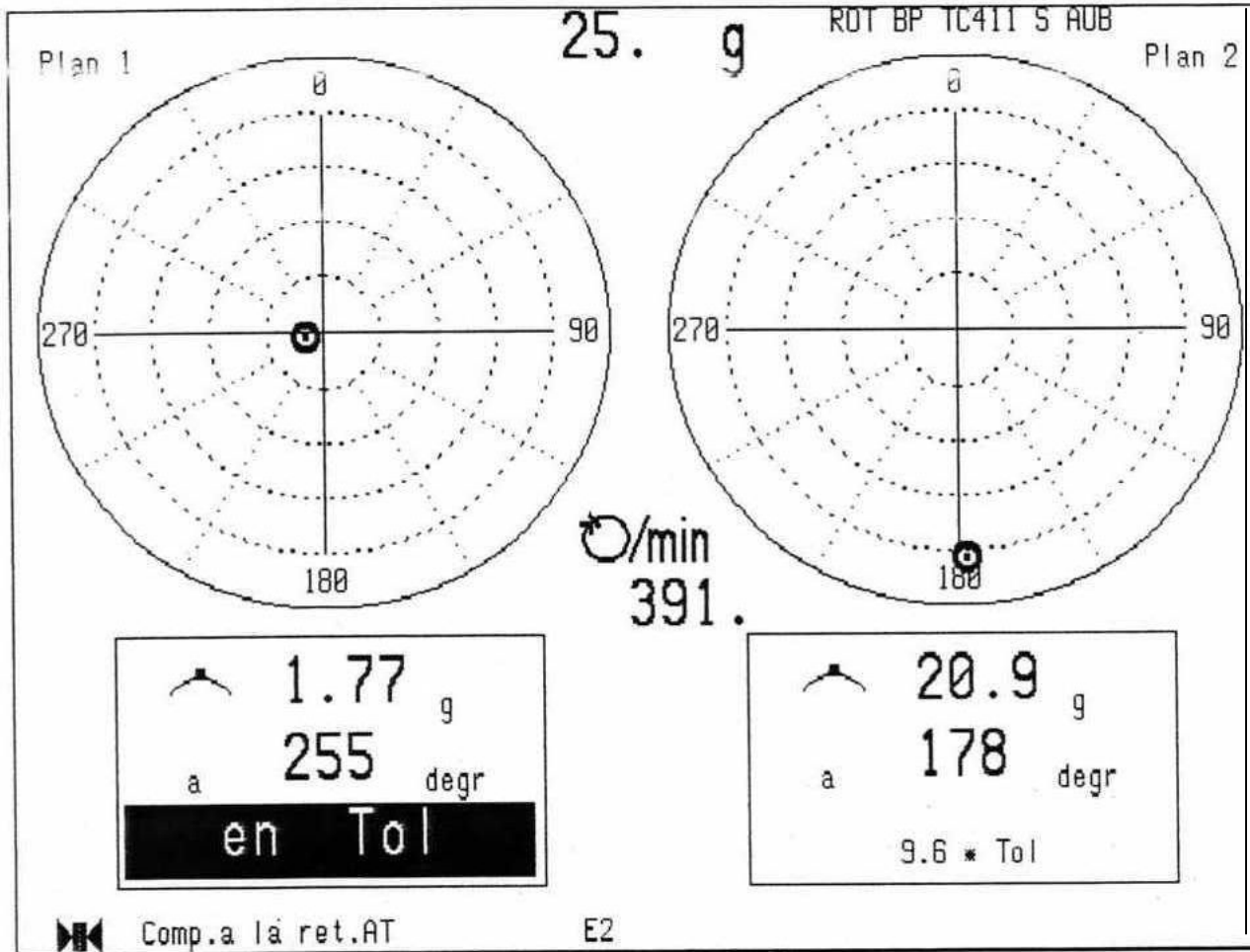


Figure (VI.6) : Balourd initial sans aubage



### **Notre étude à aboutit en premier lieu :**

Notre stage pratique nous a permis de conclure en premier lieu que la machine tournante parfaitement équilibrée n'existe pas

Notre étude pratique a traité avec succès l'équilibrage dynamique des rotors de la turbine à gaz GE MS3002 sur la base de l'analyse vibratoire réalisée par un bureau d'étude étranger (Americana).

Nous avons appris aussi durant ce stage la manipulation de machine à équilibrer **SCHENK** et le logiciel **STUDIOVIB** récemment reçu par la DMN

Malgré la forte demande de sous-traitance dans le domaine de l'équilibrage dynamique des rotors, le centre de LAGHOUAT ne dispose pas de machines d'équilibrage pour les grandes à gaz qui sont actuellement en service.



1- HENRI. CAMAGNA Cours balourd.

Equilibrage des rotors des machines tournantes 2003

2- *Jacque Morel*. Vibration des machines et diagnostics de leur état mécanique.

Edition *Eyrolles* 1992.

3-Documentation SKF – BKVIBRO2005.

4- Techniques de l'ingénieur [BM 5] Edition 2005.

5-*ALIN BOULENGER ET CHRISTIEN PACHOUD*

Surveillance des machines par analyse des vibrations

Edition 1996.

6- Technique d'équilibrage

Edition *springer* 2006

7- Manuel de formation Nuovo Pignone (turbine à gaz MS 3002)

8- Livret de contrôle turbine GE, (révision générale).

9- Logiciel de **STUDIOVIB**

10- Analyse groupe motopompe OK1

TRC SP2 Djamaa

11-Livret de contrôle de l'équilibrage dynamique.

The image shows a book cover with a marbled paper pattern in shades of grey and white. The cover has a scroll-like design at the top and bottom corners, where the paper appears to be rolled over. The text is centered on the cover.

**Les  
Annexes**