



Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de MASTER en génie mécanique

Option : Maintenance Industrielle



Thème

Application de l'ODS à l'analyse des problèmes de vibration des machines tournantes

Juillet 2012

Réalisé par :



Mr. HACHEMI Mohammed

Encadreur :



Mr. HAMZA CHERIF Sidi Mohammed

Co-encadreur :



Mr. GUENIFED A.

Présenté devant le jury :

- | | |
|--------------------|-------------------------|
| - <i>Président</i> | Mr. BOURDIM A. |
| - <i>Examineur</i> | Mr. BELALIA S.M. |
| - <i>Examineur</i> | Mr. BOUKHALFA A. |

Année universitaire : 2011-2012



Dédicaces

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

A la lumière de ma vie, mes chers parents en témoignage pour leur amour et leur sacrifice sans limites qui je souhaite la bonne santé et que Dieu me la garde.

Mes très chers frères Abdeljalil, Ismail, Youcef et mes sœurs, et tous la famille HACHEMI et BOUHASSOUNE

A tous mes amis de promotion de Maintenance Industrielle 2012

A tous mes amis BENALLAL M et BADAOUI M.

MOHAMMED...



Remerciements

- ✚ *En premier lieu, je tiens à remercier mon DIEU qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.*

- ✚ *J'adresse mes profonds remerciements à Mr. GUEZZEN S, Mr. BELALIA S.M et Mr. BOUKHALFA A, qui ont spontanément la volonté et l'honneur d'examiner mon travail. Leurs critiques et leurs remarques me permettent de clarifier plusieurs points importants dans ce mémoire. Je les exprime ma très vive reconnaissance.*

- ✚ *Je présente également à cette occasion mes chaleureux remerciements à mon encadreur Mr. HAMZA CHERIF Sidi Mohammed et mon Co-encadreur Mr GUENIFED A pour l'aide honorable et infatigable qu'il m'a apporté en acceptant de superviser et de suivre mon travail, pour les conseils et les précieuses orientations.*

- ✚ *Mes remerciements vont aussi au personnel de service Maintenance de SONATRACH – région Hassi R'Mel, pour leur disponibilité et les facilités qu'ils m'ont accordées au cours de mes fréquents séjours parmi eux.*

MOHAMMED....

ملخص

رصد اهتزاز آلات الدوارة في المصانع تلعب دورا هاما لتمديد حياة الآلات، وفقا لهذا اقمنا بتعريف طريقة ODS لتمديد حقل دراسة العطوبة، بحيث ندمج التحليل شكلي، متناسق ومؤقت لمختلف الآلات و دراسة سلوك العمل الحقيقي بتوضيف العيوب الاهتزازية.

قمنا بتطبيق الطريقة على مضخة طرد مركزي P 105 لوحدة 4 موقع حاسي الرمل، لاعطاء فكرة شاملة حول اهمية استعمال هذه الطريقة في تحليل مشاكل الاهتزازات.

Résumé

La surveillance vibratoire des machine tournante dans l'industrie jeux un rôle très importante pour prolongée la durée de vie des équipements, en fonction de sa nous avons déterminé la méthode ODS (la déformée opérationnel) pour élargir le champ d'étude des défauts, tout en intégrant l'analyse modale, harmonique et transitoire des déférentes machine et étudier leur comportement de fonctionnement réel en fonction les défauts vibratoires.

Nous avons réalisé une application sur la pompe centrifuge P105 de module 4 du site Hassi R'mel, pour donner une aidée générale sur l'intérêt d'utilisation de cette méthode dans l'analyse des problèmes vibratoire.

Abstract

Vibration monitoring of rotating machinery in industry play a very important role for the extended life of equipment, according to his we were determining method ODS (Operating deflection shape) to broaden the study of defects failure, while integrating the modal analysis, Harmonic and transient of different machines and study the real operating behavior depending on the vibration defect.

We were establishing an application on the centrifugal pump P105module 4 site Hassi R'mel, for give a general idea about the value of using this method in analysis of the vibration problem.

Sommaire

Dédicaces	
Remerciements	
Résumé	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Liste des acronymes	
Liste des symboles	

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : Description de sonatrach du site Hassi R'mel.....	2
I-1- Situation géographique	2
I-2. Répartition des installations de Hassi R'mel	3
I-3. Développement du champ de Hassi-R'mel	4
I-4. Les directions et les déviations de la division production	7
I-5. Présentation de service mécanique	11
I-6 Description du procédé de traitement du gaz à module IV	12
CHAPITRE II : Etude des principaux défauts des machines tournantes par l'analyse vibratoire.....	16
II-1. Machines tournantes	16
II-1.1. Un rotor	16
II-1.2. La structure	16
II-1.3. Les liaisons	17
II-2. La surveillance vibratoire appliquée sur les machines tournantes	17
II-2.1. Définition de la maintenance ..	18
II-2.2. Différentes types de maintenance ..	18
II-3. Type des signaux vibratoires ..	19
II-3.1- Vibrations harmoniques	19
II-3.2. Vibrations périodiques	20
II-3.3. Vibrations aperiodiques	21
II-4- Transformé de Fourier (FFT)	21
II-4.1. Les Modes de Détection.	22
II-5. Chaine de mesure vibratoire.....	22
II-5.1. Les caractéristiques et type de capteurs ...	23
II-5.1.1. Capteur de déplacement	24
II-5.1.2. Capteur de vitesse	25
II-5.1.3. Capteur d'accélération	25
II-6. Les types des signaux vibratoires.....	26
II-6. Etude principale du défaut des machines tournantes.....	26
II-6.1. Déséquilibre (défaut de balourd)	26
II-6.1.1. Balourd statique	28
II-6.1.2. Balourd dynamique	29
II-6.2. Défaut d'alignement ...	29
II-6.2.1. Désalignement d'arbres accouplés ...	29
II-6.3. Défauts de serrage ...	31

II-6.4. Défauts de transmission par courroies.....	31
II-6.4.1. Fréquence caractéristique.....	31
II-6.5. Les défauts des engrenages	32
II-6.5.1. Fréquence d'engrènement	33
II-6.5.2-Signatures vibratoires des défauts d'engrènement	34
II-6.6. Les défauts de roulement.....	36
II-6.6.1. Signatures vibratoires des principaux défauts des roulements	38
CHAPITRE III : Méthode ODS (la déformée opérationnelle).....	42
III-1-Introduction.....	42
III-2. La déformée opérationnelle (ODS)	42
III.3-La forme de mode	43
III-4.Les avantages et les inconvénients de ODS à l'égard de l'analyse modale	44
III-4.1. Les avantages d'ODS.....	44
III-4.2. Les inconvénients.	44
III-5. ODS avec l'analyseur monocanal et multicanaux.	44
III-5.1. ODS avec l'analyseur monocanal.....	44
III-5.2. ODS avec analyseurs multicanaux	45
III-6. Mesures D'ODS	46
III-6.1. Domaine de temps ODS (Time Domain)	46
III-6.2. Domaine de fréquence ODS (Frequency Domain)	47
III-6.3. Run-up/down ODS.....	48
III-7. Essai structures réelles	48
III-8. Difficulté avec des mesures d'ODS	49
III-8. Difficulté avec des mesures d'ODS	49
III-9.1. Calcul des fréquences naturelles	50
III-9.1.1. Calculs détaillés des fréquences naturelles	51
III-9.2. Affectation des transducteurs et le dessin du modèle géométrique	51
III-9.3. L'acquisition de la Transformée de Fourier Rapide (FFT)	52
III-9.4. Obtention de l'ODS	53
III-10. ODS et forme de mode (contrastés)	56
CHAPITRE IV: Formulation générale du rotor	57
IV-1. Modélisation du rotor et équations du mouvement	57
IV-1.1 Disque	58
IV-1.1.1 Energie cinétique de disque	58
IV-1.2 L'arbre	60
IV-1.2.1 L'énergie cinétique	60
IV-1.2.2 Energie de déformation	60
IV-1.3 Equation de mouvement	63
IV-2 Calcule par la méthode des éléments finis	64
IV-3 rotor de la pompe P105	65
CHAPITRE V : L'application ODS sur la pompe centrifuge P105.....	66
V-1.L'application ODS sur la pompe P105A/B.	66
V-1.1 Problématique	66
V-1.2 La situation géographique de P105A/B	66
V-1.3 Description de la pompe P105	67

2 V-1.4 Causes d'usure des bagues des paliers.....	68
V-2 Réalisation par la méthode des éléments finis	68
V-2.1 Logiciel Ansys	69
V-3 Modalisation du rotor	69
V-3.1 Les éléments de modalisation du rotor	70
V-3.1.1 BEAM188	70
V-3.1.2 COMBIN14	70
V-3.1.3 MASS21	71
V-4 Les caractéristiques et propriétés des éléments rotor de la pompe P105.....	71
V-4.1.L'arbre	71
V-4.2 Les disques	72
V-4.3 Les paliers	73
V-5 Résultats et interprétation	74
V-5.1 Analyse modale	74
V-5.2 Analyse Harmonique	80
V5.2.1 Interprétation générale sur l'analyse harmonique.....	89
V-5.3 Analyse transitoire	89
V-5.3.1 Comparaison entre les deux Cas	92

CONCLUSION	94
-------------------------	-----------

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANNEXES

Liste des figures

Figure I.1. La situation Géographique de Hassi R'mel.....	2
Figure I.2. Le champ de Hassi-R'mel.....	7
Figure I.3. Organigramme de Sonatrach Hassi R'mel.....	10
Figure I.4. Processus générale de module 4.....	15
Figure II.1. Elément générale des Machine tournante.....	17
Figure II.2. Les déférents types de maintenance.....	18
Figure II.3. System de mouvement mass ressort	19
Figure II.4. Signaux vibratoire harmonique.....	20
Figure II.5. Signaux vibratoire périodique.....	20
Figure II.6. Signaux vibratoire apériodique.....	21
Figure II.7. Transformation signale harmonique temporelle au fréquentielle.....	22
Figure II.8. Modes de détection usuels.....	22
Figure II.9. Chaine de mesure.....	23
Figure II.10. Capteur vibrotest.....	24
Figure II.11. Principe du capteur inductif à courants de Foucault.....	24
Figure II.12. Schéma de principe d'un vélocimètre.....	25
Figure II.13. Principe de fonctionnement d'un accéléromètre.....	25
Figure II.14. Les déférents signaux vibratoires.....	27
Figure II.15. Tolérances d'usinage sur un rotor.....	26
Figure II.16. Points de mesure pour un défaut de balourd.....	27
Figure II.17. Spectre théorique d'un défaut de balourd.....	28
Figure II.18. Balourd statique.....	28
Figure II.19. Balourd dynamique.....	29
Figure II.20. Défauts d'alignement d'arbres.....	29
Figure II.21. Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial.....	30
Figure II.22. Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire.....	30
Figure II.23. Défaut d'usure d'accouplement.....	31
Figure II.24. Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par corrois	32
Figure II.25. Différents types d'engrenage.....	33
Figure II.26. Image vibratoire d'un engrenage sain.....	34
Figure II.27. Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	34
Figure II.28. Image vibratoire théorique d'une denture.....	35
Figure II.29. Image théorique et spectre réel d'un engrènement en fond de denture sur un réducteur (La fréquence d'engrènement calculée est $F_e = 249,48$ Hz).....	36
Figure II.30. Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	36
Figure II.31. Caractéristique géométrique d'un roulement.....	37
Figure II.32. Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure....	38
Figure II.33. Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure...	39
Figure II.34. Image vibratoires théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant	39
Figure II.35. Défaut de déversement des bagues d'un roulement.....	40
Figure II.36. Image vibratoires théorique d'un défaut de type déversement de bague.....	40
Figure III.1. Animation system en utilisant ODS analyse.....	43
Figure III.2. ODS avec des analyseurs de simple canal 2	45
Figure III.3. ODS avec les analyseurs multivoies 3	46
Figure III.4. La transformée de Fourier (Signale sinusoïdale).....	48

Figure III.5. Un tableau indiquant les valeurs de la constante A pour les quatre premiers modes de configurations différentes.....	51
Figure III.6. Une photo de la barre d'acier et le modèle géométrique	52
Figure III.7. La FFT montrant les fréquences des trois premiers modes.....	53
Figure III.8. L'ODS du premier mode de la barre à 52Hz.....	54
Figure III.9. L'ODS du second mode de la barre à 355Hz.....	54
Figure III.10 L'ODS du troisième mode de la barre à 916Hz.....	55
Figure IV.1. Model d'un rotor avec ces éléments.....	57
Figure IV.2. Repère de référence d'un disque monté sur un arbre.....	59
Figure IV.3. Coordonnées du centre géométrique <i>C</i> et d'un point arbitraire <i>B</i> de la section du rotor.....	61
Figure IV.4. Model du rotor de la pompe P105.....	65
Figure V.1. La situation géographique de la pompe P105.....	67
Figure V.2. La pompe centrifuge P105.....	67
Figure V.3. Modélisation nodale de rotor.....	69
Figure V.4. Schématisation d'élément Beam188.....	70
Figure V.5. Schématisation de l'élément combin14.....	71
Figure V.6. Schématisation de l'élément MASS21.....	71
Figure V.7. Les positions des disques dans l'arbre.....	73
Figure V.8. les positions des cinq paliers.....	74
Figure V.9. Les modes propres du rotor.....	78
Figure V.10. Diagramme de Campbell.....	79
Figure V.11. Position de la force de balourd dans cas N°1.....	80
Figure V.12. Graphe de la réponse fréquentielle (cas N°1).....	81
Figure V.13. Le mouvement orbitale de rotor Cas N°1.....	83
Figure V.14. La position de la force de balourd CasN°2.....	84
Figure V.15. Graphe da la réponse fréquentielle Cas N°2.....	84
Figure V.16. Mouvement orbitale du rotor cas N°2.....	85
FigureV.17. La position des forces de balourd Cas N°3.....	86
Figure V.18. Réponse fréquentielle Cas N°3.....	87
Figure V.19. Mouvement orbitale du rotor Cas N°3.....	88
Figure V.20. Spectre de signale périodique appliquer au palier N°5.....	89
Figure V.21. La position de signale périodique appliquer au palier N°5.....	90
Figure V.22. La déforme opérationnelle de rotor (sans balourd).....	90
Figure V.23. La position de signale périodique appliquer au palier N°5 avec balourd	91
Figure V.24. La déforme opérationnelle du rotor (avec Balourd)	92

Liste des tableaux

Tableau I.1 l'historique de l'analyse vibratoire site Hassi R'mel.....	11
Tableau II.1 .Reconnaissance des principales anomalies.....	41
Tableau V.1 .Propriété physique de l'arbre.....	72
Tableau V.2 .Les propriétés élémentaire de l'arbre.....	72
Tableau V.3 .Propriété physique des disques.....	72
Tableau V.4 .Les positions des disques dans l'arbre.....	73
Tableau V.5 .Propriété physique des paliers68.....	73
Tableau V.6 .Fréquence propre du rotor.....	74
Tableau V.7 .Vitesse critique du rotor.....	74
Tableau V.8 .Les force de balourde appliquée sur le disque N°1.....	79
Tableau V.9 .Les désignations des paliers	81
Tableau V.10 . Les valeurs de déplacement maximal.....	82
Tableau V.11 .Les force de balourd appliquée disque N°4.....	82
Tableau V.12 .Les valeurs de déplacement maximal.....	84
Tableau V.13 .Les force de balourd appliquée sur les 3 disques.....	85
Tableau V.14 .Les valeurs de déplacement maximal cas N°3.....	86
Tableau V.15 Les valeur de déplacement maximale des solution nodale.....	87
Tableau V.16 .Les valeur de déplacement maximale des nœuds.....	91
	92

Liste des acronymes

ODS : Operating Deflection Shape (La déformée opérationnel)

DDL : Degré de liberté.

P105A /B : La pompe centrifuge P105 de train A et B.

MPP: Module Processing plant (Usine de traitement du module)

Liste des symboles

FFT : transforme de Fourier rapide

f_n : Fréquence naturelle.

T_d [joule] : L'énergie cinétique de disque.

T_a [joule] : L'énergie cinétique de l'arbre.

U [joule] : L'énergie de déformation de l'arbre.

W_c [joule] : Travail des forces extérieures

K_s : Matrice de rigidité

ΩC_{AS} : Matrice de rigidification centrifuge.

$K_l(\Omega)$: Matrice de raideur localisée au niveau des paliers

ΩG : Matrice gyroscopique

$C_l(\Omega)$: Matrice d'amortissement localisé au niveau des paliers

$f(q, \dot{q}, \Omega)$: Vecteur des forces non linéaires (associées aux éléments d'interaction)
supposé nul dans la suite de l'étude

$F(t)$: Vecteur des forces d'excitation

Ω [rad/s] : Vitesse angulaire.

K [N/m] : La rigidité.

C [N.s/m] : Amortissement.

Introduction

Introduction Générale :

Le développement de l'industrie des pétroles exige un system d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité, augmenter les produits finis et diminuer les couts d'intervention.

Les machines tournantes jouent un rôle vital dans la production. Pour éviter des arrêts de production, il faut surveiller en permanence ces équipements et "traquer" tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela, il existe une grande variété de techniques d'analyse.

L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé...

Les méthodes de la surveillance vibratoire ont toujours des procédées de diagnostic, utilisés pour la détection des défauts, mais parfois cette méthode est insuffisante s'il y a des problèmes vibratoires difficile à diagnostiquer.

Pour cella on a consacré une étude sur l'analyse vibratoire et l'intégrer avec l'analyse de la méthode d'ODS (la déformée opérationnelle).

De but :

- Pour avoir plusieurs informations de fonctionnement des déférents systèmes en fonction des problèmes vibratoires.
- Elargir le champ de diagnostic sur toutes les parties de l'équipement
- Connaitre l'origine des défauts.

Pour arriver à notre intérêt, nous avons articulé cette étude au tour de cinq chapitres :

Le chapitre 1 : Une description générale du site Hassi R'mel (situation géographique, produit exploiter, processus, traitement de gaz...)

Le chapitre 2 : Définie les principaux défauts des machines tournantes par l'analyse vibratoire avec les déférents spectres qui représente les défauts.

Le chapitre 3 : Définition de la méthode d'ODS (déformée opérationnel).On a donné une vision globale sur la méthode ODS avec le mode de fonction et les différentes disciplines techniques qui correspondante

Le chapitre 4 : Une étude dynamique sur le rotor et les forces extérieurs qui appliquer sur le rotor avec l'équation de mouvement générale.

Le chapitre 5 : Une application de la méthode d'ODS par logiciel ANSYS. Afin d'obtenir notre objectif nous avons appliqué cette méthode sur la pompe centrifuge P105 de site Hassi R'mel qui nous a permet de déterminer :

- Analyse modale.
- Analyse Harmonique.
- Analyse transitoire.

Chapitre I

Description de Sonatrach du site Hassi R'Mel

I-Description de sonatrach du site Hassi R'mel

I-1. Situation géographique :

Le gisement Hassi R'mel se trouve à 550 km au sud d'Alger, entre les villes de Laghouat et Ghardaïa. Il constitue l'un des tous premiers gisements de gaz naturel au monde avec un volume de gaz à condensat, estimé à près de 3000 milliards de mètres cube standard contenu dans une structure d'environ 80 km de long et 60 km de large.

Il est compris entre $2^{\circ} 55'$ et $3^{\circ} 50'$ de longitudes et $3^{\circ} 50'$ de latitudes Nord. Dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750m au-dessus du niveau de la mer.

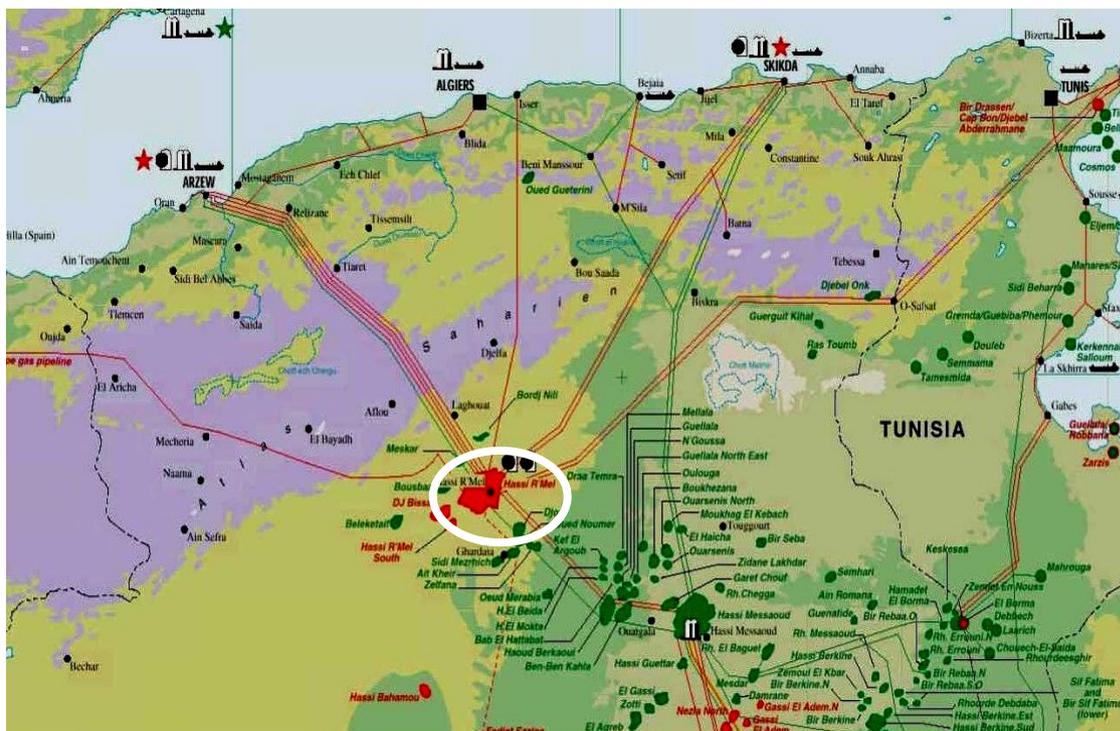


Figure I.1
La situation Géographique de Hassi R'mel

I-2. Répartition des installations de Hassi R'mel :

Pour une exploitation rationnelle du gisement de gaz, les unités de traitement de la région de Hassi R'mel sont réparties en trois secteurs étalés sur toute la superficie :

A- Secteur Nord, regroupant :

- Module 3 : unité de traitement de gaz
- SCN : station de compression Nord

B- Secteur Centre, regroupant :

- Module 0 : unité de traitement de gaz
- Module 1 : unité de traitement de gaz
- Module 4 : unité de traitement de gaz
- CSTF : centre de stockage, de transfert et de facilité.

C- Secteur Sud, regroupant :

- Module 2
- CTG Djebel Bissa
- CTG Sud
- SCS Station de compression Sud.

La capacité de production totale par jour avoisine :

- 280 millions de m³ de gaz de vente
- 10 millions de tonnes de GPL
- 30 millions de tonnes de condensat

La capacité de réinjections pour chaque station de compression est de 90 millions de m³ par jour avec une puissance de 600000 Chevaux.

I-3. Développement du champ de Hassi-R'mel :

Les réserves importantes révélées par le gisement découvert, constituent le socle de l'économie nationale et placent le pays parmi les 4 plus importants producteurs gaziers dans le monde. Notons également que le gisement de Hassi-R'mel est cerné par un anneau d'huile plaçant le champ parmi les plus importants producteurs du sud du pays.

Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de Hassi-R'mel

- **Première étape :**

La Réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de 1,3 milliards de m³ par an, à eu lieu en 1961 qui a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz et en 1969 cette capacité est portée à 4 milliards de m³ par an.

- **Deuxième étape :**

La capacité de traitement du champ de Hassi-R'mel atteint, après la nationalisation des hydrocarbures en 1971, 14 milliards de m³ par an.

- **Troisième étape :**

Cette période a permis de concrétiser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ en mesure de répondre aux besoins énergétiques du pays ainsi qu'aux besoins de nos partenaires. Ce plan a permis également de doter Hassi-R'mel d'un modèle d'exploitation en mesure d'optimiser la récupération de différents produits.

I-3.1 La capacité de traitement :

La capacité de traitement a été portée à 94 milliards de m³/an par:

- La réalisation de 4 complexes de traitement de 20 milliards de m³
- Le forage de 150 puits producteurs.
- Le forage également de 52 puits injecteurs.
- La réalisation des réseaux de collecte et de desserte de 1000 Km.

- La réalisation de deux stations de réinjection de gaz d'une capacité unitaire de 30 milliards de m³ / an et d'une puissance unitaire de 600000 CV.
- La réalisation d'un réseau routier de 400 Km.

I-3.2 Capacité de production actuelle :

Le développement final du champ a permis d'atteindre les capacités de production suivantes :

- 100 milliards de mètre cubes de gaz par an.
- 12 millions de tonne de condensât par an.
- 3.5 millions de tonnes de GPL par an.
- 700 milles de tonnes de pétrole brut par an.

I-3.3 Installations gazières à Hassi-R'mel :

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi-R'mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide.

Les installations mises en œuvre sont comme suit (voir fig I-1) :

I-3.3.1 Station BOOSTING:

Les stations boosting ont pour but la compression du gaz brut issu des puits producteurs de 100 bars à 120 bars afin d'avoir une détente importante, dont la récupération optimale des liquides, les modules 2 et 3 ont leurs propres stations boosting, les autres modules 0,1, et 4 ont un boosting commun.

I-3.3.2 Les stations de compression :

Le but de ces stations est de réinjecter le gaz au niveau du gisement pour le maintien de pression afin de récupérer le maximum de liquides. Les stations de compression Nord et Sud ont pour objet de réguler la pression du gaz au niveau des gisements.

I-3.3.3 Centre National de Dispatching Gaz «CNDG » :

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi-R'mel et du gaz provenant de l'extrême sud via les gazoducs GR1 et GR2, ces quantités sont ensuite distribuées vers les centres de consommation, comme les centres

« GNL », SONELGAZ, et à l'étranger ITALIE via la TUNISIE (GR1, GR2) et l'ESPAGNE via le MAROC (GME).

I-3.3.4. Hassi R'mel Sud (HR- sud) :

Ce projet comporte une unité de traitement de gaz naturel, destinée à traiter le gaz brut pour obtenir du gaz sec et la récupération des hydrocarbures liquides estimée à 2830 millions de tonnes / mois. Sa capacité est de 10 millions standard de m³/jour de gaz sec. HR-SUD comporte trois unités de traitement, une de 6 millions de m³/jour et deux de 2 millions de m³/jour chacune.

I-3.3.5. Le stockage et l'expédition des hydrocarbures liquides :

Le condensât et le GPL, produits par tous les modules sont acheminés vers le Centre de Stockage et de Transfert de Fluide (CSTF) qui se trouve dans la zone centrale de Hassi-R'mel, là ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelles et comptabilisés avant d'être expédié vers SP4 puis vers ARZEW.

Le CSTF comprend trois bacs de 35000 m³ et quatre bacs de 45000 m³ chacun pour le stockage du condensât, douze sphères de 7000 m³ chacune pour le stockage du GPL. Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante sont comprimées par des turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter le boil-off et le torchage du GPL.

I-3.3.6. Modules de traitement de gaz:

Un module est le diminutif de "Module Processing Plant" (MPP), c'est une usine de traitement de gaz brut en produits finis :

- Gaz de vente (C₁, C₂) ;
- GPL (C₃, C₄) ;
- Le condensât (C₅⁺).

Le module 2 est une usine de traitement de gaz, elle est constituée de trois trains parallèles : A, B et C dont chaque train assure la même capacité de production en produits finis de 20 millions de m³.

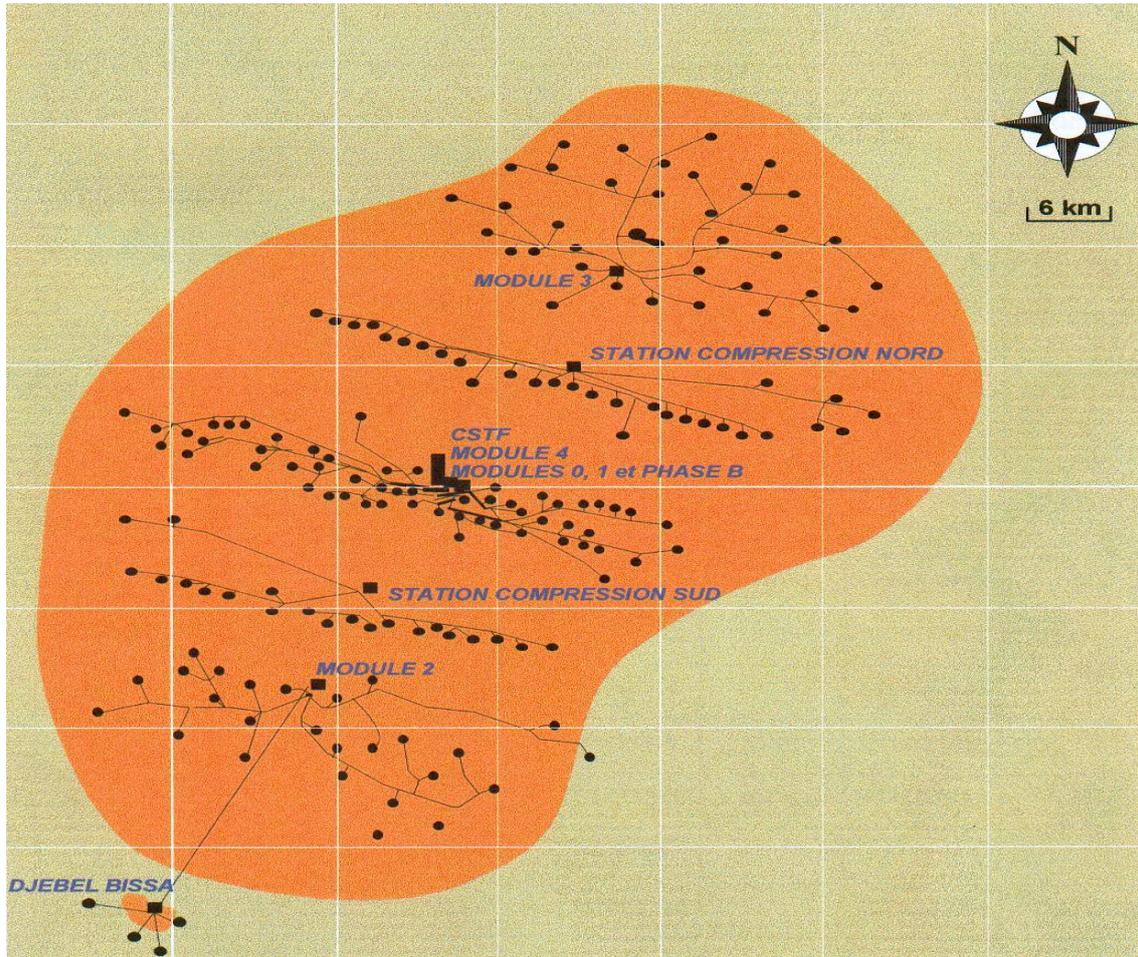


Figure I.2
Le champ de Hassi-R'mel

I-4. Les directions et les déviations de la division production :

I-4.1 Les directions de la division production

Le champ gazier de Hassi R'mel est rattaché à la division production de Sonatrach. Elle se compose de plusieurs directions et divisions et aux sections qui exécutent des tâches liées directement à la production des hydrocarbures.

Toutes ces structures directions et divisions qui sont coordonnées par la direction régionale sont le lieu d'établissement, de réalisation et de suivi des programmes

détaillés de production et d'expédition dans le cadre des prévisions établies en collaboration par le département PED (pétrolium engineering and développement).

Les structures rattachées à la direction régionale sont :

I-4.1.1 Direction engineering et production:

Elle a pour objectif l'organisation et la mise en œuvre des services techniques opérationnels et d'intervention sur toutes les installations ainsi le CTH (centre de traitement de l'huile).

Elle gère l'activité de production en amont des unités de productions, (puits de gaz et de pétrole) ainsi que leur entretien.

I-4.1.2 Direction exploitation :

Elle assure la réalisation de programme de production, d'exploitation des unités et d'injection des hydrocarbures établis pour la région.

I-4.1.3 Direction maintenance :

Elle est chargée de la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services de maintenance pétrolière besoins actuels et futur de la région. Dans les différentes activités : mécaniques, électromécanique, instrumentation, et télécommunication.

I-4.1.4 Direction technique :

Elle s'occupe de la maintenance des réseaux et collecte de transport de gaz et de la réalisation de nouveaux projets.

I-4.1.5 Direction logistique :

Elle lance les projets dans le secteur de soutien et réalise les travaux non pétroliers, en l'occurrence de génie civil, entretien des locaux, électricité, bâtiment,

plomberie et climatisation ainsi que le transport, et maintenance des véhicules et engins, production d'eau potable et industrielle.

I-4.2 Les divisions de la division production :

I-4.2.1 Division sécurité :

Elle s'occupe de contrôle, de l'organisation et la maintenance d'un haut niveau de sécurité des personnels et d'installation industrielle ainsi que le développement de la prévention.

I-4.2.2 Division finance :

Elle a pour objectif la prestation des services de trésorier, de compatibilité générale, de comptabilité de gestion et de contentieux au niveau de la région.

I-4.2.3 Division ressources humaines :

Elle assure l'organisation et le contrôle des activités de la région en matière de recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activités culturelles et administration générale.

I-4.2.4 Division approvisionnement :

Elle recouvre les activités d'achat et de la gestion des stocks

I-4.2.5 Division informatique :

Elle assure la gestion, le développement et la maintenance de l'outil informatique.

I-4.2.6 Division intendance :

Elle a pour objectif la prestation des services de restauration et d'hébergement et la gestion des patrimoines mise à disposition.

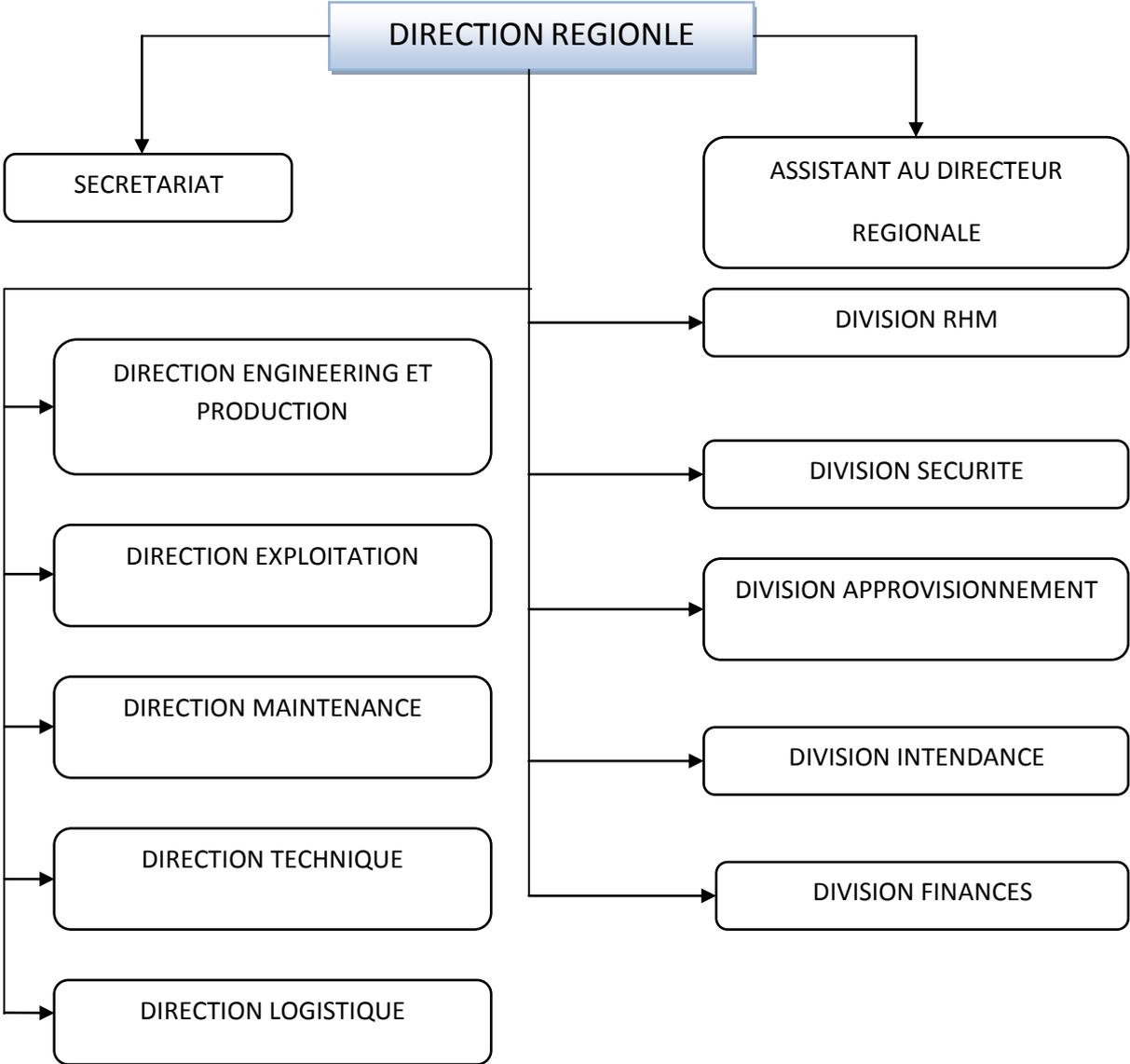


Figure I.3
ORGANIGRAMME DE SONATRACH HASSI R'MEL

I-5. Présentation de service mécanique :

I-5.1 Description du service

Le service mécanique est un service de prestation ; il est lié à la direction maintenance, il se compose de trois section :

- Section fabrication mécanique : Elle dispose d'un atelier de fabrication mécanique, elle assure la réalisation des pièces de rechange simple, et bien sur, chariotage fraisage rectification...etc.
- Section réparation vanne : Sa fonction est, la réparation et la rénovation des vannes.
- Section vibration et équilibrage : Elle dispose d'un atelier de l'équilibrage, ce service s'occupe de suivi des machines tournantes par l'analyse vibratoire et équilibrage des rotors.

I-5.2 L'historique de l'analyse vibratoire des machines tournantes au niveau de SH site HRM :

	Logiciel de diagnostique	Appareil de mesure	Fournisseur	Observation
1988	VAS (sous DOS)	MICROMAX (analyseur)	VIBROMETER	Début de suivi vibratoire des machines tournantes
1989	—	VIBROPOR 30 (analyseur)	SCHENCK (allemande)	VIBROPOR 30 : petite appareil de mesure globale
1990	CM 120 (sous DOS)	VIBROSTOR41 (collecteur)	SCHENCK	—
1992	CM 120 (sous DOS)	VIBROPOR 41 (analyseur)	SCHENCK	—
1999	CM 400 (sous Win)	VIBROPOR 41	SCHENCK	—
2000	CM 400	VT 60 (collecteur-analyseur)	SCHENCK	VT 60 : compatible avec CM 400

Tableau I.1 l'historique de l'analyse vibratoire site Hassi R'mel [1].

Aujourd'hui le service l'analyse vibratoire des machine tournante joue un très importante tell que ils sont avoir plusieurs du développement et l'expérience dans ce domaine des mesures et diagnostics des défauts par fréquence .qui permet de démuniriez les panne catalectique.

I-6 Description du procédé de traitement du gaz à module IV :

Le module IV est un ensemble d'installation et d'équipement qui permettent la récupération des hydrocarbures lourds (GPL, et Condensat) à partir du gaz brut recueillis des différentes puis, ainsi que la production du gaz sec pour la vente et la réinjection.

Le module VI se compose de trois trains de production A, B, C et l'ensemble d'unités qui permet répondent aux besoins et exigence du procédé de traitement.

La capacité de production des trions train :

- 60 million de m³ / jour gaz sec.
- 8000 tonne / jour du condensat.
- 2500tonne/jouir du GPL.

Chaque ligne de production est se compose de 3 section :

- Section de séparation.
- Section de stabilisation
- Section de fractionnement.

I-6.1 Section de séparation :

La séparation du gaz brut dans le module 4 est caractérisée essentiellement par l'utilisation de turbine de détente (expander) appelée procédé Hudson.

Le gaz arrivant au collecteur de module à une pression de 118 bars et une température de 65°C, passe par aéro-réfrigérant E101 avec sa température baisse à 48°C.

Les liquides ainsi récupérée se séparent du GPL, dans les ballon D101 A et B , mais le gaz et toujours riche en GPL et condensat.

Alors il passe dans une série d'échangeur E102 et E103, à la sortie sa température chute à -6°C , avant sa détente dans la vanne joule THOMSON ou sa température chute encore à -17°C et la pression à 100 bar .les liquide formée sont récupérer dans les ballons D102 A et B.

Pour avoir le maximum d'hydrocarbure lourd, le gaz subit une deuxième détente au niveau de l'expander avec une pression de 64 bars.

Les liquides formés sont récupérer dans le ballon de séparation D103, le gaz sec de basse température sortant du ballon de séparation D103 est utilisé pour le refroidissement du gaz d'admission sortant au niveau des échangeurs E102.

L'énergie récupérée lors de la détente au niveau de l'expander K101 sert à comprimer le gaz de vente.

I-6.2 La section de stabilisation :

La section de stabilisation permet de récupérer le gaz qui est toujours existant dans les liquides recueillis par la section séparation.

Les liquides des ballons D101A et B séparent du gaz dans le ballon D105 avant d'alimenter la partie intermédiaire du débutaniseur C101 en passant par l'échangeur E104.

Tandis que le liquide des ballons D102 et D103 alimente et la partie supérieure de la colonne C101 pour éliminer les traces du gaz existant dans liquide et de produire un liquide composé essentiellement du GPL et du condensat.

Pour cet effet , le C101 et relie à un rebouilleur H101 qui permet de chauffer une partie du liquide du fond de C101 dont la circulation est assuré par la pompe de rebouillage P101.

La vapeur récupérer au sommet du C101 passe dans l'échangeur E106, avant de se séparer des traces de gaz dans le ballon D107.

Le liquide récupérer dans cette partie alimente la partie supérieure de C101 par l'intermédiaire de la pompe de reflux P130

Le gaz récupérer dans la section D107 s'associe avec le gaz du ballon D104 pour alimenter le coté calandre des échangeurs E103.

A la sortie des échangeurs, les gaz se mélangent avec le gaz sortant du ballon D105 et seront transférés à la section recompression ou ils seront comprimés par le compresseur K102, puis refroidis au niveau des aéro-réfrigérants avant d'être expédiés comme gaz de vente.

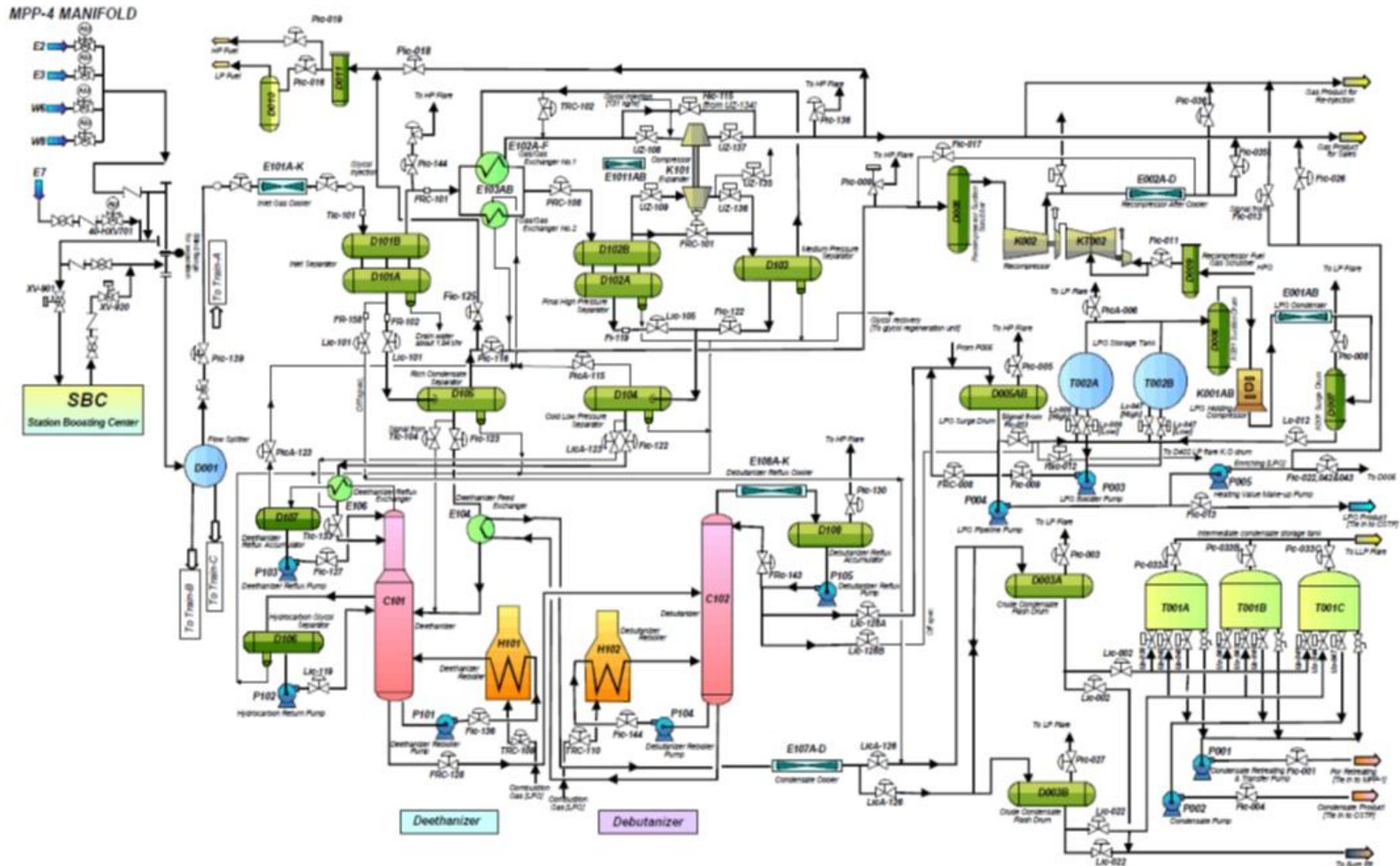
I-6.3 Section de fractionnement :

La section fractionnement permet de séparer le liquide en GPL et condensat. Ainsi une partie du liquide du fond de C1201 alimente le débutaniseur C102 au niveau du 24^{ème} plateaux pour pouvoir assurer la séparation, le C102 est relié à un rebouilleur H102 qui sert à réchauffer une partie du liquide de fond de C102 , la circulation du liquide est assuré par la pompe P104.

La vapeur récupéré au sommet du C102 passe à travers les aéro-réfrigérants E 108 avant de passer dans le ballon D108 ou le GPL est récupéré et transféré par la pompe de reflux « P105 » à la section de stockage intermédiaire, une partie de ce GPL produit assure par le reflux de la colonne C102.

Le liquide du fond de C102, en l'occurrence, le condensat qui alimente le cotés tube de l'échangeur E104 puis passe par aéro-réfrigérants E107 avant d'être transféré à la section de stockage intermédiaire.

Organigramme du processus (MPP-4) [1].



Chapitre II

Etude des Principaux défauts des machines Tournantes par l'analyse vibratoire

II-Etude des Principaux défauts des machines tournantes par l'analyse vibratoire

Les machines tournantes jouent un rôle souvent stratégique dans un procédé de fabrication. Ce chapitre donne une explication générale sur les principaux défauts des machines tournante par l'analyse fréquentielle ; de but pour voir les forces excessives appliqué sur les systèmes de machine et intégrer dans l'analyse ODS.

II-1. Machines tournantes :

Les machines tournantes sont des systèmes (figure II.1) dans lesquels peut se distinguer :

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

II-1.1. Un rotor :

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

II-1.2. La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- **Les coussinets** de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements.
- **Les paliers** qui relient les coussinets (bague) au stator.
- **Le stator** ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines...etc.

- **Le massif** des systèmes embraqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radies. Une interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'envenimement.
- **Le radier** est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes ; il peut être responsable de certains déliègnages entre les paliers.

II-1.3. Les liaisons :

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

- Les liaisons à fluides ;
- Les liaisons à roulements ;
- Les liaisons magnétiques.

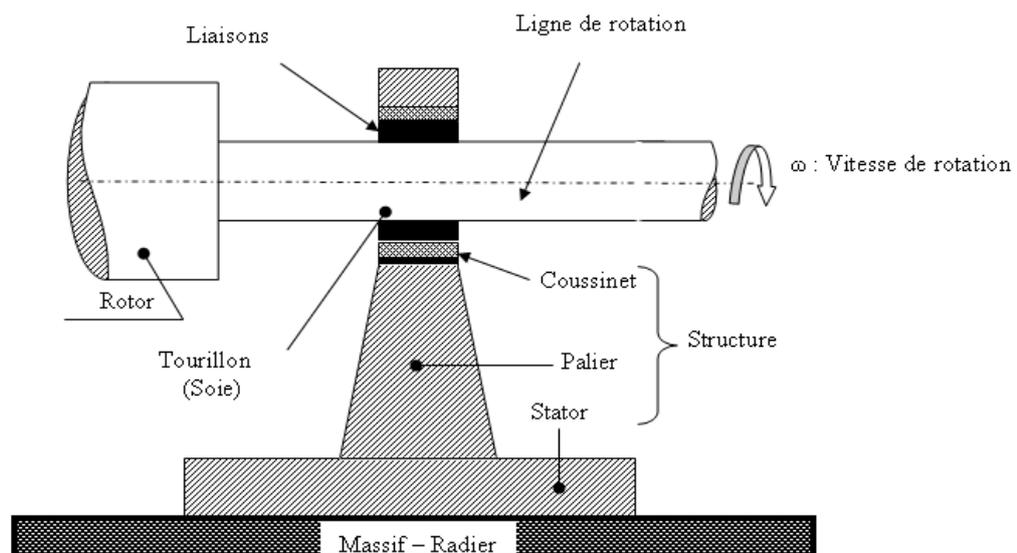


Figure II.1
Elément générale des Machine tournante [1].

II-2. La surveillance vibratoire appliquée sur les machines tournantes :

L'analyse vibratoire est un moyen utilisé pour suivre l'état des machines tournantes en fonctionnement.

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

II-2.1.Définition de la maintenance :

C'est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifique ou en mesure d'assurer un service déterminé «extrait de norme AFNOR X60-010».

II-2.2.Différentes types de maintenance :

Ces actions se différencient selon les techniques de mises en œuvre à savoir :

- ✓ Maintenance corrective.
- ✓ Maintenance préventive.

La fonction maintenance est bien détaillée par la norme : AFNOR X60-000 d'où on peut extraire trois stratégies de maintenance préventive.

➤ **Organigramme de différents types de maintenance :**

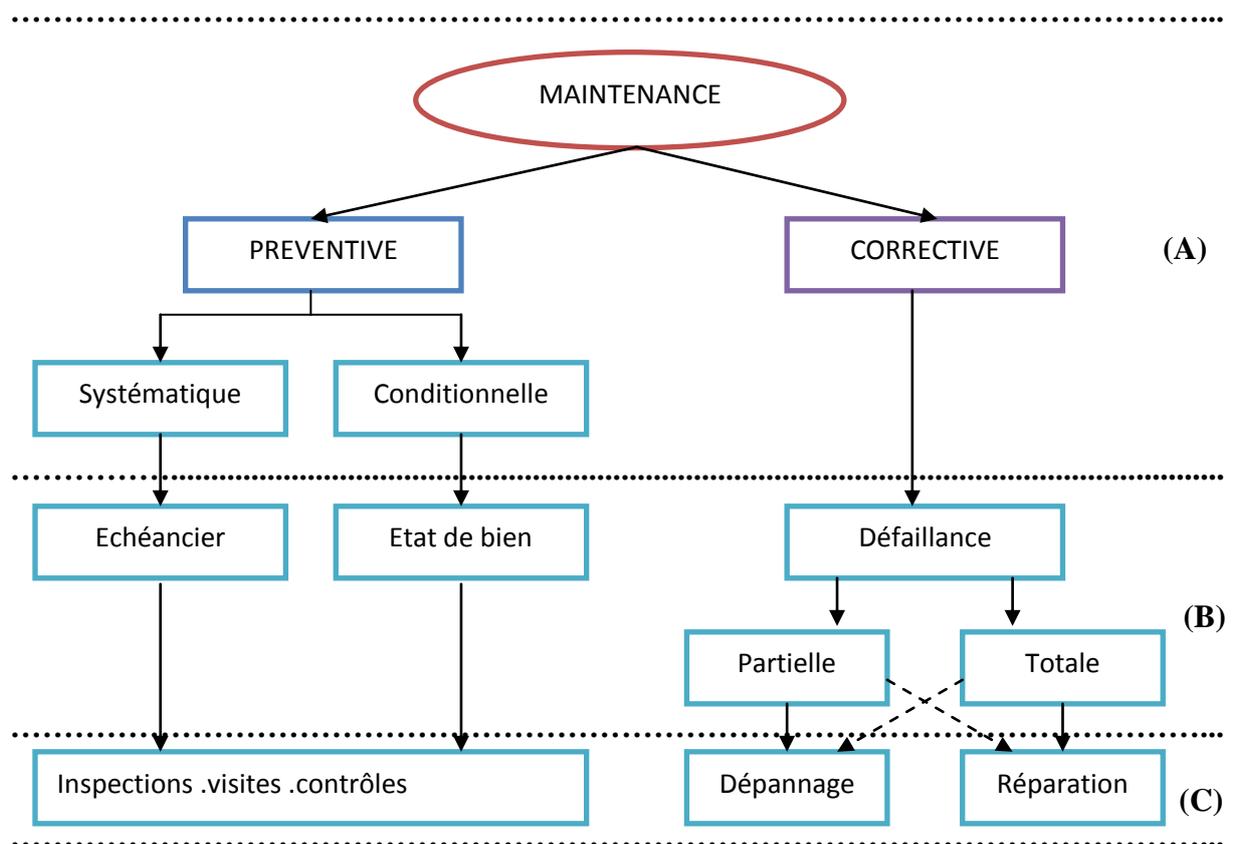


Figure II.2
Les différents types de maintenance.

(A) : Méthodes de maintenance

(B) : Evènements

(C) : Opération de maintenance

II-3.Type des signaux vibratoires :

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient rapide autour d'une position moyenne appelée « position d'équilibre ».

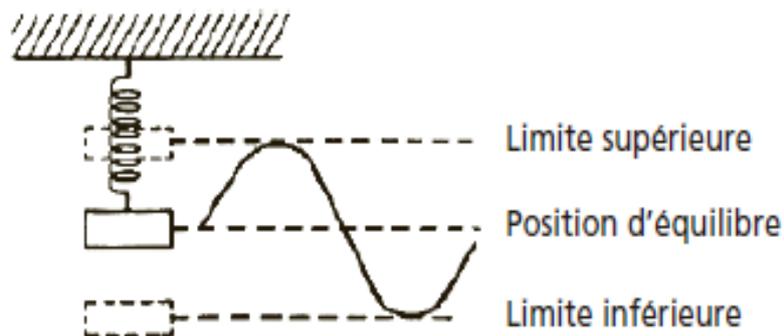


Figure II.3

System de mouvement mass ressort

II.3.1- Vibrations harmoniques :

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude-temps est représenté par une sinusoïde (figure II.4).

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

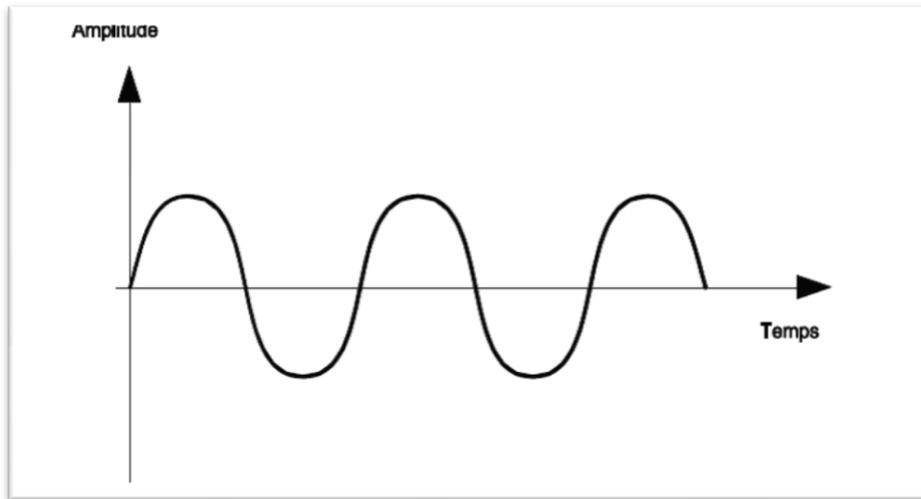


Figure II.4
Signaux vibratoire harmonique

$$X(t) = A \sin(\omega t + \theta) \quad [2] \quad (2.1)$$

ω = vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ($2\pi f$)

f = fréquence du mouvement

θ = phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps

II-3.2. Vibrations périodiques :

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période (figure II.5). Une telle vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines. [2]

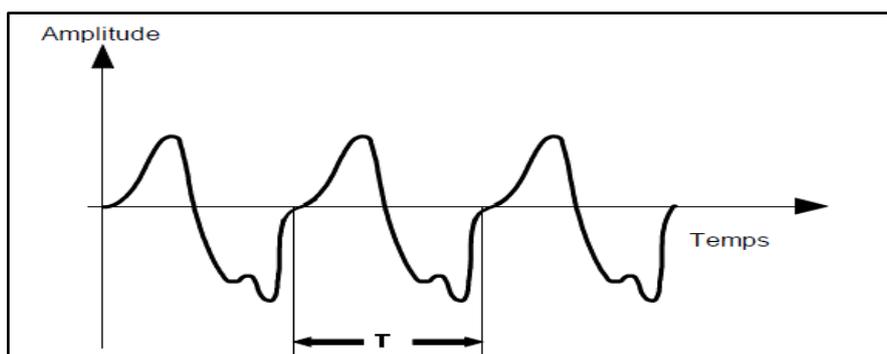


Figure II.5
Signaux vibratoire périodique

$$X(t) = \sum_{i=1}^n [(X_i \sin(\omega_i t + \theta_i))] [2] \quad (2.2)$$

II-3.3. Vibrations apériodiques :

Une vibration apériodique est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps (figure II.5). C'est le cas des chocs que l'on enregistre sur un broyeur. [2]

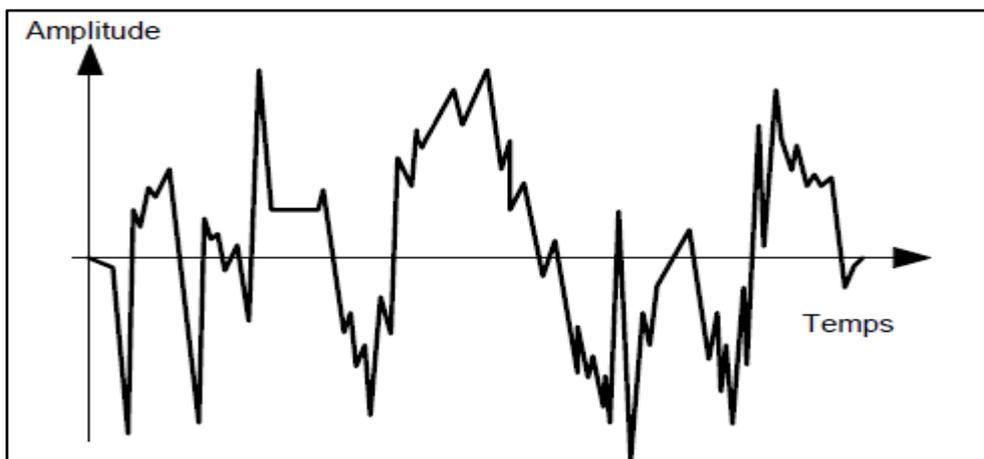


Figure II.6

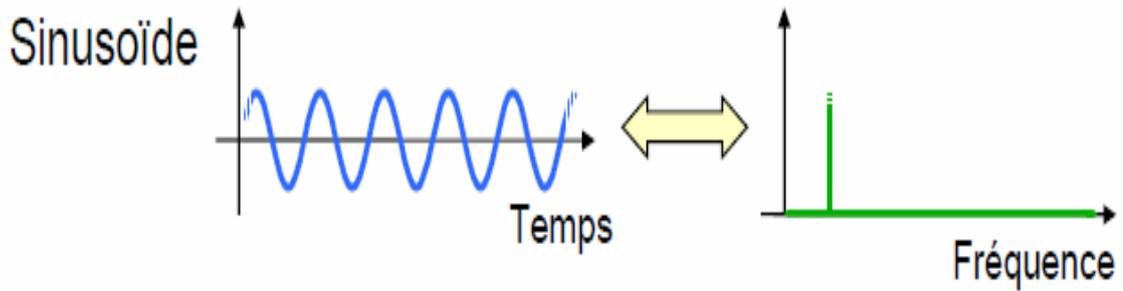
Signaux vibratoire apériodique

$$X(t) = \sum_{i=1}^{\infty} [(X_i \sin(\omega_i t + \theta_i))] \cdot [2] \quad (2.3)$$

En fonction sérié fourrier en peut décomposée signaux périodique et les signaux apériodique à sous signaux harmonique pour résoudre l'équation de mouvement.

II-4- Transformé de Fourier rapide (FFT) :

FFT est un moyen de transformation les signaux temporels aux signaux fréquentielle. (Figure II.7) représenter la transformée d'un signale harmonique.

**Figure II.7**

Transformation signal harmonique temporelle au fréquentielle

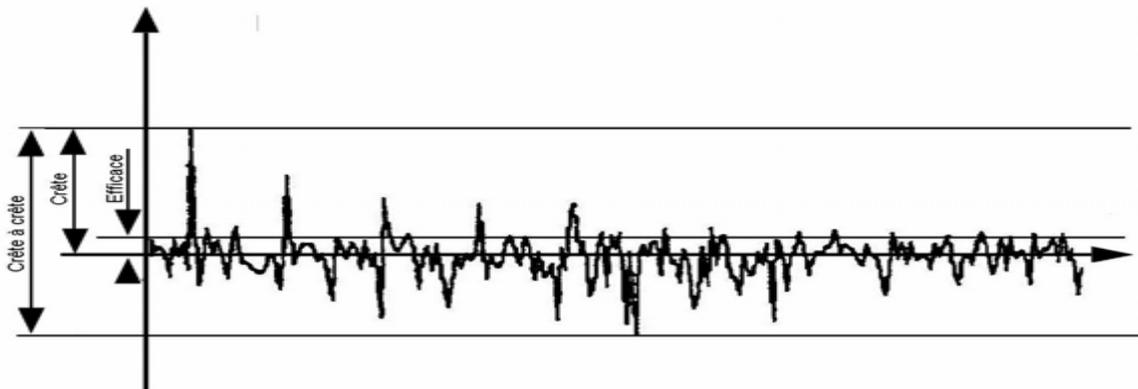
II-4.1. Les modes de détection :

En mesure vibratoire, on utilise couramment trois modes de détection (figure II.8)

:

- Valeur efficace
- Valeur crête
- Valeur crête à crête

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\text{Valeur de crête}}{\text{Valeur efficace}}$$

**Figure II.8**

Modes de détection usuels

II-5. Chaîne de mesure vibratoire :

Il existe deux type de surveillance vibratoire, online donc les capteurs sont installés à demeure sur la machine et off line dans ce cas le mesure se fait manuellement avec le capteur.

La figure(II.9) représenté la chaine de mesure vibratoire.

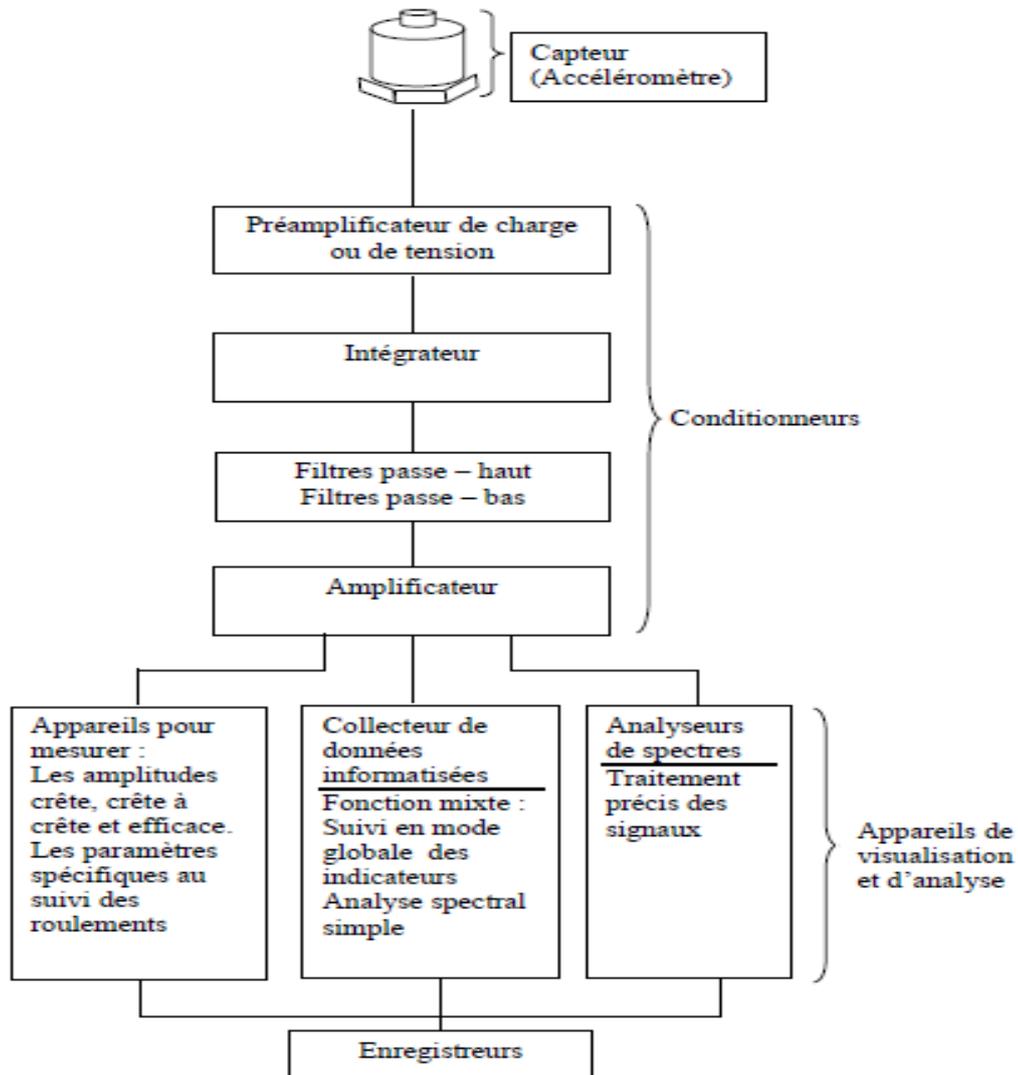


Figure II.9
Chaîne de mesure [3]

II-5.1. Les caractéristiques et type de capteurs :

Le capteur illustré au-dessous (figure II.10), quelle que soit la nature du signal qu'il délivre (accélération, vitesse, déplacement...) constitue le premier maillon de la chaîne de mesure. Sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique. Un capteur se caractérise principalement par :

- ✓ Bande passante.
- ✓ Dynamique
- ✓ Sensibilité.
- ✓ Tenue en température.
- ✓ Grandeurs d'influence.
- ✓ Masse et ses dimensions.



Figure II.10
Capteur vibrotest.

II-5.1.1. Capteur de déplacement :

Aujourd'hui, le proximètre le plus utilisé pour la surveillance de machines est le capteur inductif à courants de Foucault. Ce capteur, représenté en figure II.11, est relié à un émetteur-démodulateur-conditionneur. [3]

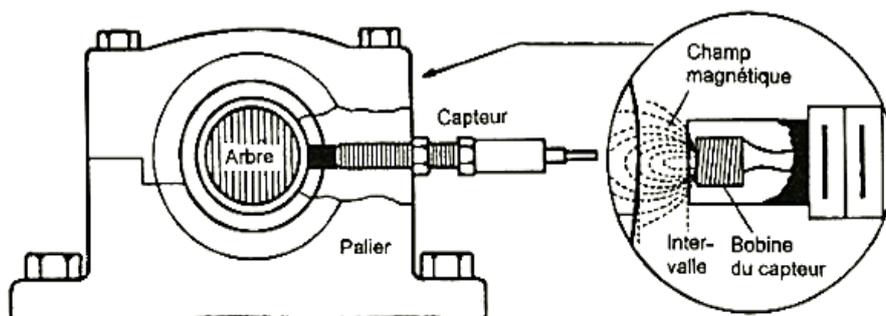


Figure II.11
Principe du capteur inductif à courants de Foucault [3]

II-5.1.2. Capteur de vitesse :

Les capteurs de vitesse ou vélocimètres sont constitués d'une sonde à contact dite **sonde sismique** qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Ce type de capteur présente l'avantage de ne nécessiter ni source d'alimentation ni préamplificateur. [3]

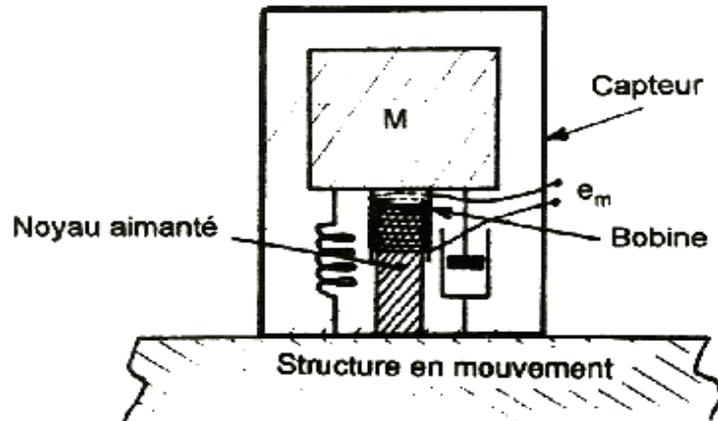


Figure II.12
Schéma de principe d'un vélocimètre[3]

II-5.1.3. Capteur d'accélération :

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectriques de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou de cisaillement subie. [3]

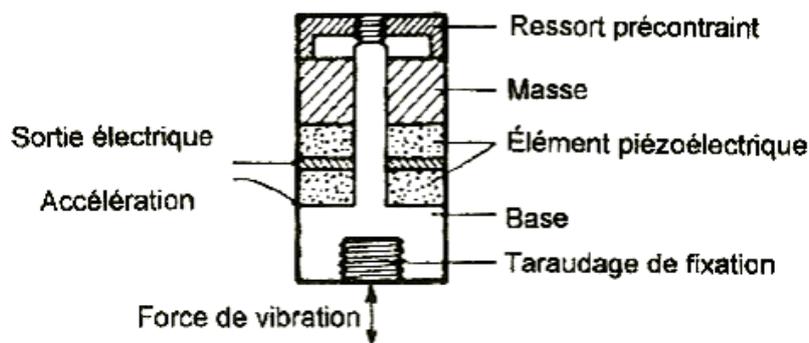


Figure II.13
Principe de fonctionnement d'un accéléromètre [3]

II-6. Les types des signaux vibratoires :

La figure II.14 illustre les différents types des signaux rencontrés. [2]

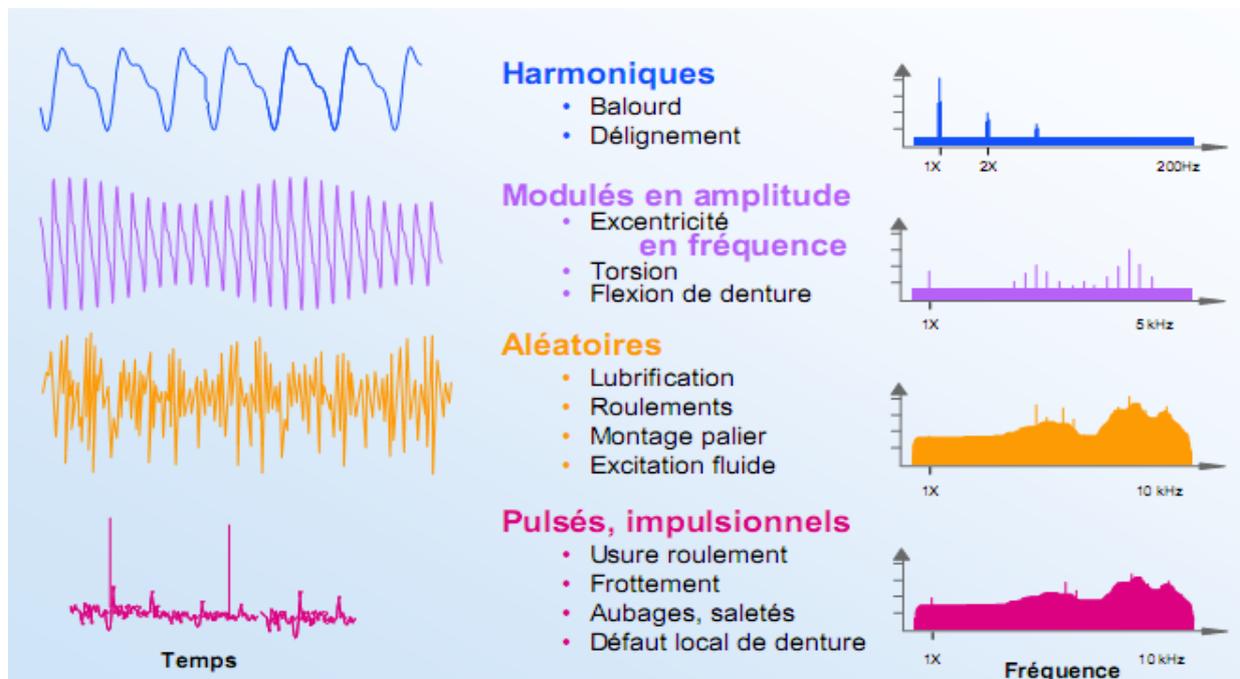


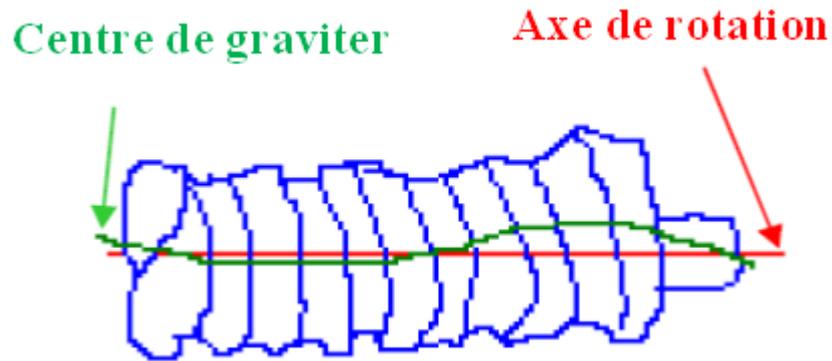
Figure II.14
Les différents signaux vibratoires

II-6. Etude principaux du défaut des machines tournantes :

L'identification d'anomalies à un stade précoce, le suivi de leurs évolutions et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts. [4]

II-6.1. Déséquilibre (défaut de balourd) :

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor [figure II.15].

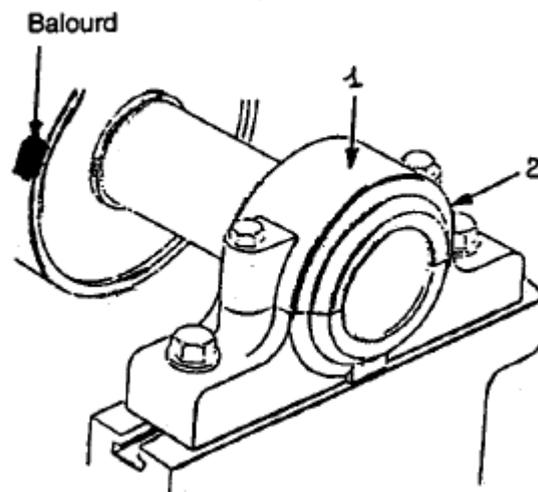
**Figure II.15**

Tolérances d'usinage sur un rotor. [4]

Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, ou sont la conséquence :

- ✓ d'une altération mécanique : perte d'ailette, érosion ou encrassement.
- ✓ d'une altération thermique : déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou a des différences de température localisées ...

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale) [figure II.16].

**Figure II.16**

Points de mesure pour un défaut de balourd. [4]

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation F_r . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de F_r [figure II.17]

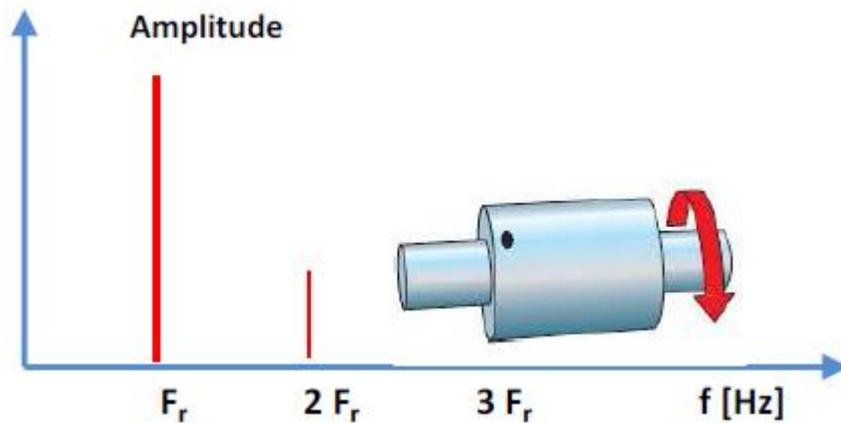


Figure II.17

Spectre théorique d'un défaut de balourd. [4]

- Il existe deux types de balourd statique et dynamique :

II-6.1.1. Balourd statique :

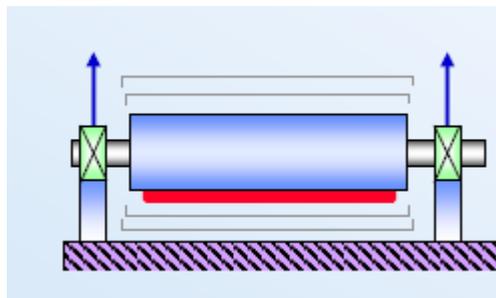


Figure II.18

Balourd statique. [4]

- ✓ Même phase sur chaque roulement
- ✓ Principalement des vibrations radiales Balourd (équilibre)

II-6.1.2. Balourd dynamique :

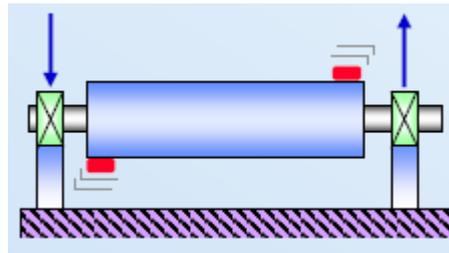


Figure II.19
Balourd dynamique. [4]

- ✓ Déphasage de 180° autour du roulement
- ✓ Principalement des vibrations radiales

II-6.2. Défaut d'alignement :

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

II-6.2.1. Désalignement d'arbres accouplés :

Les axes des deux rotors peuvent présenter un *désalignement angulaire* au niveau de l'accouplement ou un *désalignement radial* (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux [figure II.20].

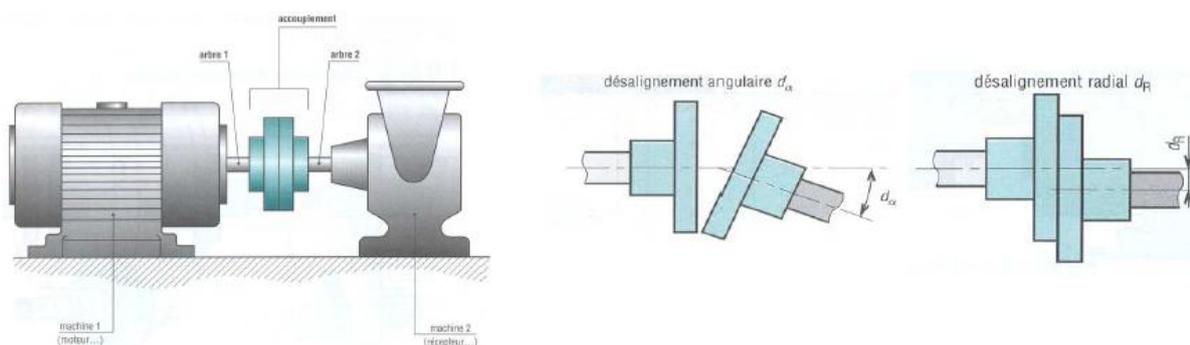


Figure II.20
Défauts d'alignement d'arbres. [4]

a. Désalignement radial :

Un défaut d'alignement est révélé par un pic d'amplitude prépondérante généralement 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois). Il apparaît une vibration dans la direction radiale de composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (rarement d'ordre 3, voire exceptionnellement d'ordre 4), avec des amplitudes supérieures aux composantes d'ordre 1 [figure II.21].

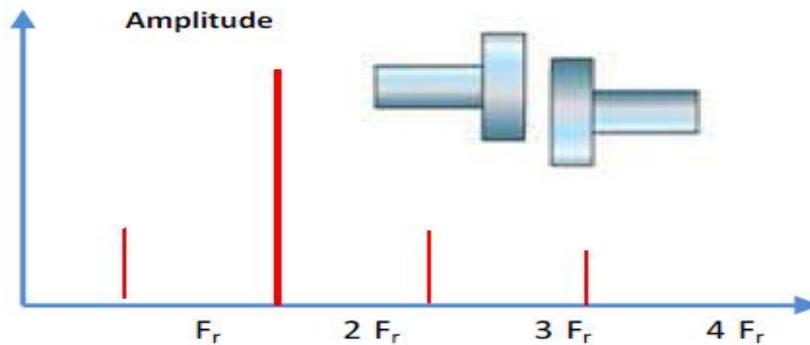


Figure II.21

Image vibratoire d'un défaut d'alignement radial. [4]

b. Désalignement angulaire :

Il apparaît une vibration axiale de composante d'ordres 1, 2, 3 ou 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles des composantes radiales correspondantes [figure II.22].

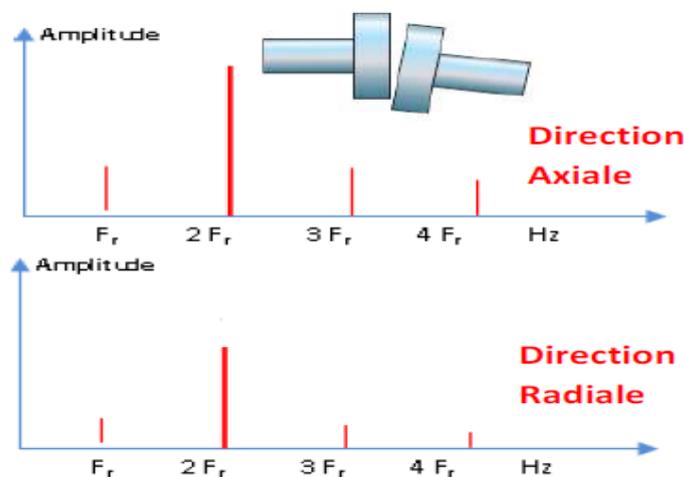


Figure II.22

Images vibratoires d'un défaut d'alignement angulaire. [4]

II-6.3. Défauts de serrage :

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

Il est également parfois possible de retrouver des pics à l'harmonique. (1/2 x la fréquence de rotation de l'arbre) et ses multiples.

La figure II.23 montre un exemple spectre sur une machine dont le joint de l'accouplement est usé. La fréquence de rotation est de 24,25 Hz.

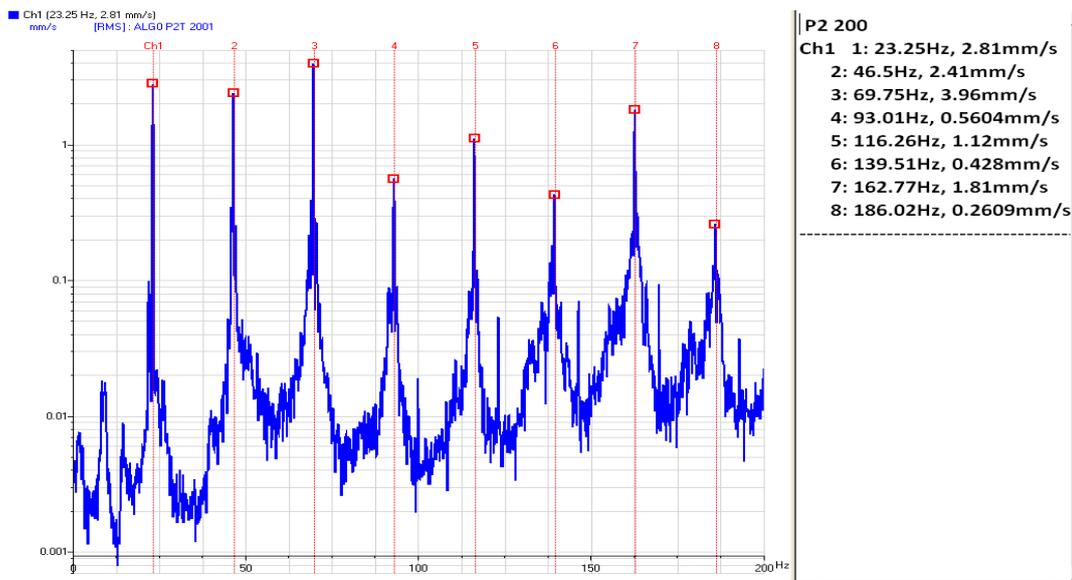


Figure II.23
Défaut d'usure d'accouplement. [4]

II-6.4. Défauts de transmission par courroies :

II-6.4.1. Fréquence caractéristique :

Le principal défaut rencontré sur ce type de transmission est lié à une détérioration localisée d'une courroie : partie arrachée, défaut de jointure, la **fréquence de passage** F_c de ce défaut définie par :

$$F_c = \frac{\Pi D_1}{L} f_1 = \frac{\Pi D_2}{L} f_2 \quad (2.4)$$

F_c : fréquence de passage de la courroie.

D_1 et D_2 : diamètres des poulies 1 et 2.

F_1 et F_2 : fréquences de rotation des poulies 1 et 2.

L : la longueur de la courroie.

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

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques [figure II.24].

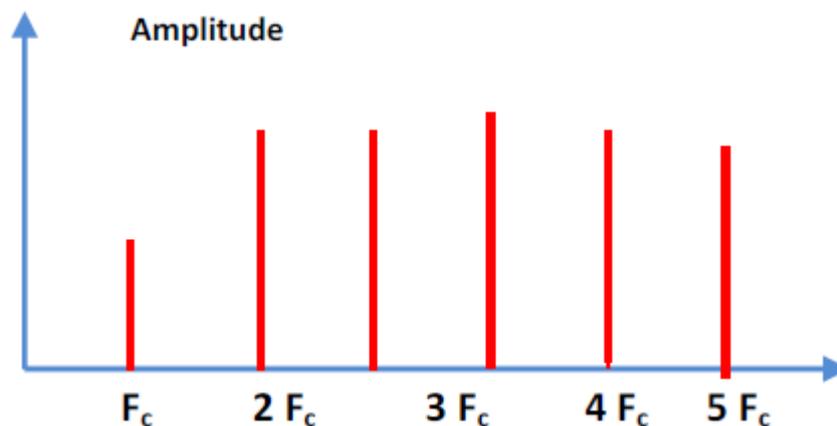


Figure II.24

Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courrois. [4]

II-6.5. Les défauts des engrenages :

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

vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages [figure II.25] :

- Les engrenages parallèles (les 2 arbres sont parallèles).
- Les engrenages concourants (les 2 arbres sont tels que leurs prolongements se coupent).

- Les engrenages gauches (les 2 arbres occupent une position relative quelconque)

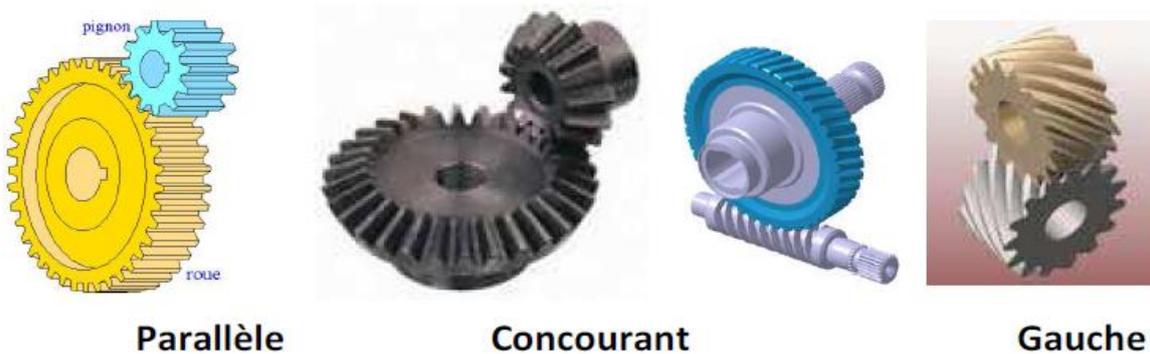


Figure II.25

Différents types d'engrenage. [4]

II-6.5.1. Fréquence d'engrènement :

Observons un engrenage, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2 . Chaque fois qu'une dent de la roue menante 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement F_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents.

$$F_e = F_1 \cdot Z_1 = F_2 \cdot Z_2$$

F_e : fréquence d'engrènement

F_1 et F_2 : fréquences de rotations des roues 1 et 2

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

Si la denture est correcte, le spectre [figure II.26], est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques.

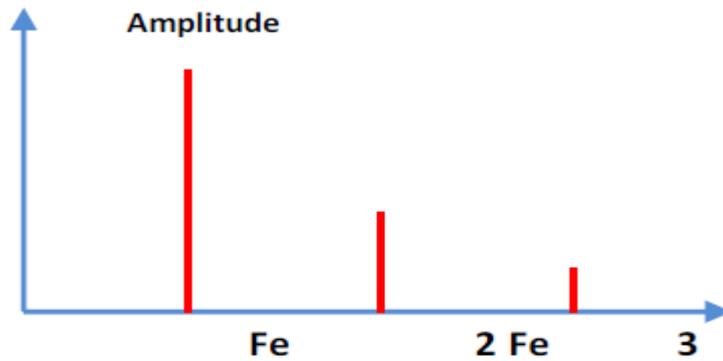


Figure II.26
Image vibratoire d'un engrenage sain. [4]

II.6.5.2-Signatures vibratoires des défauts d'engrènement :

a. Détérioration d'une dent :

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant [figure II.27] montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.

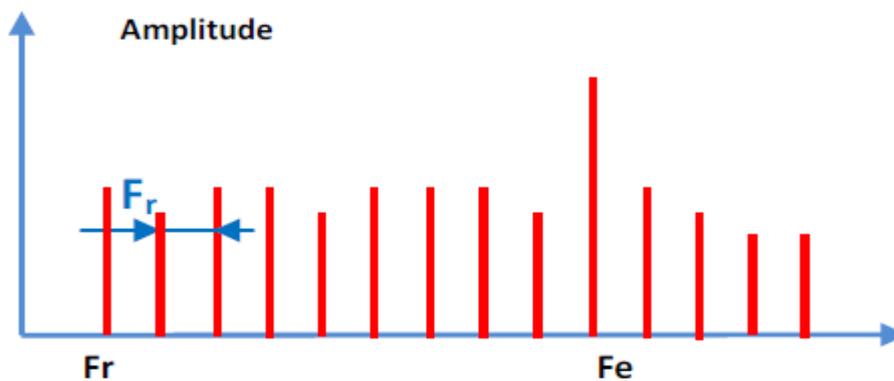


Figure II.27
Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée. [4]

b. Détérioration de deux dents sur les deux roues

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

$$F_{co} = \frac{F_e}{PPCM(Z_1, Z_2)} \quad (2.5)$$

F_e : fréquence d'engrènement.

PPCM : plus petit commun multiple de Z_1 et Z_2 .

La fréquence de coïncidence **F_{co}** est inférieure aux fréquences de rotation F_1 et F_2 .

c. Détérioration de l'ensemble de dentures :

Lorsque l'ensemble de la denture est use ou détérioré, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée [figure II.28].

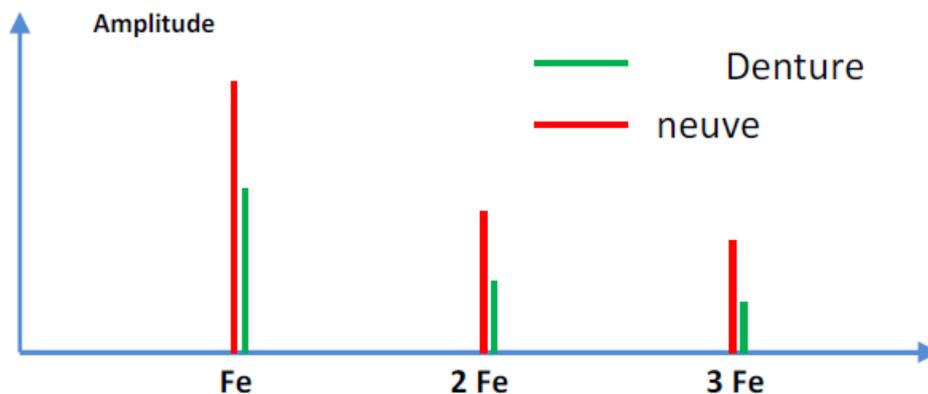


Figure II.28

Image vibratoire théorique d'une denture. [4]

d. Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture) :

En analyse spectrale ce phénomène se traduit par l'apparition d'une raie d'amplitude prépondérante à deux fois la fréquence d'engrènement F_e et la disparition partielle, voire totale de l'amplitude à cette fréquence [figure II.29].

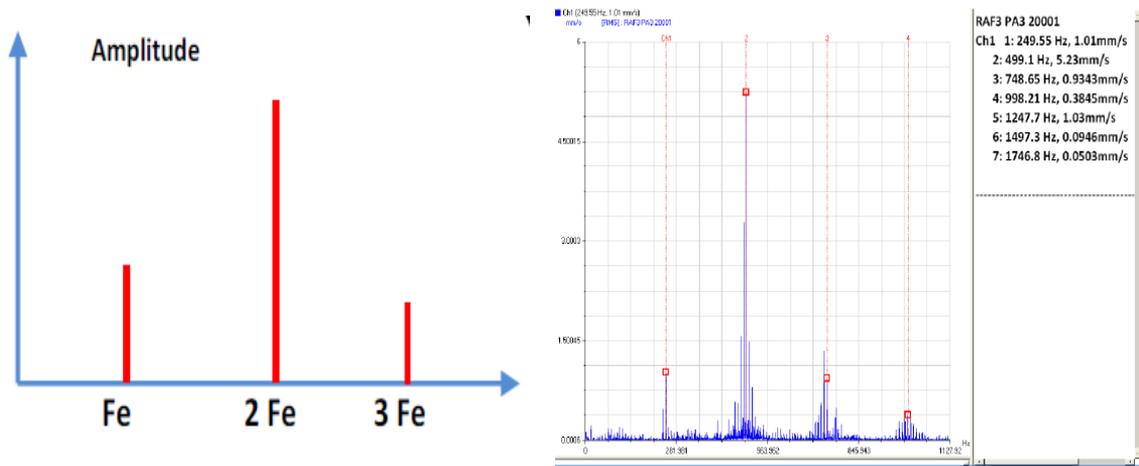


Figure II.29

Image théorique et spectre réel d'un engrenement en fond de denture sur un réducteur (La fréquence d'engrènement calculée est $F_e = 249,48$ Hz). [4]

e. Jeu de fond de denture trop grand :

On obtient alors un spectre de choc dur périodique, à la fréquence d'engrènement (présence de nombreuses harmoniques de niveau du même ordre de grandeur) [figure II.30].

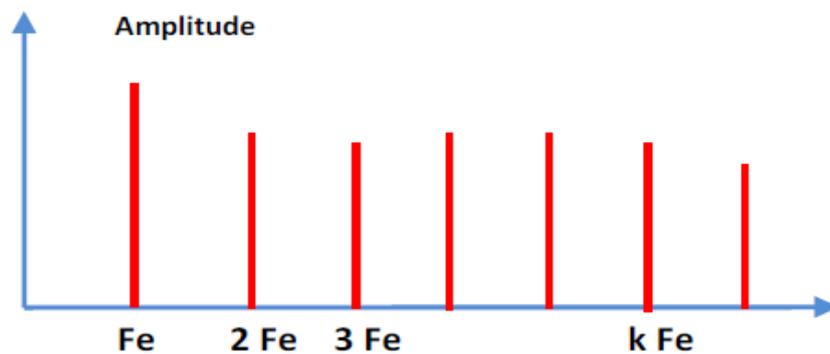


Figure II.30

Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée. [4]

II-6.6. Les défauts de roulement :

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), ...etc.

Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication [figure II.31], on peut considérer les fréquences caractéristiques données formules ci-dessous.

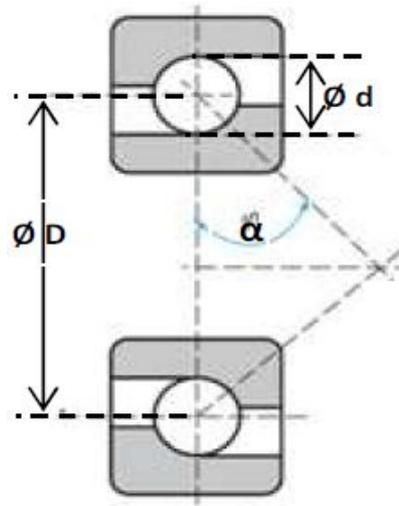


Figure II.31

Caractéristique géométrique d'un roulement. [4]

n : le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),

D : le diamètre primitif,

d : le diamètre des éléments roulants,

α : angle de contact,

F_r : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe)

Ainsi, on a :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure $F_{b\ ext}$ est donnée par l'équation suivante:

$$f_{b\ ext} = \frac{1}{2} f_a \cdot Z (1 - (d/D) \cos \varphi) \quad (2.6)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure, supposée montée sur l'arbre tournant, $F_{b\ int}$ est donnée par l'équation suivante:

$$f_{b \text{ int}} = \frac{1}{2} f_a \cdot Z \left(1 + \left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right) \quad (2.7)$$

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

$$f_{bille} = \frac{1}{2} f_a \cdot \frac{D}{d} \left(1 - \left(\left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right)^2 \right) \quad (2.8)$$

Aujourd'hui, la plupart des fabricants de roulements fournissent des tables de référence qui permettent de s'affranchir de ces calculs. Ces données de roulement présenter ce forme des base des donné.

II-6.6.1. Signatures vibratoires des principaux défauts des roulements :

a. Défaut de type écaillage affectant la bague externe :

Un défaut de type écaillage affectant la bague externe d'un roulement a pour image vibratoire un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence du défaut. A chaque composante de ce peigne, est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, en cas de charge dynamique importante [figure II.32].

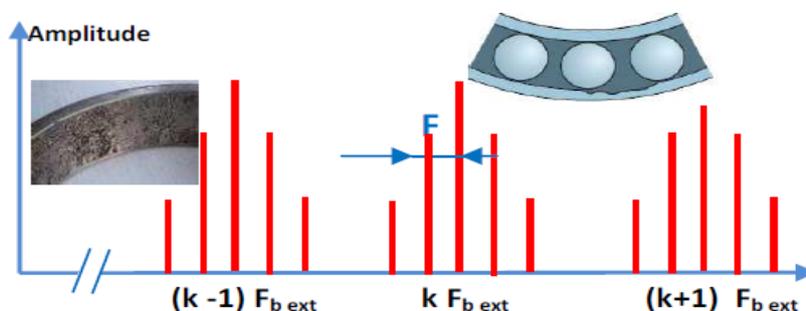


Figure II.32

Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague extérieure. [4]

b. Défaut de type écaillage affectant la bague interne :

Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation [figure II.33].

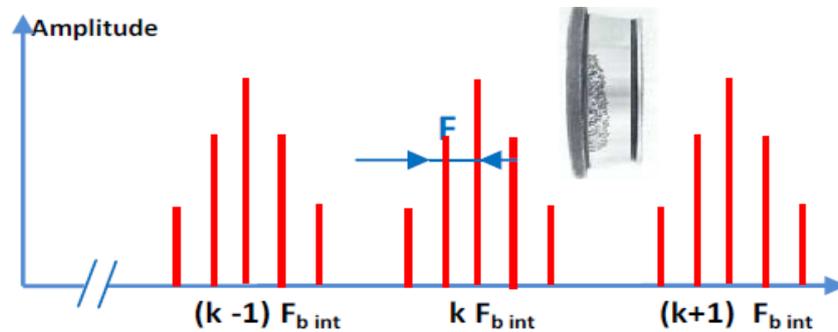


Figure II.33

Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague intérieure. [4]

c. Défaut de type écaillage sur un élément roulant :

Un défaut de type écaillage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de la cage [figure II.34].

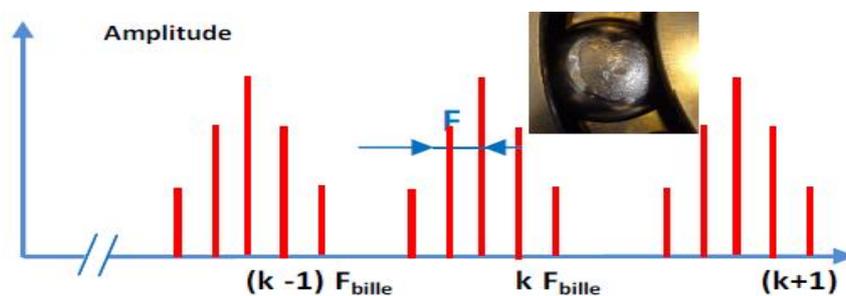


Figure II.34

Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément roulant. [4]

d. Défauts de type déversement de bague :

Le défaut de type déversement de bague extérieure [figure II.35] s'exprime par une composante fondamentale d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence du défaut de la bague déversée, et par des composantes d'ordre supérieur d'amplitude très faible [figure II.36]

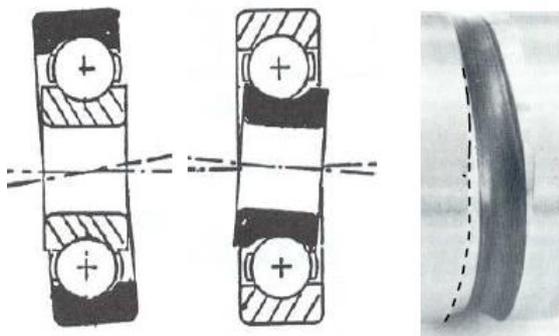


Figure II.35

Défaut de déversement

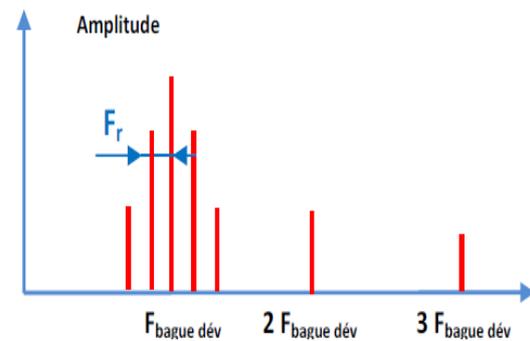


Figure II.36

Image vibratoire théorique

D'un défaut de type déversement de bague. [4]

Tableau II.1.Reconnaissance des principales anomalies. [5]

Type d'anomalie	Vibration		Remarques
	Fréquence	Direction	
Tourbillon d'huile	De 0,42 à 0,48 x f_{rot}	Radiale	Uniquement sur paliers lisses hydrodynamique à grande vitesse
Balourd	1x f_{rot}	Radiale	Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x f_{rot}	Radiale	Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x f_{rot}	Axiale et radiale	Vibration axiale est en général plus important si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	1, 2, 3, 4x 50Hz	Axiale et radiale	Vibration disparaît dès coupure de l'alimentation
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique de rotor	Radiale	Vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue en suite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4 x f_p	Radiale	
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement $f_e = z \times f_{rot}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.
Faux-rond d'un pignon	$f_e \pm f_{rot \text{ pignon}}$	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement dues au faux-rond
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Hautes fréquences	Axiale et radiale	Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par « détection d'enveloppe ».

f_{rot} = fréquence de rotation

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

f_p = fréquence de passage de la croie

z = nombre de dents de l'engrenage.

Chapitre III

Méthode l'ODS

(La déformée opérationnelle)

III- Méthode ODS (la déformée opérationnelle)

III-1. INTRODUCTION :

Les problèmes de vibrations dans les machines tournante impliquent souvent les forces d'excitation. De nombreux types de machines et équipement peuvent rencontrer la résonance sévère (grave) liée aux Problèmes de vibration pendant opération. [6]

Nous avons Démontrée dans ce chapitre la définition de la Déformée Opérationnel (ODS) avec les modes de fonctionnement et leur relation avec l'analyse modale dans les différents systèmes mécanique.

Les formes de mode et la déformé opérationnel (ODS) sont liées à un autre. En fait, l'ODS sont toujours mesurés afin d'obtenir des formes de mode. Cependant, ils sont tout à fait différent les uns des autres d'un certain nombre de manières. En cela, nous discuterons des mesures d'ODS, et leur rapport avec des paramètres modaux expérimentaux. [7]

III-2. La déformée opérationnelle (ODS) :

La déformée opérationnel (ODS) est une technique de visualisation de mouvement vibratoire d'une machine sous les conditions de fonctionnement (figure III.1). Traditionnellement l'ODS est définie comme la déviation d'une structure à une fréquence particulière [8].

ODS peut être défini plus généralement de tout mouvement forcé de deux ou plusieurs des points sur une structure. Les mesures sont effectuées pour divers degrés de liberté (DDL) à l'aide de capteurs à réponse fixe ou mobile et d'un capteur de référence [9].

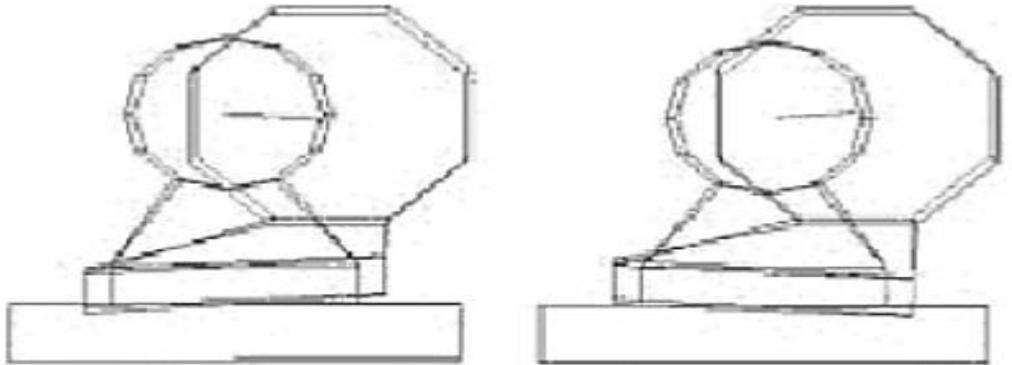


Figure III.1
Animation system en utilisant l'analyse ODS. [8]

Analyse d'ODS est le terme utilisé pour cette technique de visualisation. Elle s'appuie sur la machine des mouvements vibratoires réels pendant le fonctionnement et fournir des informations. C'est une technique relativement simple à appliquer et ne s'appuie pas sur des modèles approximatifs des charges et des structures. Les données devraient être collectées avec le fonctionnement de la machine. [10]

La vibration forcée peut être due à :

- Forces intérieurement produites.
- Déséquilibres.
- Charges externes.
- Excitation ambiante.

III.3-La forme du mode :

Des modes sont associés aux résonances structurales. Dans les bonnes conditions, une structure peut être mise en vibration avec excès, le mouvement soutenu.

Afin de comprendre un problème de vibration structurelle, nous avons besoin de caractérisé les résonances d'une structure. D'une façon courante et utile de le faire est de définir ses modes de vibration. Chaque mode est défini par une fréquence modale et une forme de mode [11].

III-4. Les avantages et les inconvénients de ODS à l'égard de l'analyse modale :**III-4.1. Les avantages d'ODS :**

- ✓ Il n'y a pas de prise en charge d'un modèle linéaire et non linéaire.
- ✓ La structure subit des forces réelles au fonctionnement.
- ✓ Application réelle des conditions aux limites [12]

III-4.2. Les inconvénients l'ODS :

- ✓ Pas de modèle dynamique complète est obtenue, donc pas de formes naturelles de fréquence de mode, et les propriétés d'amortissement peut être déterminés.
- ✓ La déformée opérationnelle (ODS) ne reflètent que le mouvement cyclique à une fréquence spécifique, mais aucune conclusion ne peut être tirée pour le comportement à des fréquences différentes. [12]

III-5. ODS avec l'analyseur monocanal et multicanaux :**III-5.1. ODS avec l'analyseur monocanal:**

De nombreux analyseurs monocanal et certains collecteurs de données permet de mesurer l'amplitude et la phase des vibrations synchrones (la figure III.2). [8]

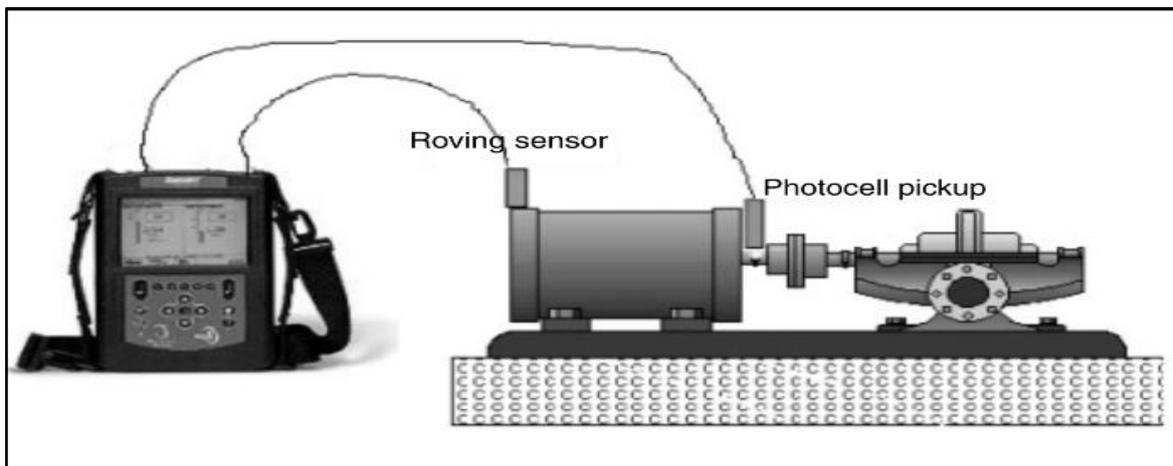


Figure III.2
ODS avec l'analyseur monocanal [8]

ODS avec l'analyseur monocanal : On fixe les capteurs dans les points de mesure choisis.

L'amplitude relative est calculée en divisant l'amplitude mesurée à chaque emplacement par l'amplitude de la vibration à la position de référence. La phase mesurée dans cette espèce est la phase par rapport à la gâchette. Phase relative est la différence entre la phase déclenchée dans un endroit donné et la phase déclencher à l'emplacement de référence. [8]

III-5.2. ODS avec analyseurs multicanaux :

Il n'est pas nécessaire pour les mesures déclenchées lors de l'utilisation d'un analyseur multicanal, car l'amplitude relatives et la phase peuvent être mesurées directement en utilisant la fonction de transfert entre les deux canaux (figure III.3) [8].

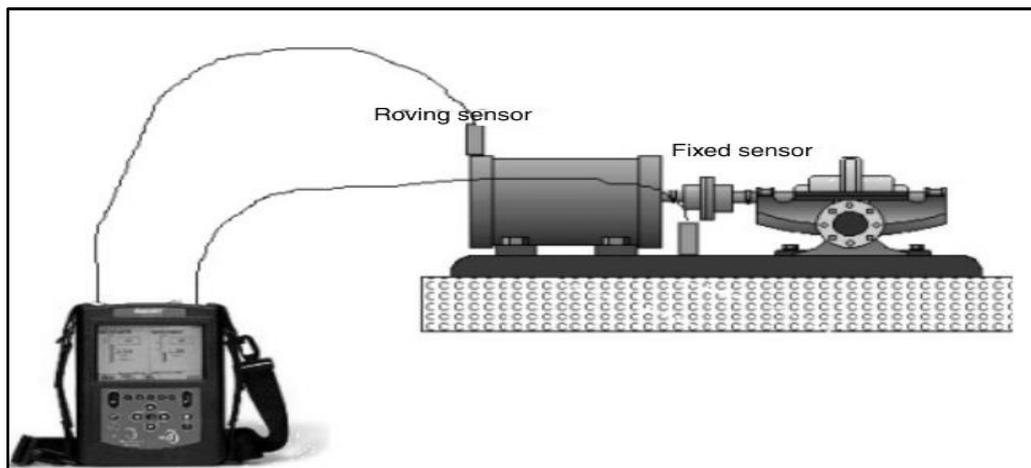


Figure III.3
ODS avec les analyseurs multicanaux [8]

ODS avec les analyseurs multicanaux : On fixe le premier capteur et l'autre capteur mobile autour le system.

La fréquence composante peut utiliser ver le diagramme d'amplitude (cross Spectrum). L'amplitude relative et la phase suivante à partir du diagramme de la fonction de transfert de la position de référence à l'emplacement courant [8].

III-6. Mesures D'ODS :

Un ODS peut être défini à partir de tout mouvement forcé, soit à un instant dans le temps, ou à une fréquence spécifique. Ayant acquis soit un ensemble de réponses de domaine temporel échantillonnées, ou calculée (via le FFT) un ensemble de réponses du domaine des fréquences.

III-6.1. Domaine de temps ODS (Time Domain) :

Time ODS permet d'étudier les comportements vibratoires d'une structure dans la durée et pour une gamme de fréquences donnée, c'est-à-dire le comportement vibratoire appréhendé dans sa globalité.

Un ODS peut être obtenu à partir d'un ensemble de domaine de temps réponses mesuré :

- Aléatoire.
- Impulsif.
- Sinusoïdale.
- Ambiante.

ODS est une méthode pratique pour localiser les zones présentant une déformation maximale. Un filtrage des signaux vibratoires et leur édition sur le mode temporel permettent de cerner les zones qui posent problème et de concentrer les investigations sur ces dernières. Parce qu'il permet d'appréhender tous les types de signaux.

Une analyse Time ODS étant basée sur l'animation synchrone de toutes les données associées aux divers DDL, ces derniers sont généralement mesurés simultanément, la répétabilité étant difficile à obtenir avec des mesures obtenues consécutivement. Dans certains cas cependant, la répétabilité peut être assurée en faisant appel à un suivi d'ordres ou un mode de déclenchement synchronisé. [9]

III-6.2. Domaine de fréquence ODS (Frequency Domain) :

L'outil Spectral ODS sert à étudier le comportement vibratoire d'une structure pour une composante (ordre ou fréquence) donnée. Il renseigne donc sur des modalités de détail du comportement vibratoire. En fonction FFT peut transformer les signaux temporels aux signaux fréquentiels.

Une analyse Spectral ODS basée sur l'analyse FFT est utilisable lorsque les composantes spectrales ont une valeur de fréquence fixe. Lorsque la fréquence varie légèrement, un suivi d'ordres s'impose pour éviter le brouillage des composantes du spectre. L'outil Spectral ODS convient à l'étude des machines à vitesse de rotation constante et tolère les petites fluctuations de vitesse inévitables. C'est un outil extrêmement utile pour diagnostiquer les défauts dû à l'usure tels que balourds, cliquetis ou désalignements d'arbres. [9]

➤ La définition de FFT (transformée de Fourier rapide) :

La transformée de Fourier est une des méthodes (la plus utilisée aujourd'hui) pour représenter un phénomène temporel dans le domaine fréquentiel. Cette représentation fréquentielle est une image parmi d'autres possibles du phénomène étudié. Il existe d'autres méthodes plus complexes mais plus efficaces. La compréhension de la FFT aide cependant à mieux les comprendre.

L'équation (3.1) présente la relation mathématique de la transformation domaine temporelle au domaine fréquentielle :

$$S(f) = TF[S(t)] = \int S(t)e^{-2j\pi ft} dt \quad (3.1)$$

Figure III.4 illustre la transformation d'un signal harmonique sinusoïdale tel que :

$$S(t) = A \sin 2\pi ft \quad (3.2)$$

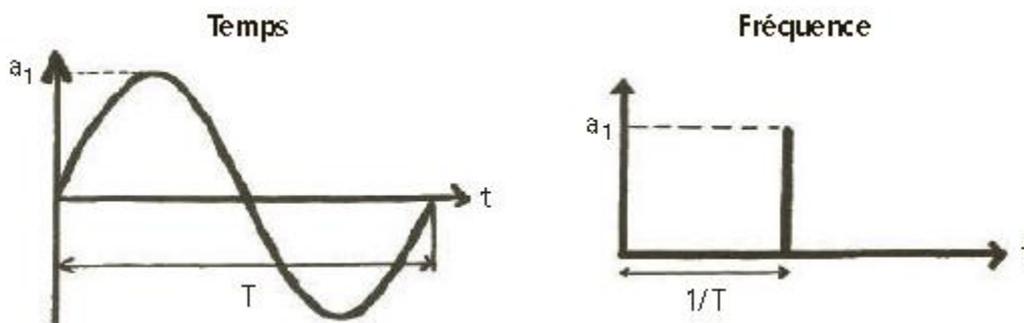


Figure III.4
La transformée de Fourier (Signal sinusoïdale)

III-6.3. Run-up/down ODS:

Cet outil est une extension de l'outil Spectral ODS. Il sert à étudier le comportement vibratoire lié à des composantes (ordres) spécifiques, en fonction de la vitesse de rotation. Il est largement utilisé sur les bancs d'essai de moteurs et pour l'analyse de montée/descente en régime de grosses machines. [9]

III-7. Essai structures réelles:

Les structures continues ont un nombre infini de degrés de liberté, et un nombre infini de modes. D'un point de vue des tests, une véritable structure peut être échantillonnée spatialement moins aussi nombreux degrés de liberté que nous aimons. Il n'y a pas de limite au nombre d'unique DDL au cours de laquelle nous pouvons effectuer des mesures.

En raison du temps et les contraintes de coût, nous avons mesuré un petit sous-ensemble des mesures qui pourraient être faites sur une structure. A partir de ce petit sous-ensemble de mesures, nous pouvons définir avec précision les résonances qui sont au sein de la fréquence plage des mesures.

En fonction de ces mesures, on peut définir la déformation de la structure qui représenter L'ODS. [10]

III-8. Difficulté avec des mesures d'ODS :

En général, un ODS est définie avec l'amplitude et la valeur de phase à chaque point sur une machine ou une structure. Pour définir un vecteur d'ODS appropriée, au moins l'amplitude et la phase relatives sont nécessaires par rapport à tous les points d'intervention.

Dans un domaine temporel ODS, amplitude et la phase sont implicitement supposé. Cela signifie que soit toutes les réponses doivent être mesurées simultanément, ou bien ils doivent être mesurés dans des conditions qui garantissent leurs amplitudes correctes et les phases relatives à l'un aux autres.

Mesure simultanée de toutes les réponses signifie que le système multicanal d'acquisition, qui peuvent échantillonner simultanément tous les signaux de réponse, doit être utilisé. Cela nécessite beaucoup de transducteurs et de l'équipement de conditionnement du signal, ce qui est coûteux. [10]

III-9. Exemple simple d'une barre d'acier fixé à une extrémité libre :

Afin de montrer exactement comment fonctionne l'ODS, un exemple simple d'une barre d'acier est utilisé avec les procédures suivante : [11]

1. Calculer les fréquences naturelles attendues de la barre par l'intermédiaire d'une équation connue.
2. Fixer la barre à un vibreur et joindre 6 transducteurs. Le transducteur le plus proche du pivot sera la référence et ainsi de toutes les vibrations sera relative à ce transducteur.
3. Exciter sur la barre d'acier avec un marteau à l'extrémité libre et observer le FFT par l'utilisation d'un analyseur du temps réel de la fréquence multicanal pour montrer que les fréquences calculées sont présents dans la barre.
4. Conduisez à son tour la barre aux fréquences calculées par le vibreur, observer le mode visuel en regardant la barre, puis observer l'ODS produites par le logiciel et voir si elles apparaissent de la même.

II-9.1. Calcul des fréquences naturelles :

La fréquence naturelle d'un faisceau selon Broch 1980 est donnée par:

$$f_n = A/2\pi \sqrt{\frac{EI}{\rho s l^4}} \quad (3.3)$$

Où **A** est paramètre de fréquence donnée à la figure III.5 en supposant encastrement-libre, **E** est le module d'Young (Pour l'acier ≈ 210 GPa), **I** est le moment d'inertie zone de la section transversale du faisceau (pour ce faisceau, $I = bh^3/12$ est la largeur (40 mm) et **h** est la hauteur (5 mm). **ρ** est la densité (de l'acier ≈ 7800 Kgm⁻³), **s** est l'aire de section transversale du faisceau (40x5mm) et **l** est la longueur de la poutre (280).

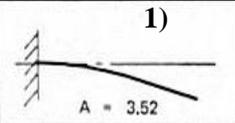
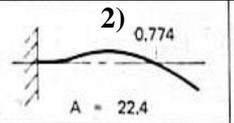
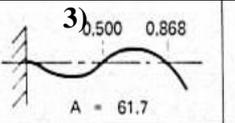
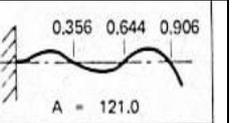
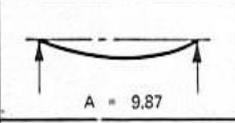
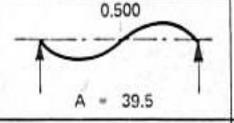
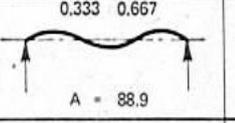
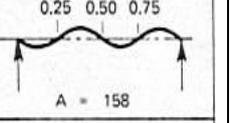
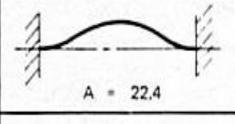
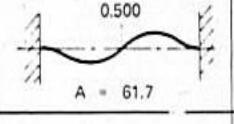
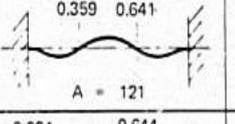
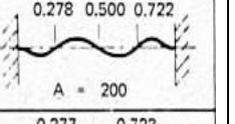
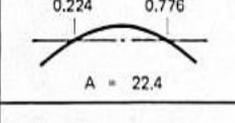
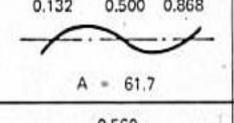
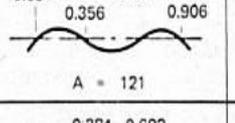
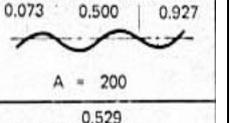
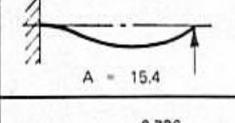
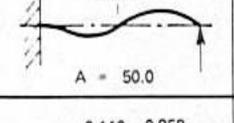
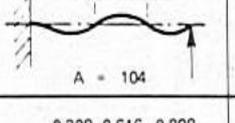
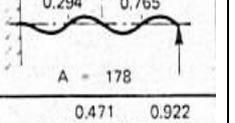
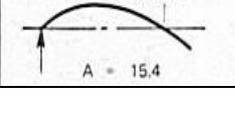
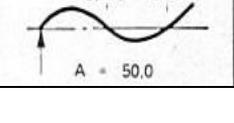
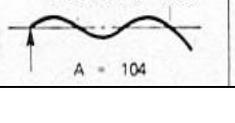
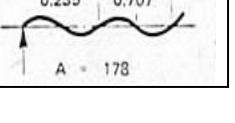
encastrement – libre (en porte-à-faux)				
Articulé - articulé (simple)				
encastrement - encastrement (Intégré)				
Libre- Libre				
Encastrement- Articulé				
Articulé - Libre				

Figure III.5

Un tableau indiquant les valeurs de A pour les quatre premiers modes de configurations différentes. [11]

En utilisant les valeurs de A dans 1), 2) et 3) dans la figure I.10 donne les fréquences des trois premiers modes de la barre pour être 54Hz, 341Hz et 938Hz respectivement.

III-9.1.1. Calculs détaillés des fréquences naturelles :

Mettre dans l'équation de I et $s = bh$

$$f_n = A/2\pi \sqrt{\frac{EI}{\rho s l^4}} \quad (3.4)$$

$$f_1 = 3.52/2\pi \sqrt{\frac{210 \times 10^9 \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{12 \cdot 7800 \cdot (280 \times 10^{-3})^4}} = 54 \text{ Hz}$$

$$f_2 = 22.4/2\pi \sqrt{\frac{210 \times 10^9 \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{12 \cdot 7800 \cdot (280 \times 10^{-3})^4}} = 341 \text{ Hz} \quad (3.5)$$

$$f_3 = 61.7/2\pi \sqrt{\frac{210 \times 10^9 \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{12 \cdot 7800 \cdot (280 \times 10^{-3})^4}} = 938 \text{ Hz}$$

III-9.2. Affectation des transducteurs et le dessin du modèle géométrique :

Le modèle géométrique est dessinée dans le logiciel et implique l'élaboration d'une longue boîte de mince avec les bonnes dimensions et a le bon nombre de points à attribuer les transducteurs [11]. La figure III.6 montre une image réelle de la barre et un modèle géométrique de la barre.

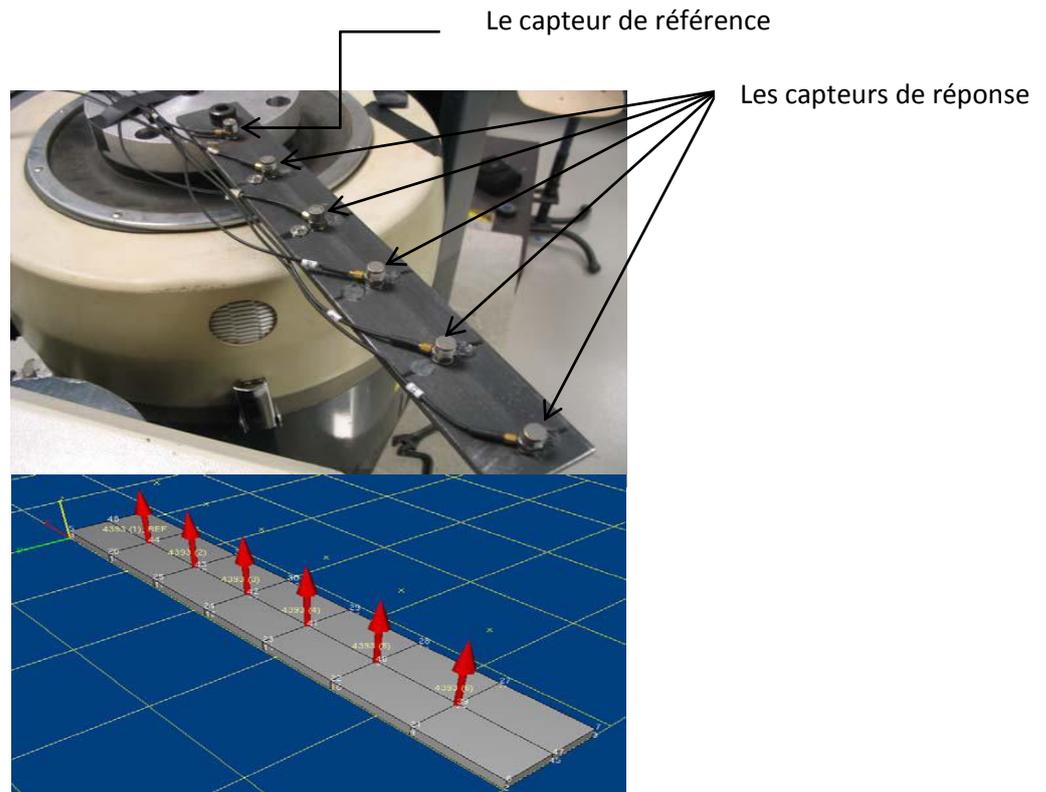


Figure III.6

Une photo de la barre d'acier et le modèle géométrique. [11]

III-9.3. L'acquisition de la Transformée de Fourier Rapide (FFT) :

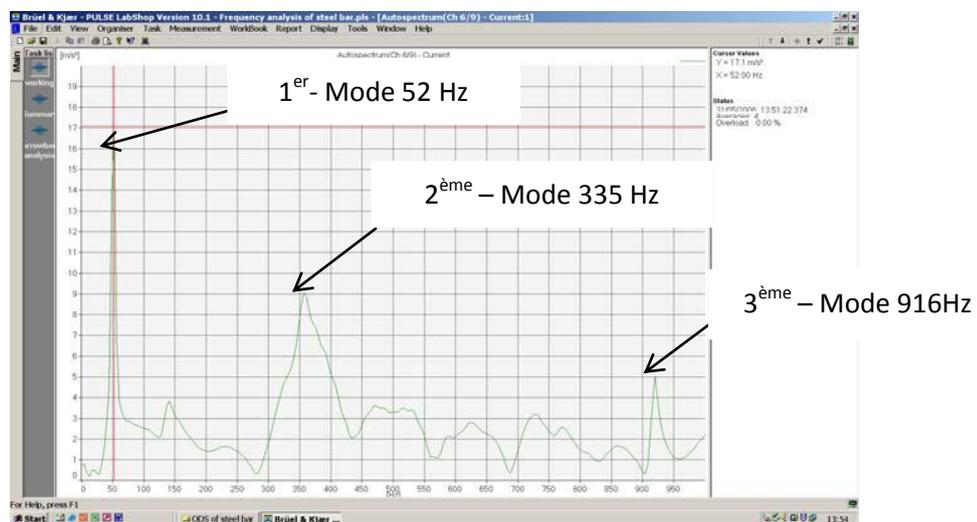


Figure III.7

La FFT affichant les fréquences des trois premiers modes [11]

La FFT est acquis par l'intermédiaire d'analyseur de fréquence en temps réel à canaux multiples. La barre d'acier est taraudée de façon répétée à proximité de l'extrémité libre et la FFT de l'un des plus proches transducteurs est enregistrée. La FFT qui en résulte est affichée dans la figure III.7 et montre trois pics dominants correspondant aux trois premiers modes de la barre. Les fréquences des modes se révèlent 52Hz, 355Hz et 916Hz, qui sont très proches à des valeurs calculées. Les calculs ne tiennent pas compte de la masse des six transducteurs et ainsi ce qui pourrait expliquer la différence [11].

II-9.4. Obtention de l'ODS :

La barre d'acier est entraînée à son tour à chacun des trois fréquences et un ensemble unique de mesure est enregistrée. Les données sont ensuite exportées dans le logiciel d'affichage où l'ODS est considérés. Le modèle géométrique est interpolé et vu à la fréquence modale. Interpolation implique le calcul des points ou des valeurs entre celles qui ont été mesurées en utilisant les données des points environnants ou des valeurs.

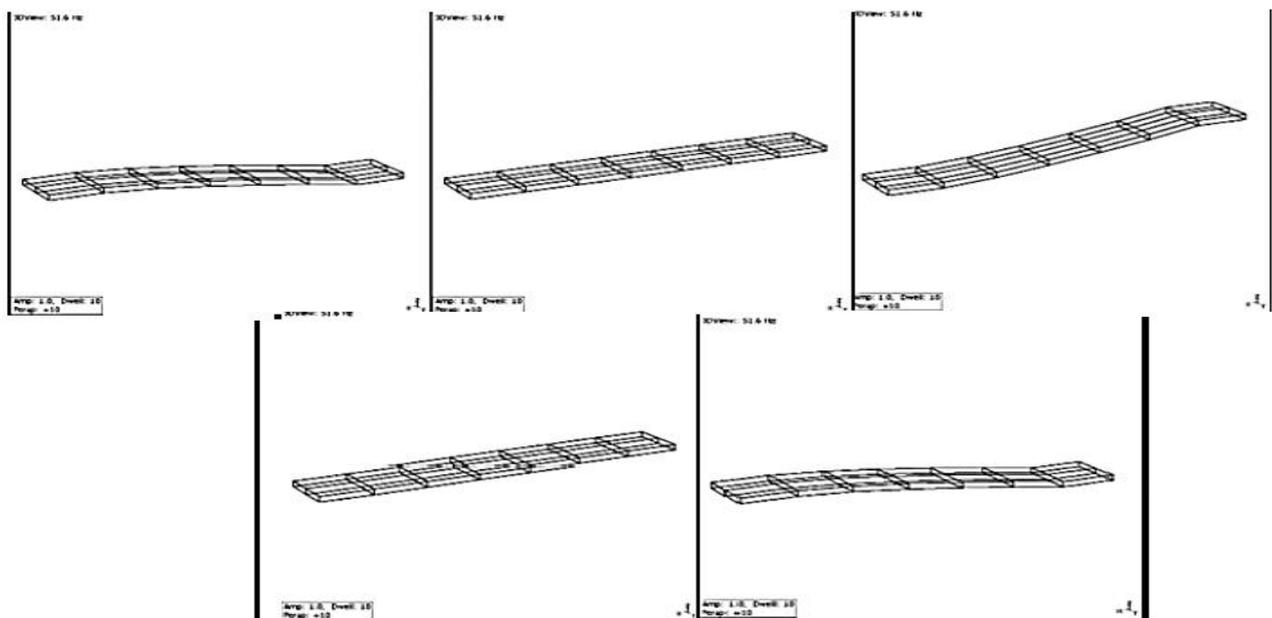


Figure III.8
L'ODS du premier mode de la barre à 52Hz [11]

La figure III.8 montre l'ODS de la barre d'acier à 52Hz. C'est le premier mode de la barre avec la forme étant directement comparable à l'image 1 dans la figure III.5.

Il convient de noter que l'interpolation de la barre n'est pas tout à fait correcte à l'extrémité libre de la barre dans les figures III.8 – III.10.

Le bord extrême de la barre est suivi le point adjacent, en tant que transducteur n'était pas situé à droite au bord de la barre. Pas de données ont été recueillies à ce point.

La figure III.9 montre l'ODS à 355Hz, le second mode de la barre. Cela devrait être comparé directement avec l'image 2 de la figure III.5. [11]

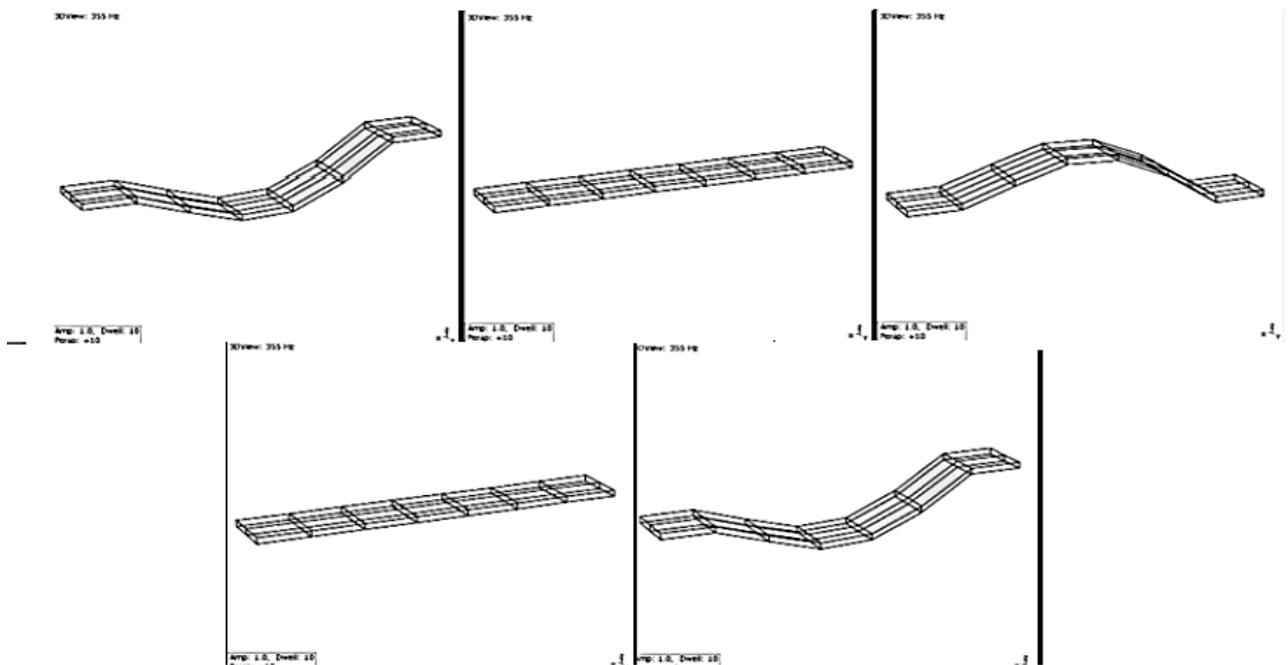


Figure III.9

L'ODS du second mode de la barre à 355Hz [11]

La figure III.9 montre l'ODS à 916Hz, le troisième mode de la barre. Ceci doit être comparé avec l'image 3 à la figure III.5.

Ceci n'est pas aussi clair comme les deux autres modes comme plus de points de mesure seraient nécessaires afin de gagner plus de définition à ce mode. Moins d'interpolation serait nécessaire entre les points mesurés si plus de mesures étaient prises. [11]

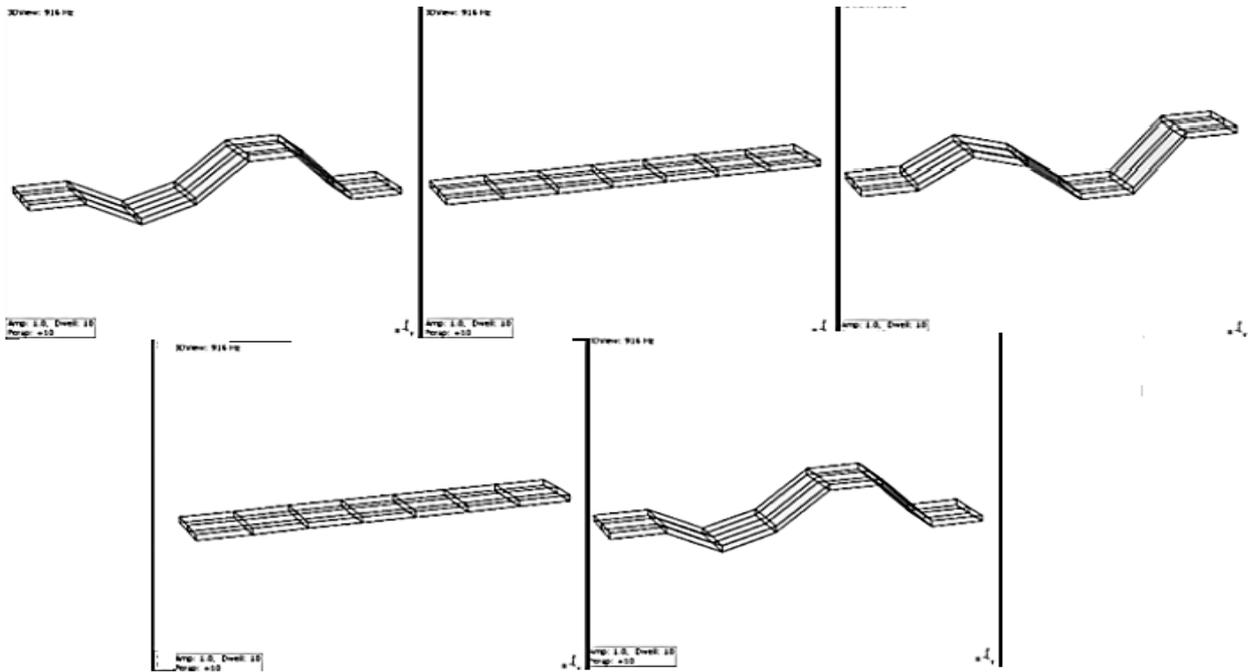


Figure III.10

L'ODS du troisième mode de la barre à 916Hz [11]

Il peut être vu à partir des figures III.8 – III.10 que la sortie de logiciel est vrai et l'ODS attendu. Un test a été aussi effectué avec la référence à l'extrémité libre de la barre par opposition à l'extrémité fixe. Le résultat du test était la même en indiquant que toutes les mesures sont comparées relativement à la valeur sur la référence.

Si la référence est localisée au point de la vibration la plus basse tous les autres points sont regardés dans un sens relativement positif.

Si la référence est situé au point de vibration la plus élevée tous les autres points sont regardés dans un sens relativement négative et la valeur absolue est pris, Avec le résultat final être toujours le même [11].

III-10. ODS et forme de mode (contrastes) :

Même si toutes les formes du mode expérimentales sont obtenues à partir des mesures d'ODS.

Les modes sont différents d'ODS dans la façon suivant :

1- Chaque mode est défini pour une fréquence spécifique naturelle. L'ODS peut être définie à n'importe quelle fréquence.

2- Les modes sont seulement définis pour les linéaires des structures fixes. L'ODS peut être définie des structures non-linéaires et non-stationnaires.

3- Les modes ne dépendent pas des forces ou des charges. Ils sont inhérents propriétés de la structure. ODS dépendent des forces ou des charges. Ils vont changer si les charges changent.

4- Les modes changent si les propriétés des matériaux ou les conditions aux limites changent. ODS va changer si le mode ou les charges changent.

5- Les formes de mode n'ont pas des valeurs ou des unités uniques. L'ODS a des valeurs et des unités uniques.

6- Les formes de mode peuvent répondre à la question, "Quel est le mouvement relative d'un DDL (degré de liberté) par rapport à un autre ?" ODS peut répondre à la question, "Quel est le mouvement réel d'un DDL (degré de liberté) par rapport à un autre.

7- L'ODS est utilisé pour analyser et résoudre des problèmes complexes de machines en fonctionnement, en offrant une animation de son mouvement.

8- Les mesures d'ODS sont collectées à des fréquences spécifiques ($1 \times$ déséquilibre, $2 \times$ désalignement ou de toute autres fréquences) en utilisant une analyse du spectre de vibration pour déterminer l'amplitude à la fréquence à laquelle l'ODS doit être construit. Un point de mesure est identifié en tant que position de référence et les niveaux de vibration par rapport à des phases et le choix de fréquence qui sont évalués à tous les autres endroits en utilisant un capteur itinérant [8,10].

Chapitre IV

Formulation générale du rotor

IV-Formulation générale du rotor

IV-1. Etude dynamique d'un rotor et l'équation du mouvement :

Les éléments théoriques utilisés pour obtenir les équations du mouvement d'un système en rotation. Il permet de définir aussi bien un modèle analytique d'analyse qu'un modèle Éléments Finis à usage plus général [13].

Les éléments de base des rotors sont l'arbre, les disques et les paliers. Les expressions des énergies cinétiques sont nécessaires pour caractériser l'arbre, le disque. Plus la définition le travail des forces extérieures qui appliquer sur le rotor.

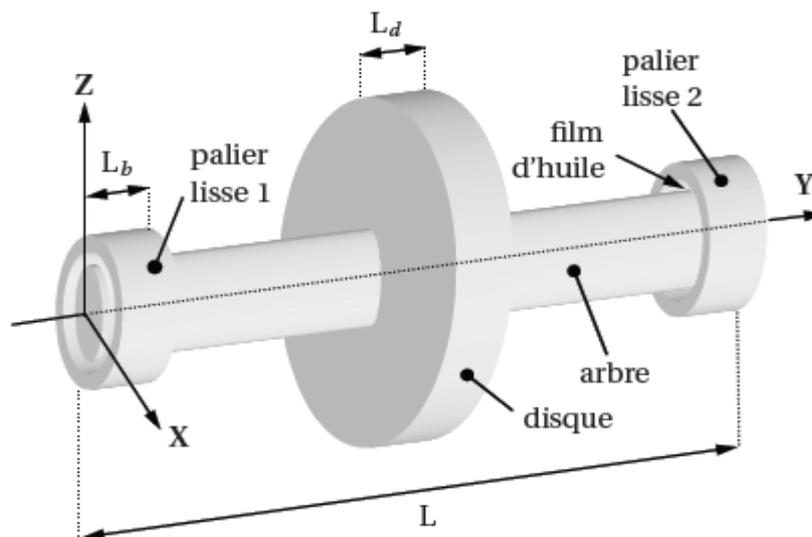


Figure IV.1

Model d'un rotor avec ces éléments [14].

IV-1.1 Disque :**IV-1.1.1 Energie cinétique de disque :**

Le disque est supposé rigide. Seule son énergie cinétique est considérée. Soient $R_0(X, Y, Z)$ un repère fixe et $R(x, y, z)$ un repère tournant lié au disque (figure IV.2). Le système de coordonnées x, y et z est relié au système de coordonnées X, Y et Z par l'intermédiaire des angles θ_z, θ_x et θ_y . Pour déterminer la position du disque, on effectue une rotation initiale d'un angle θ_z autour de l'axe Z , puis d'un angle θ_x autour du nouvel axe x , noté x_1 , enfin d'un angle θ_y autour de l'axe de rotation propre du disque y .

La vectrice rotation instantanée traduisant la position du repère R s'écrit : [15]

$$\vec{\omega}_{R/R_0} = \dot{\theta}_z \vec{Z} + \dot{\theta}_x \vec{x}_1 + \dot{\theta}_y \vec{y} \quad (4.1)$$

Où \vec{Z} , \vec{x}_1 et \vec{y} sont les vecteurs unitaires suivant les axes $0\vec{Z}$, $0\vec{x}_1$ et $0\vec{y}$.

L'énergie cinétique du disque autour de son centre de masse O est calculée dans le repère tournant R . Le vecteur de rotation instantanée s'exprime alors dans ce repère :

$$\vec{\omega}_{R/R_0} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}_z \cos \theta_x + \dot{\theta}_x \cos \theta_y \\ \dot{\theta}_y + \dot{\theta}_z \sin \theta_x \\ -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \cos \theta_y + \dot{\theta}_x \sin \theta_y \end{bmatrix}_R \quad (4.2)$$

ω_x, ω_y et ω_z étant les composants du vecteur de rotation instantanée suivant x, y et z . Soient u et w les coordonnées du centre du disque O suivant OX, OZ dans R_0 ; la coordonnée suivant OY

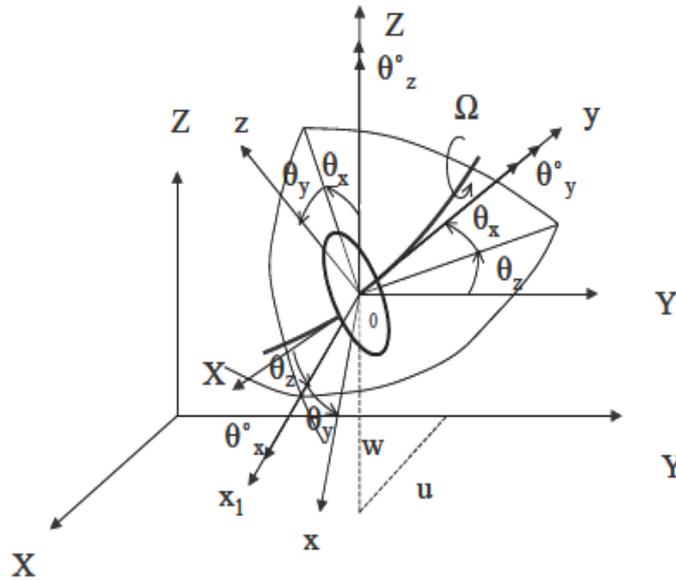


Figure IV.2

Repère de référence d'un disque monté sur un arbre [15].

Restant constante. La masse de disque est m_d . Le tenseur d'inertie est noté :

$$I / O = \begin{bmatrix} I_{dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix}_R \quad (4.3)$$

I_{dx} , I_{dy} et I_{dz} sont les moments d'inertie du disque suivant x , y et z . L'expression générale de l'énergie cinétique du disque T_d s'écrit alors :

$$T_d = \frac{1}{2} m_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{dx} \omega_x^2 + I_{dy} \omega_y^2 + I_{dz} \omega_z^2) \quad (4.4)$$

Cette expression peut être simplifiée quand le disque est symétrique $I_{dx} = I_{dz}$. Lorsque les angles θ_x et θ_z sont petits et la vitesse angulaire constante $\dot{\theta}_y = \Omega$, l'équation 2.5 devient : [16]

$$T_d = \frac{1}{2} m_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{dx} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) + \frac{1}{2} I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_x) \quad (4.5)$$

IV-1.2 L'arbre :

L'arbre est assimilé à une poutre de section circulaire et caractérisé par ses énergies cinétique et potentielle.

IV-1.2.1 L'énergie cinétique :

La formulation générale de l'énergie cinétique de l'arbre est similaire à celle développée pour le disque (équation 4.5). Pour un élément de longueur L , de section droite constante, l'expression de l'énergie cinétique s'écrit : [16]

$$T_a = \frac{1}{2} \int_0^L \left\{ \rho S_a \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] + \rho I_a \left[\left(\frac{\partial \theta_z}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial t} \right)^2 \right] + \Omega J_a \left[\left(\frac{\partial \theta_x}{\partial t} \right) + \left(\frac{\partial \theta_z}{\partial t} \right) \right] \right\} dy \quad (4.6)$$

ρ est la masse volumique.

S_a est la section,

I_a est le moment d'inertie transverse.

J_a est le moment d'inertie polaire.

Donc l'énergie cinétique du rotor c est la somme de toutes les énergies :

$$T_r = T_a + T_d \quad (4.7)$$

IV-1.2.2 Energie de déformation :

Les notations suivantes sont utilisées (figure IV.3) : C est le centre géométrique de l'arbre, $B(x, z)$ est un point typique de section, E est le module d'Young du matériau, ε et σ représentent la déformation et la contrainte, u^* et w^* sont les déplacements du centre géométrique suivant les axes x et z (dans le repère mobile). La déformation longitudinale du point B s'écrit : [15]

$$\varepsilon = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \quad (4.8)$$

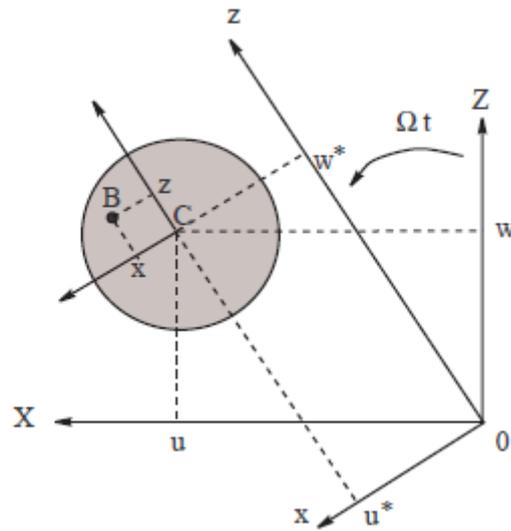


Figure IV.3

Coordonnées du centre géométrique *C* et d'un point arbitraire *B* de la section du rotor [16]

L'expression générale de l'énergie de déformation : [15]

$$U = \frac{1}{2} \int_V \varepsilon^t [\sigma] dV \quad (4.9)$$

Où « t » est le symbole matriciel de transposition. La relation entre contraintes et déformations est : [15]

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4.10)$$

Donc :

$$U = \frac{E}{2} \int_V \varepsilon^2 dV$$

Compte tenu de (4.8) l'énergie de déformation s'écrit :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \int_s \left(-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 dS dy. \quad (4.11)$$

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S \left[x^2 \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 - z^2 \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + 2xz \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right] dS dy \quad (4.12)$$

Par suite de la symétrie de la section l'intégrale correspondant au troisième terme de (4.11) est nulle. En introduisant les inerties diamétrales de la section droite par rapport à x et z on a :

$$I_x = \int_S z^2 dS \quad (4.13)$$

$$I_z = \int_S x^2 dS$$

L'énergie de déformation écrite comme expression suivante :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L I_z \left[\left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 - I_x \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (4.14)$$

On exprimant l'énergie de déformation en fonction u et w les composante du déplacement dans le repère fixe R_0 , le passage u, w à u^*, w^* sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} u^* &= u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \\ w^* &= u \sin \Omega t + w \cos \Omega t \end{aligned} \quad (4.15)$$

L'équation (4.14) devient alors :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \cos \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (4.16)$$

Dans le cas d'un arbre symétrique, on a : $I = I_x = I_z$

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (4.17)$$

IV-1.3 Equation de mouvement :

Dans le cas où l'arbre est soumis à des forces (p_x, p_y, p_z) et moments ($\Gamma_x, \Gamma_y, \Gamma_{x\theta}$) extérieures (force par unité de longueur).

Le travail des forces extérieures est donné par la relation suivante : [17]

$$\delta W_C = \int_0^L (p_x \delta u + p_y \delta v + p_z \delta w + \Gamma_x \delta \beta_x + \Gamma_y \delta \beta_y + \Gamma_{x\theta} \delta \phi) dx \quad (4.18)$$

En appliquant les équations de Lagrange : [16]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F q_i \quad (4.19)$$

N ($1 \leq i \leq N$) représente le nombre de degrés de liberté. e_i sont les coordonnées généralisées indépendantes, $F e_i$ est le vecteur force généralisée.

On obtient les équations de mouvement :

$$M \ddot{q} + C(\Omega) \dot{q} + K(\Omega) q + f(q, \dot{q}, \Omega) = g(t)$$

$$K(\Omega) = K_s + \Omega C_{AS} + K_l(\Omega) \quad (4.20)$$

$$C(\Omega) = \Omega G + C_l(\Omega)$$

Ou :

M : matrice de masse

K_s : matrice de rigidité

ΩC_{AS} : matrice de rigidification centrifuge.

$K_l(\Omega)$: matrice de raideur localisée au niveau des paliers

ΩG : matrice gyroscopique

$C_l(\Omega)$: matrice d'amortissement localisé au niveau des paliers

$f(q, \dot{q}, \Omega)$: Vecteur des forces non linéaires (associées aux éléments d'interaction) supposé nul dans la suite de l'étude.

$F(t)$: vecteur des forces d'excitation

La rigidité et l'amortissement des paliers sont calculés à partir des formules suivantes données par la référence. [18]

$$C^* = \frac{2K^*}{\Omega} = \frac{12\pi\mu R^3 L}{\delta^3} \quad (4.21)$$

C^* : L'amortissement de palier.

K^* : La rigidité de palier.

Ω : La vitesse angulaire.

μ : Viscosité d'huile.

L : La longueur dimensionnelle de palier.

δ : Déformation élastique de palier.

IV-2 Calcule par la méthode des éléments finis :

Méthode des éléments finie, qui n'est pas uniquement dédiée aux problèmes de structures lui permettra de résoudre un éventail très large de problèmes : structurels, thermiques, électromagnétiques, fluidiques, avec des aspects linéaires ou non linéaires, stationnaires ou transitoires.

Dans l'application de l'analyse modale par la méthode des éléments finis nécessitant le maniement de nombreuses valeurs numériques, il est plus aisé d'exprimer celles-ci sous forme matricielle.

IV-3 Rotor de la pompe centrifuge P105 :

L'étude dans le chapitre suivant liée à la modélisation de la pompe centrifuge P105, et la réalisation par la méthode des éléments finis. On a bien détaillé dans ce chapitre IV les formulations de rotor dans le cas général.

Les paliers sont modélisés par un ressort qui représente la rigidité et un amortisseur représentant l'amortissement.

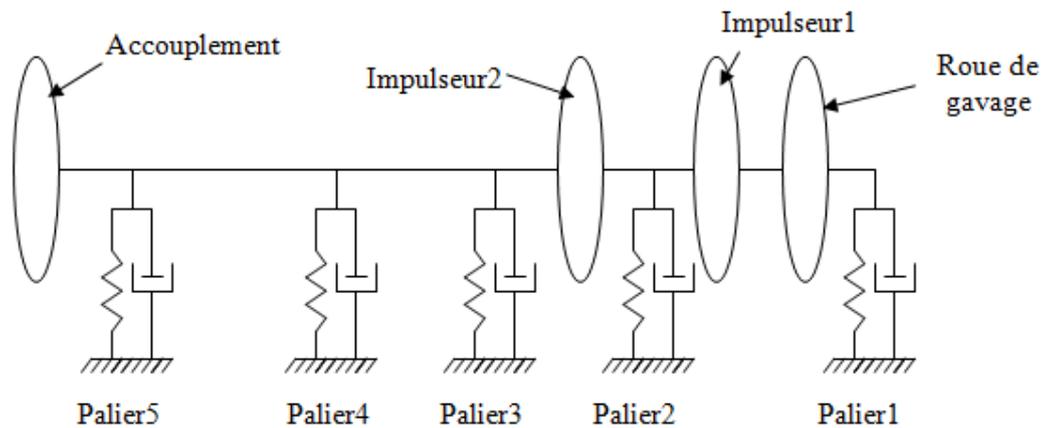


Figure IV.4
Model de rotor de la pompe P105

Chapitre V

L'application ODS sur la pompe centrifuge P105

V- L'application d'ODS sur la pompe centrifuge P105

Une fois que l'ODS (déformée opérationnel) et analyse modale sont créés et analysés à des fréquences particulières, un modèle par éléments finis est construit et étalonné pour faire correspondre les fréquences problématiques et les formes des modes relevées dans les données d'essais aux vibrations.

Dans ce chapitre on a appliqué la méthode ODS sur la pompe centrifuge P105 du site HR, par les éléments finis, et on a utilisé logiciel « ANSYS ».

V-1.L'application ODS sur la pompe P105A/B :

V-1.1 Problématique :

A l'application de la méthode d'ODS, nous avons choisi la pompe centrifuge « P105 A/B » du site Hassi R'mel. Cette pompe subit toujours des problèmes vibratoire au niveau tout le rotor, ces force vibratoire influencer sur les paliers et augmenter l'usure des bague des paliers. Pour attendre notre objectif nous avons appliqué l'analyse modale, harmonique et transitoire sur le rotor pour étudier l'usure des bagues en fonction les défauts vibratoires.

V-1.2 La situation géographique de P105A/B :

Les pompes **P105 A/B**, existent au niveau de chaque train du module, elles situent au fond de la pomperiez juste au-dessous de la colonne **C102** (le débutaniseur voir schéma du processus). Ces sont deux grandes pompes centrifuges entraînées par deux moteurs électriques asynchrones, une pompe en marche et l'autre en arrêt, placées verticalement

Les conduites d'aspiration et de refoulement, ainsi que la garniture mécanique et l'accouplement rigide se situent au-dessus de la plaque de base.

Le **G.P.L.** (gaz du pétrole liquéfié), sort de la colonne **C102** à l'état vapeur et condense dans l'aéro-réfrigérant **E108**, les « gouttelettes » s'accumulent dans le ballon

d'accumulation D108. La pompe P105 aspire le liquide pour refouler une partie au débutaniseur C102 et l'autre partie vers l'expédition (voir la figure).

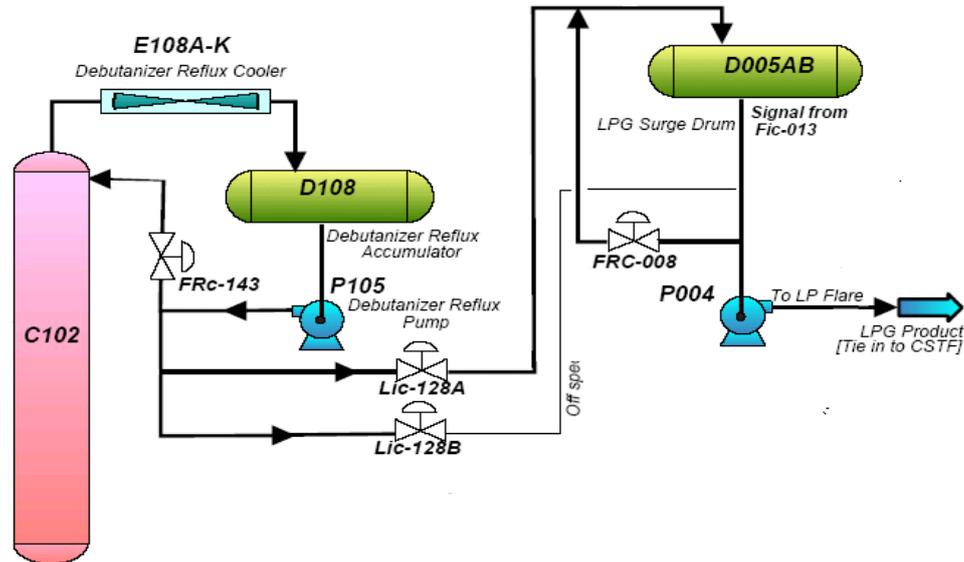


Figure V.1

La situation géographique de la pompe P105.

V-1.3 Description de la pompe P105 :

La pompe **P105** est une pompe centrifuge de type vertical. Elle est utilisée pour le procédé de traitement de gaz du module **M.P.P.IV** qui englobe six pompes. Elle est aussi une pompe qui a soulevé beaucoup d'interrogation depuis sa mise en service, ce qui justifier le grand intérêt qu'on lui porte.



Figure V.2

La pompe centrifuge P105

V-1.4 Causes d'usure des bagues des paliers :

L'usure constatée sur les impulseurs et les bagues d'usures est due aux les causes suivantes : [19]

a-Balourd du rotor***b-Excentricité de l'arbre :***

L'excentricité de l'arbre provoque des vibrations au niveau des éléments tournants d'où une ovalisation et une usure des bagues

c-Désalignements de l'ensemble « Pompe moteur » :

Le Désalignement entre la pompe et le moteur crée des contraintes normales à l'axe de la pompe. Celles-ci tendant à dévier l'arbre de sa position et provoquer ainsi un balourd, d'où une usure non uniforme des coussinets.

d-Jeu d'ensemble « Impulseur- volute » :

Si le jeu fonctionnel entre la volute et l'Impulseur dépasse les valeurs normalisées admissibles, ce phénomène provoque des vibrations excessives de l'arbre, ce qui donne une usure des Bague.

e- Conditions de service de la P105 A/B :

Le non-respect des paramètres de fonctionnement de la pompe et du moteur, tels que : pression, température...provoque en général des vibrations inadmissibles qui à leurs tour contribuent à l'usure des éléments de la pompe.

V-2 Réalisation par la méthode des éléments finis :

La méthode des éléments est une méthode des solutions approximatives des systèmes. Dans mes étude on a utilisé logiciel ANSYS pour :

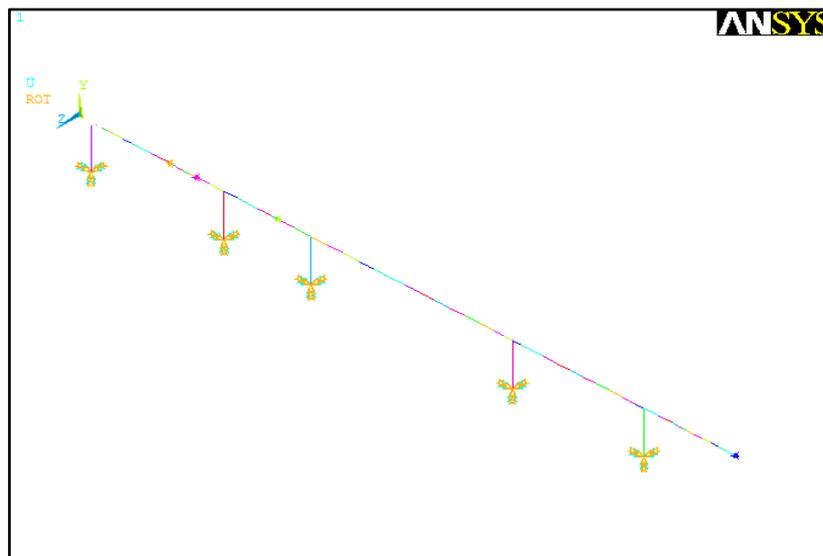
- Déterminer les fréquences et les modes propres de rotor par l'application analyse modale.
- Détermination les déformées de rotor par l'analyse harmonique et transitoire en fonction les forces établer sur le rotor.

V-2.1 Logiciel ANSYS :

ANSYS est un logiciel spécialisé en simulation numérique . Il apporte une réponse rapide et fiable aux questions de conception ou l'analyse modale des différent system mécanique.

V-3 Modélisation du rotor :

La modélisation de rotor de la pompe P105 avec ces éléments a modélisé sous la forme nodale (figureV.3).



Après l'application des sections de l'arbre [Voir l'annexe], on obtient la forme suivant :

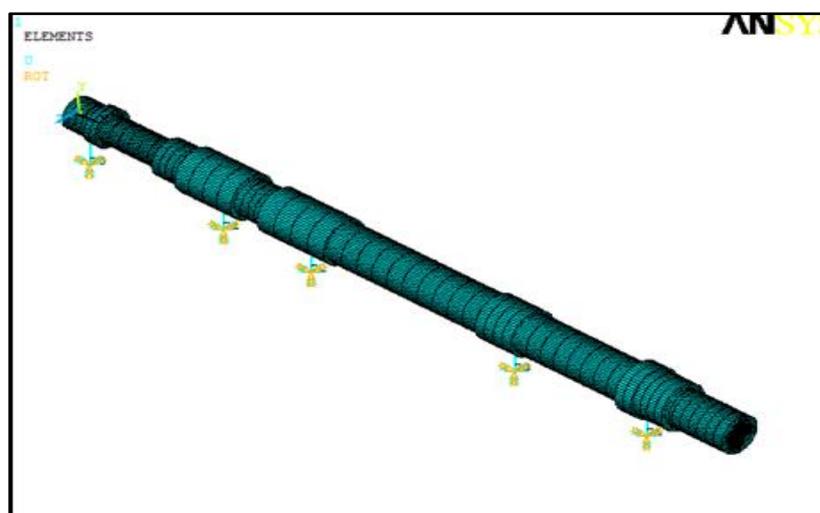


Figure V.3
Modélisation nodale du rotor

V-3.1 Les éléments de modélisation du rotor :

V-3.1.1 BEAM188 :

BEAM188 est un élément linéaire des poutres quadratiques à 3 dimension, l'élément est définie par 2 nœuds avec six degrés de liberté à chaque nœud, dans la direction nodale x y et z (la translation et la rotation). Nous avons utilisé cet élément dans la modélisation de l'arbre.

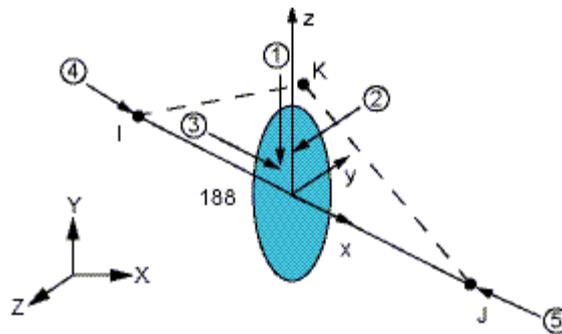


Figure V.4
Schématisation d'élément Beam188.

V-3.1.2 COMBIN14 :

On a utilisé l'élément COMBIN14 à modélisation des paliers de rotor. Ces mécanismes sont expérimentalement caractérisés par des courbes de force de déplacement.

COMBIN14 à deux nœuds peut être attaché à n'importe quel autre élément. Un ressort de rigidité K et d'un amortisseur C_v .

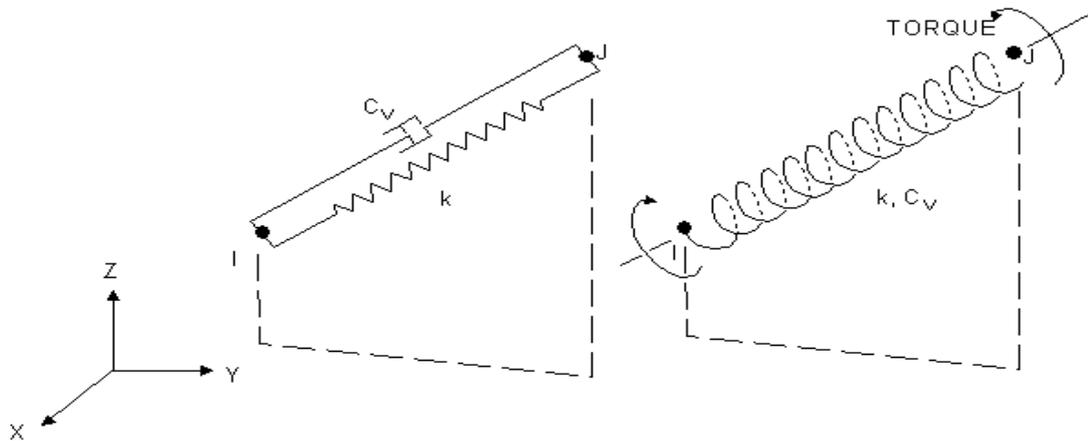
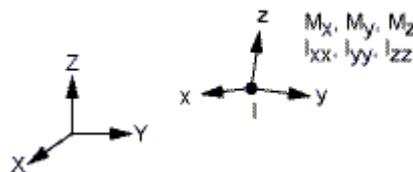


Figure V.5
Schématisation de l'élément combin14

V-3.1.3 MASS21 :

MASS21 est utilisé pour la modélisation des disques. Il est un élément point ayant définie par six degrés de liberté dans la direction nodale x, y et z (translation et la rotation), et caractériser par différentes valeurs de mass et l'inertie de rotation dans chaque direction x, y et z (Figure.V.6)



FigureV.6
Schématisation de l'élément MASS21

V-4 Les propriétés physiques des éléments du rotor de la pompe P105 :

V-4.1.arbre :

On a modélisé l'arbre avec l'élément BEAM188, les caractéristiques physiques de l'arbre signalé dans le tableau V.1.

Matériau	Acier Z20C13
Module de Young	210000 N.mm ⁻²
Coefficient de Poisson	0.3
Masse volumique	7800 E ⁻⁹ Kg.mm ⁻³

Tableau V.1
Propriété physique de l'arbre

Le nombre des éléments avec le nombre de nœuds de l'arbre sont mentionné dans le tableau suivant :

Type d'élément	Nœud	Élément	Condition aux limites
BEAM188	65	64	Libre

Tableau V.2
Les propriétés élémentaires de l'arbre

V-4.2. Les disques :

Nous avons utilisé l'élément MASS21 dans la modélisation des disques. Ces disques ont les mêmes propriétés physiques qui sont :

- ✓ Deux Impulseurs.
- ✓ La roue de gavage.
- ✓ L'accouplement.

Les propriétés physiques des disques sont indiquées dans le tableau suivant :

Matériau	Bronze : Phosphor cold –rolled (510)
Module de Young	110000 N.mm ⁻²
Coefficient de Poisson	0,341
Masse volumique	8860E ⁻⁹ Kg .mm ⁻³

Tableau V.3
Propriété physique des disques

Le tableau suivant illustre les positions des disques dans l'arbre qui sont considérer comme des masse :

Les disques	Position des disques en (X) (mm)
Roue de gavage N°1	387
Impulseur 1 N°2	497
Impulseur 2 N°3	843
Accouplement N°4	2779.2

Tableau V.4
Les positions des disques dans l'arbre

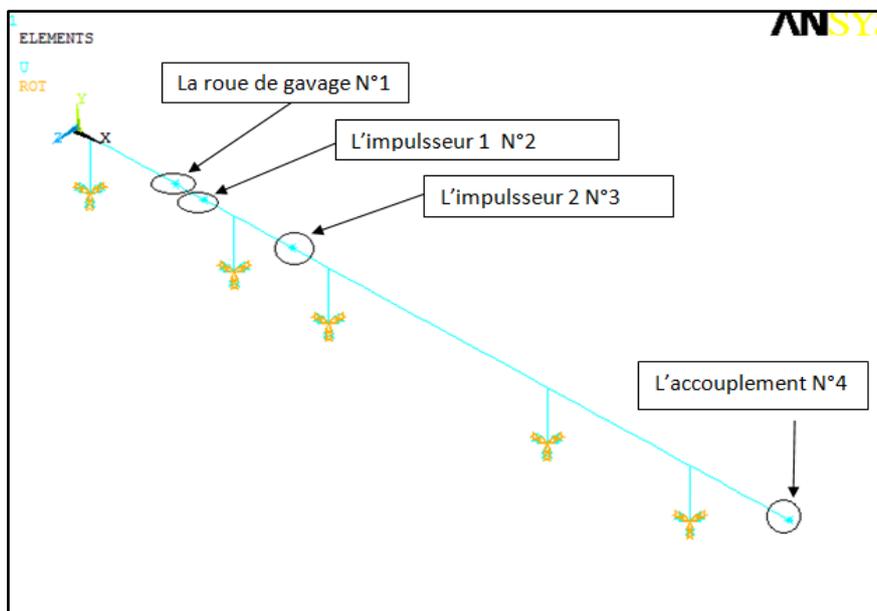


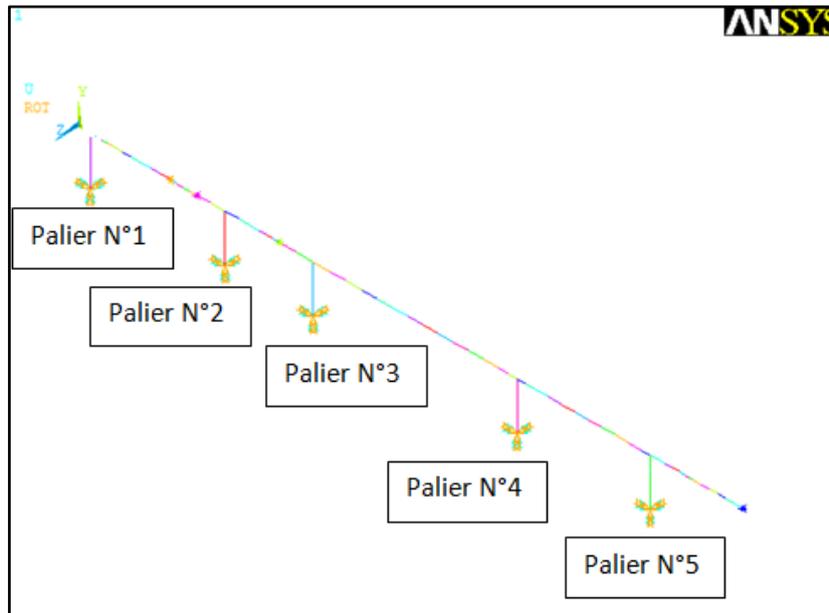
Figure V.7
Les positions des disques dans l'arbre

V-4.3. Les paliers :

Les paliers sont représentés par l'élément COMBI14, les caractéristiques physiques des paliers sont signalées dans le tableau suivant :

Palier N°	Position Du Palier en X (mm)	K [N/mm]	C [N.s/mm]
1	51	43800	0
2	614.5	43800	0
3	982	43800	0
4	1835	43800	0
5	2391	43800	0

Tableau V.5
Propriété physique des paliers



FigureV.8
Les positions des cinq paliers

V-5 Résultat et interprétation :

V-5.1 Analyse modale :

L'analyse modale établie dans deux cas, Stationnaire et rotationnelle.

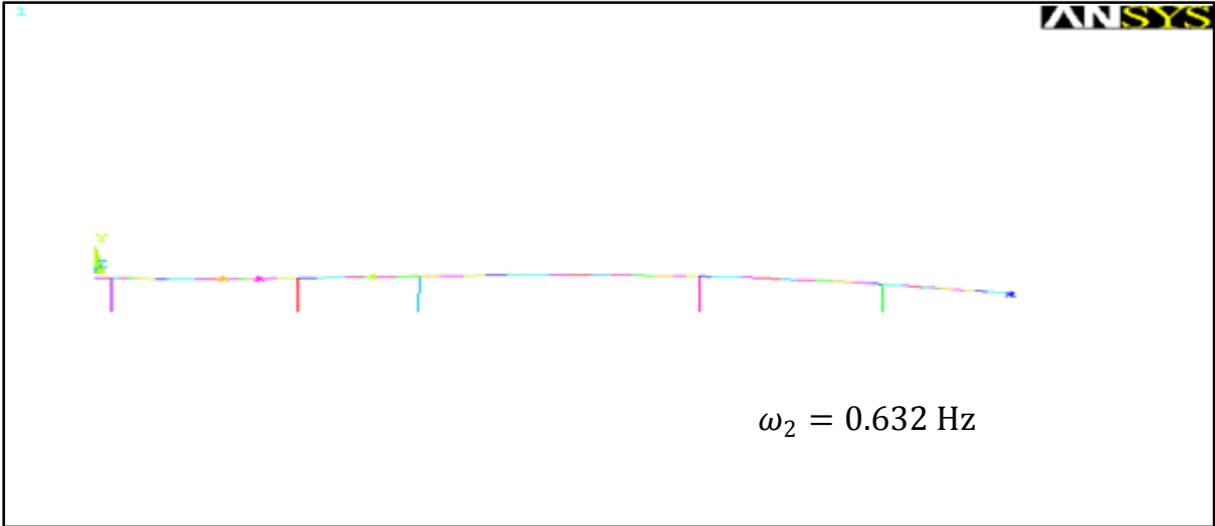
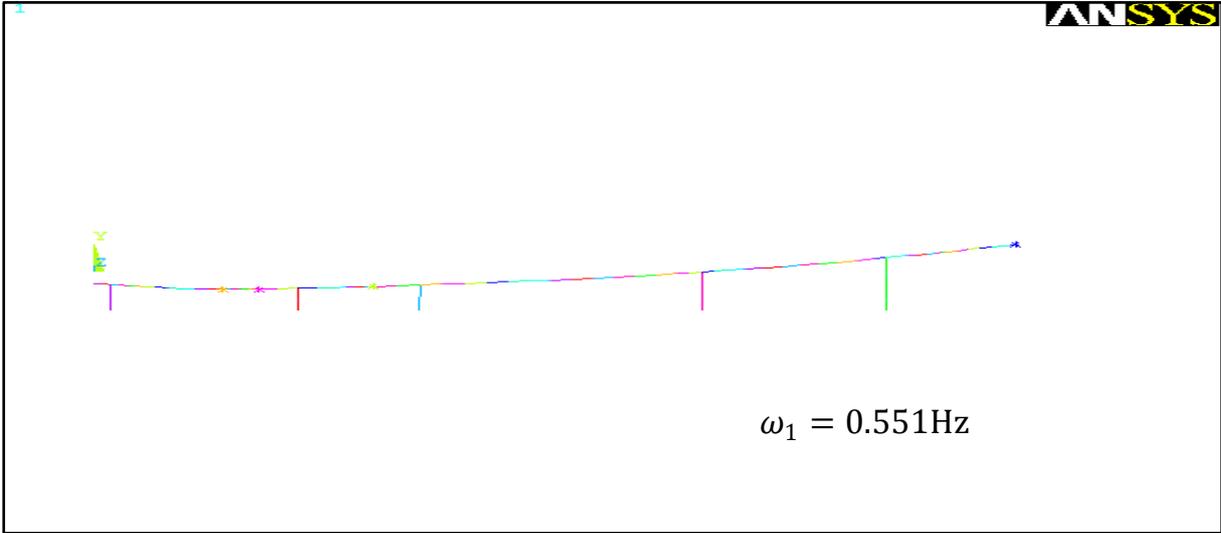
A. Cas stationnaire : vitesse de rotation = 0 tr/min :

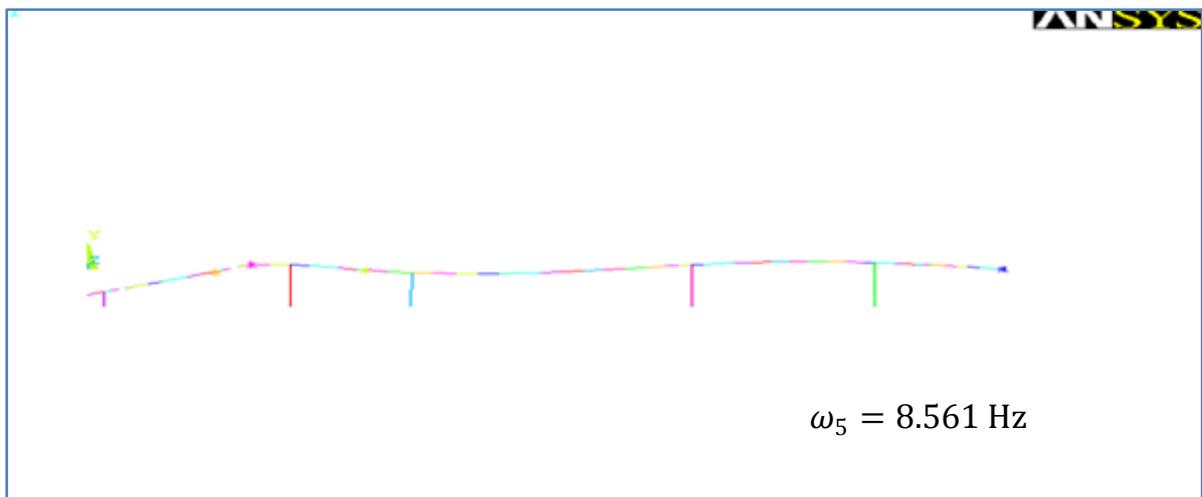
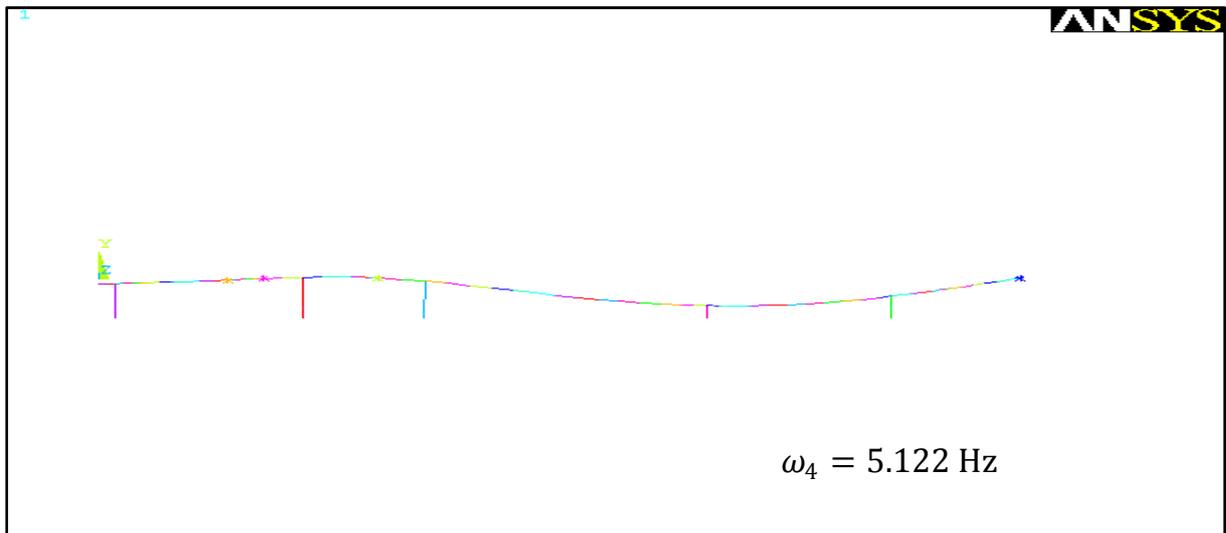
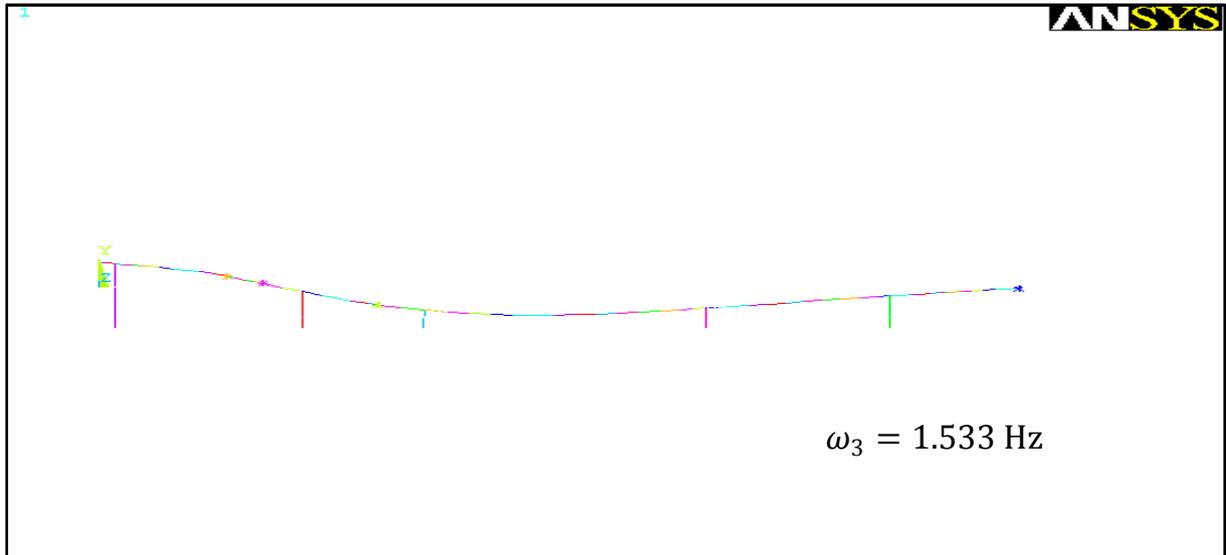
Dans ce cas on a déterminé les fréquences propres de rotor qui sont indiquées dans le tableau suivant :

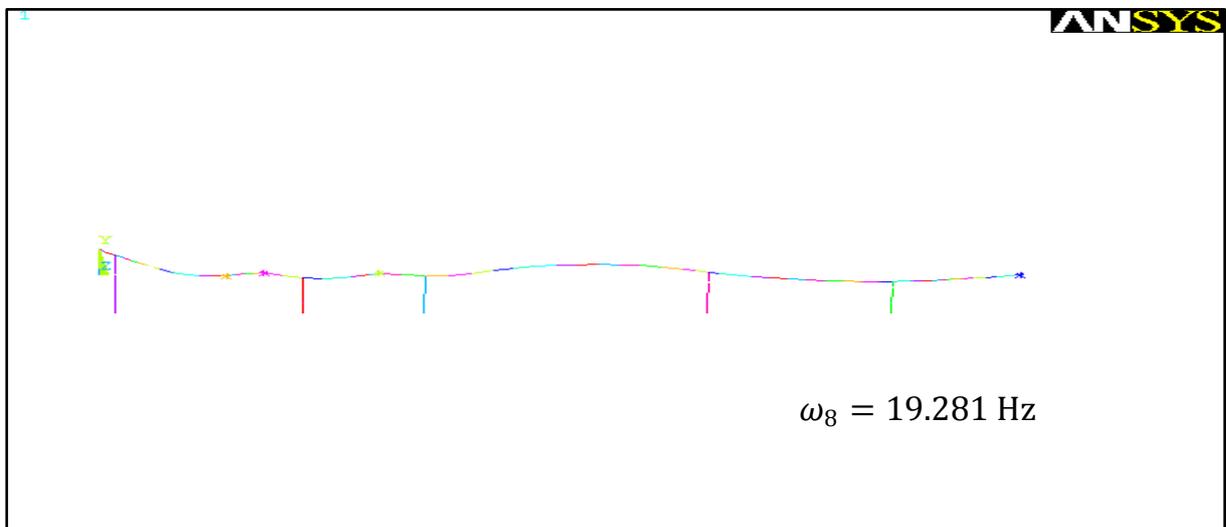
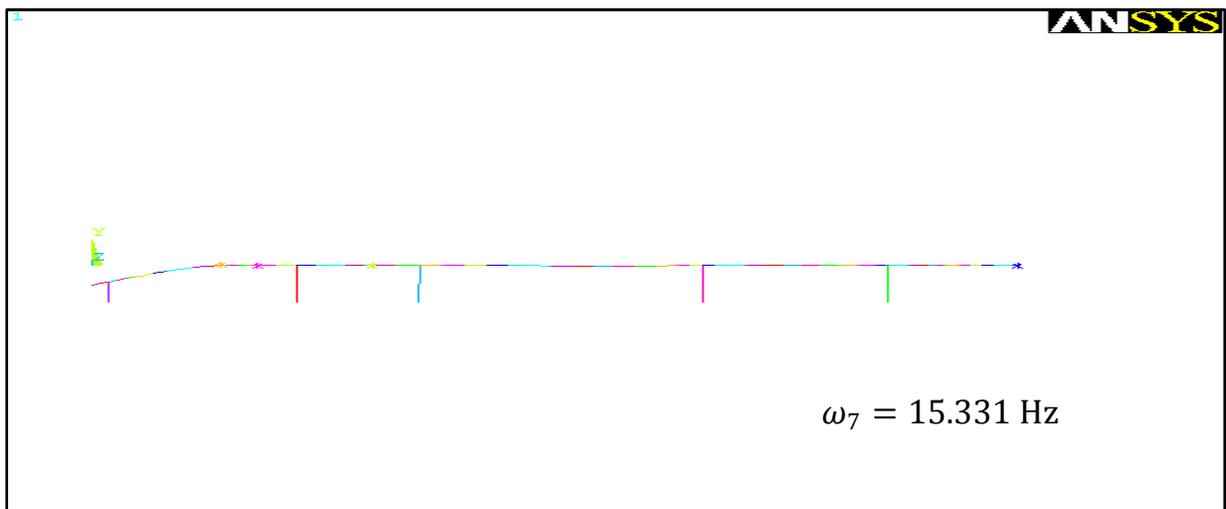
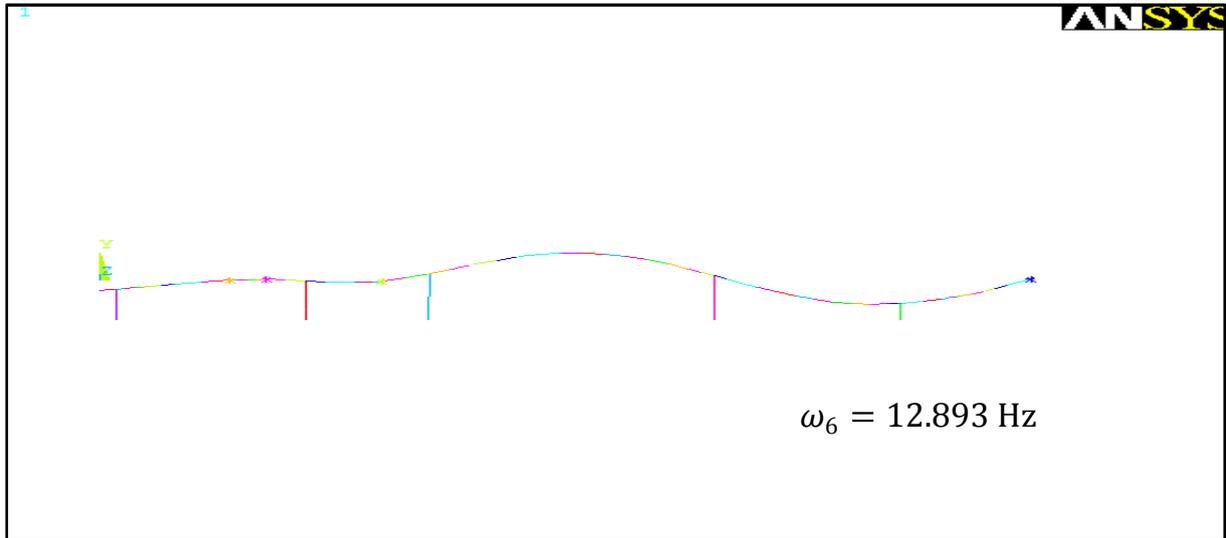
N° de mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Fréquence [Hz]	0.551	0.632	1.533	5.122	8.561	12.893	15.331	19.281	25.634	41.402

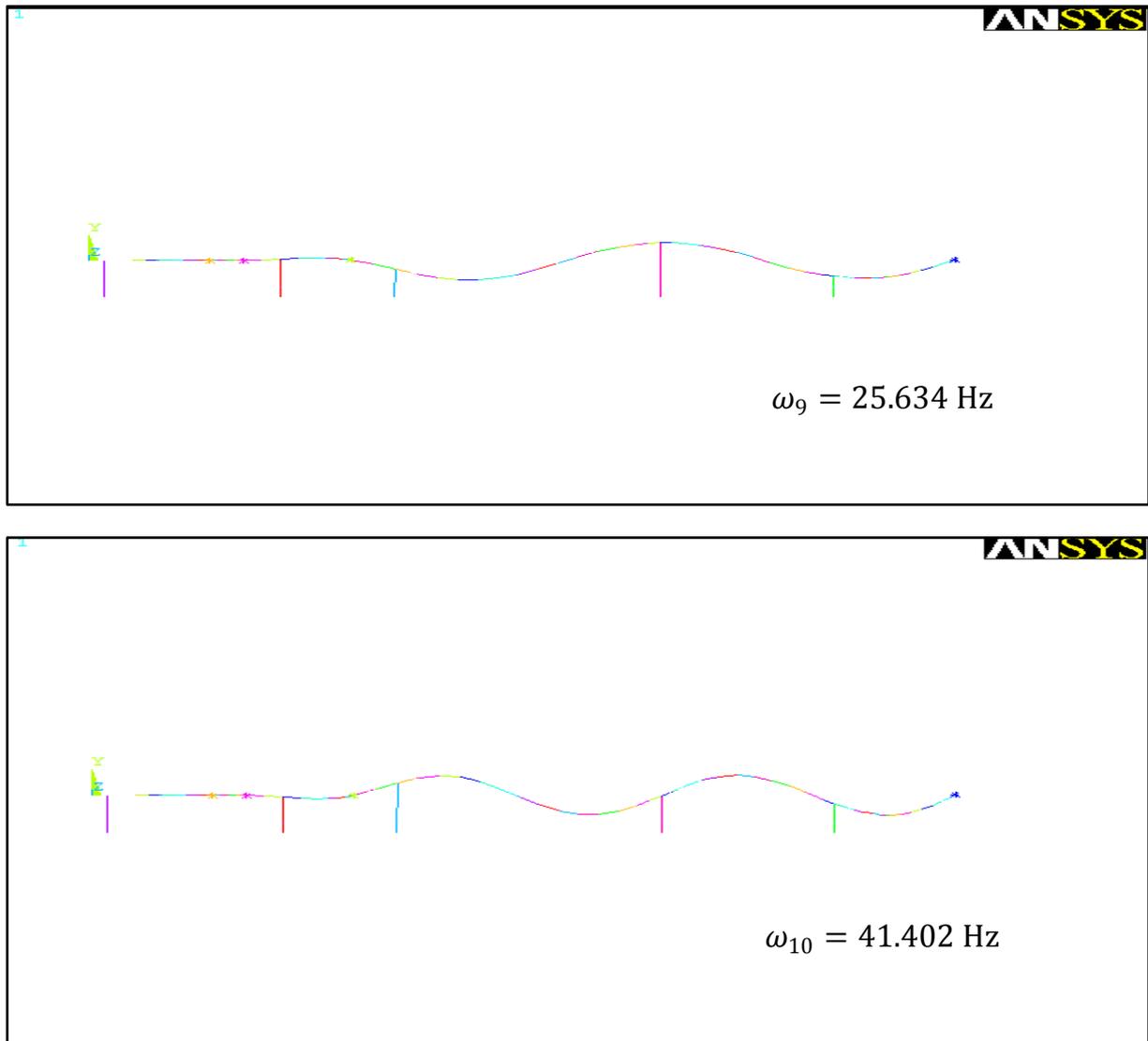
Tableau V.6
Fréquence propre du rotor

Les modes propres suivant les fréquences propres mentionnées dans le tableau précédent sont illustré dans les figures suivant :









FigureV.9
Les modes propres du rotor.

B. Cas rotationnelle : vitesse de rotation de rotor = 1480 tr/min

Dans ce cas on a déterminé les vitesses critiques à partir le diagramme de Campbell, tel qu'on a prolongé la vitesse de rotation dans le diagramme à 3000 tr/min, pour voir la position de la vitesse de rotation de rotor 1480 tr/min.

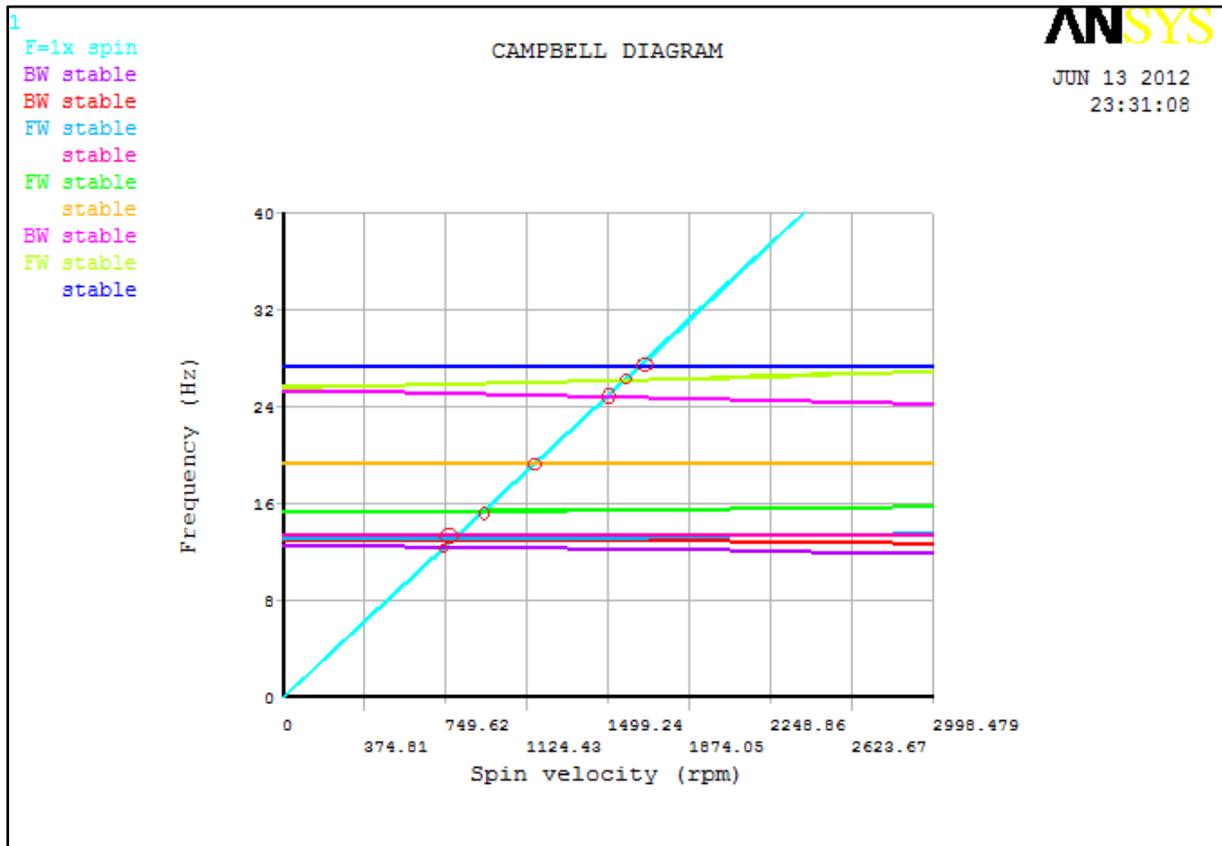


Figure V.10
Diagramme de Campbell.

Dans le diagramme de Campbell on utilisant la commande SLOPE = 1, qui permet de tracé une ligne à partir de zéro, afin de définir les points qui représentent les vitesses critiques.

Les vitesses critiques sont indiquées dans le tableau suivant :

N°	1	2	3	4	5	6
Vitesse Critique [tr/min]	749.62	804	937.025	1218.13	1500	1686.64

Tableau V.7
Vitesse critique du rotor

NB :

On observe que la vitesse critique 1500 tr/min est très proche à la vitesse de rotation de rotor 1480 tr/min.

V-5.2 Analyse Harmonique :

Dans cette étude nous avons appliqué l'analyse harmonique de rotor. On a établi une force de balourd sur les disques dans trois cas différent, afin de voir les réactions des cinq paliers.

- La vitesse de rotation de rotor 1480 tr/min
- Force de balourd avec une excentricité $e = 0.1$ mm .

Les résultats ont représenté par un graphe (amplitude (UY, UZ) en fonction la fréquence Hz), pour voir la valeur de déplacement maximale dans les nœuds qui représenter les paliers.

Cas N° 1 :

Dans ce cas on a appliqué la force de balourd au disque N°1 (roue de gavage). La masse de la roue = 0.69 kg.

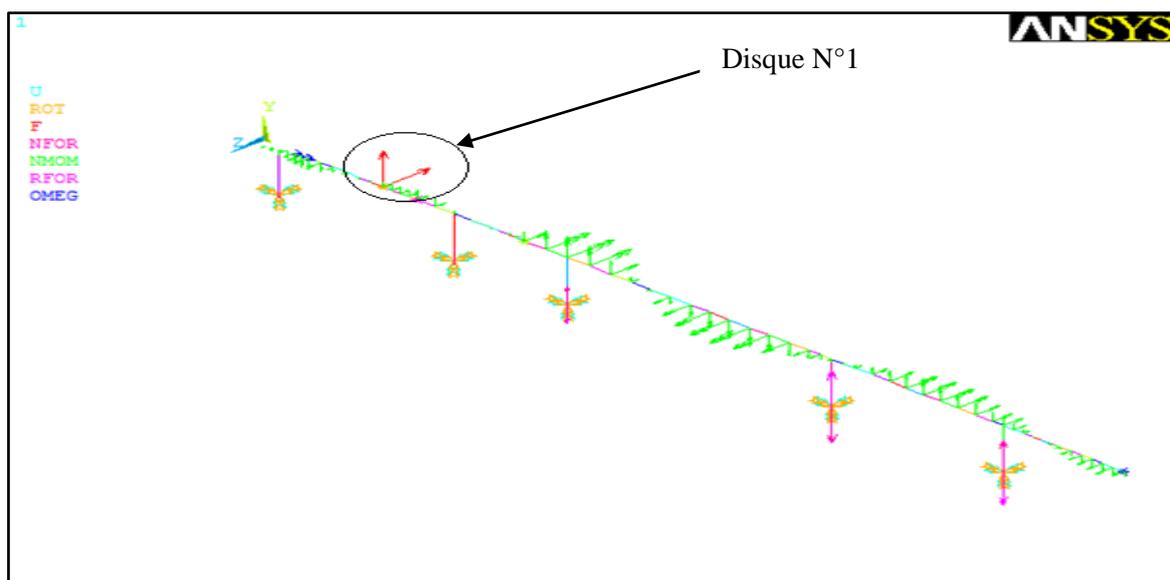


Figure V.11
Position de la force de balourd dans cas N°1

	Disque N°1	
	Force UY	Force UZ
Force de balourde [N]	0.069	-0.069

Tableau V.8
Force de balourd appliqué sur le disque N°1

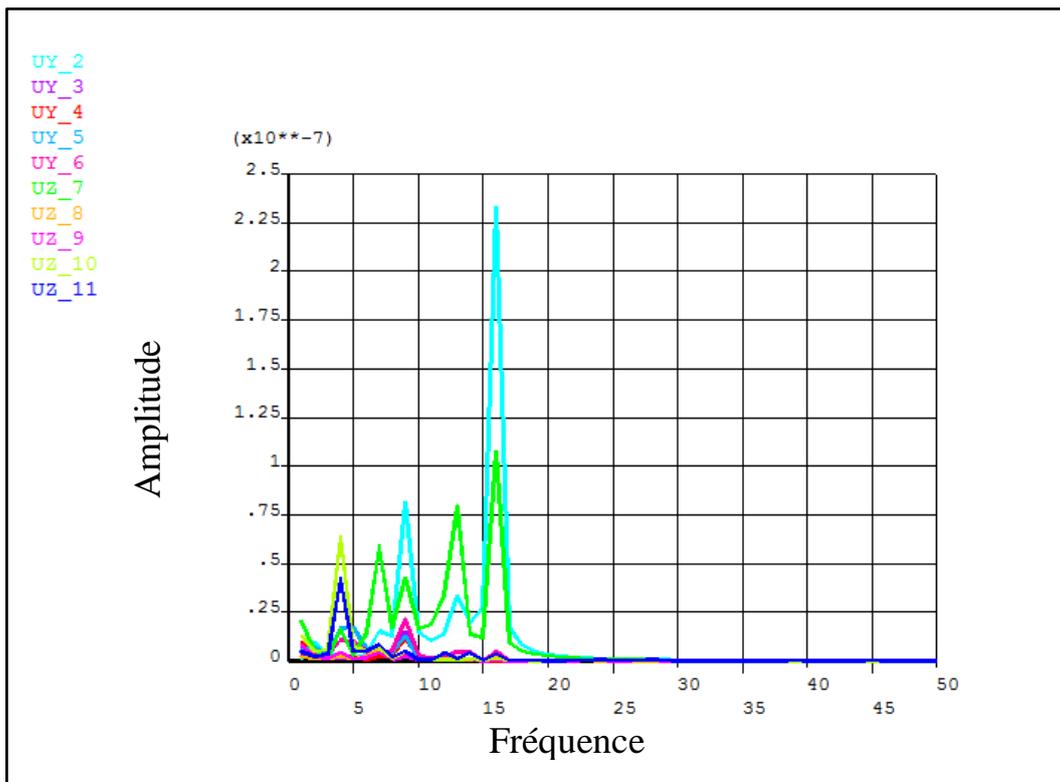


Figure V.12
Graphe de la réponse fréquentielle (cas N°1)

Les désignations des paliers du graphe précédent sont mentionnées dans le tableau suivant :

N° de Palier	Déplacement (UY)	Déplacement (UZ)
1	UY_2	UZ_7
2	UY_3	UZ_8
3	UY_4	UZ_9
4	UY_5	UZ_10
5	UY_6	UZ_11

Tableau V.9
Les désignations des paliers

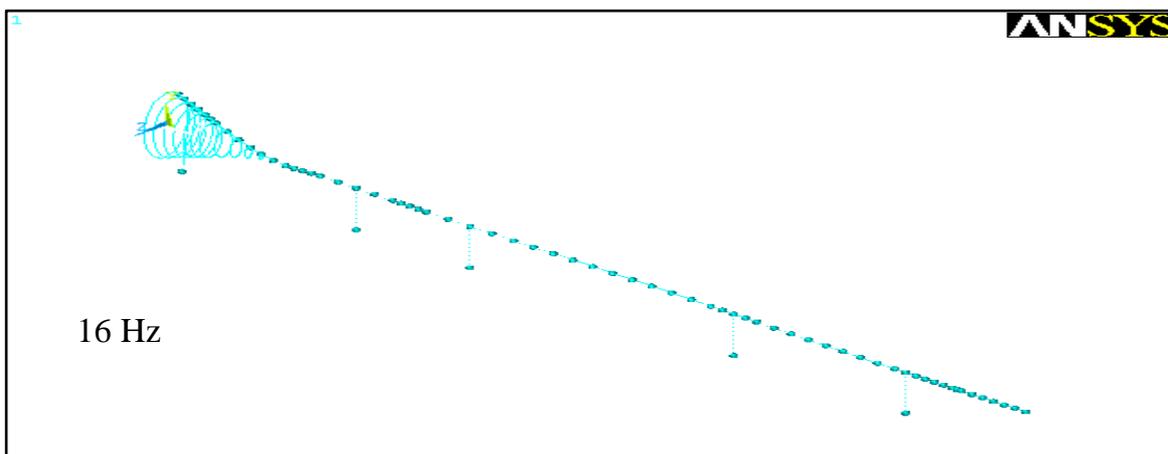
Le tableau suivant représente les valeurs de déplacement des paliers par les pics les plus élevés en fonction de la fréquence :

N° de Palier	Déplacement UY (mm)	Déplacement UZ (mm)	La fréquence
1	2.375×10^{-7}	/	16 Hz
1	/	0.81×10^{-7}	13 Hz
1	0.8125×10^{-7}	/	9 Hz

Tableau V.10
Les valeurs de déplacement maximal

En fonction des résultats du Tableau V.10, on remarque que le palier 1 avait un déplacement important dans les deux directions Y et Z à des fréquences différentes.

Les mouvements orbitaux du rotor suivant les fréquences de déplacement maximal sont présentés dans la figure suivante :



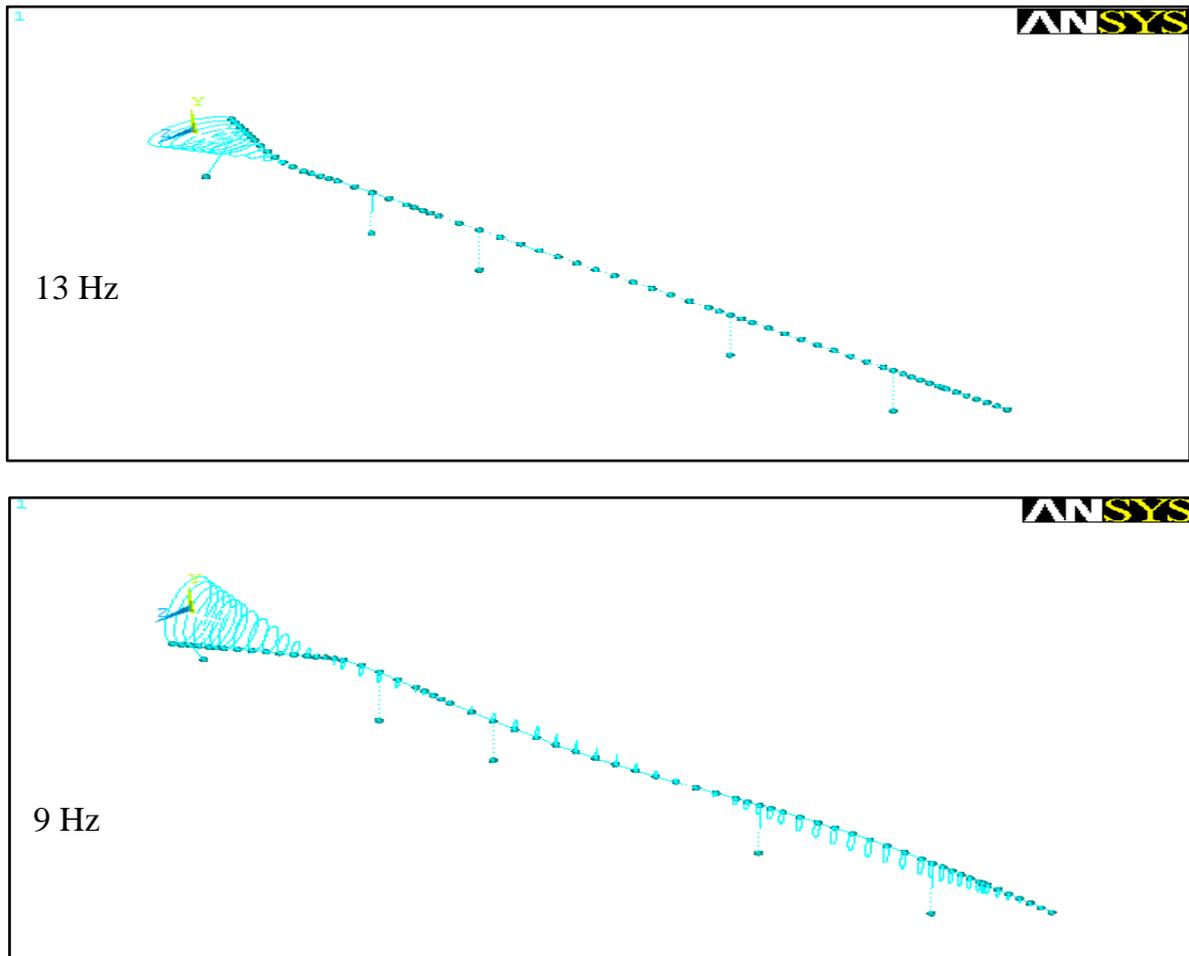


Figure V.13
Le mouvement orbitale du rotor Cas N°1

Cas N°2 :

Dans le deuxième Cas, on a changé la position de la force de balourd au disque N°4 (l'accouplement), la masse de l'accouplement = 2.85 kg.

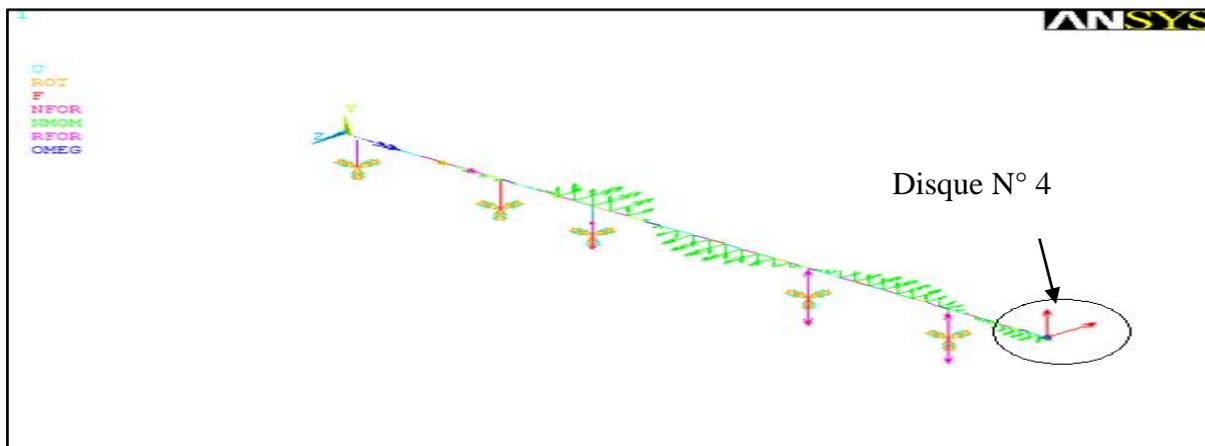


Figure V.14
La position de la force de balourd Cas N°2

	Disque N°4	
	Force UY	Force UZ
Force de balourde [N]	0.285	- 0.285

Tableau V.11
Les force de balourd appliquée disque N°4

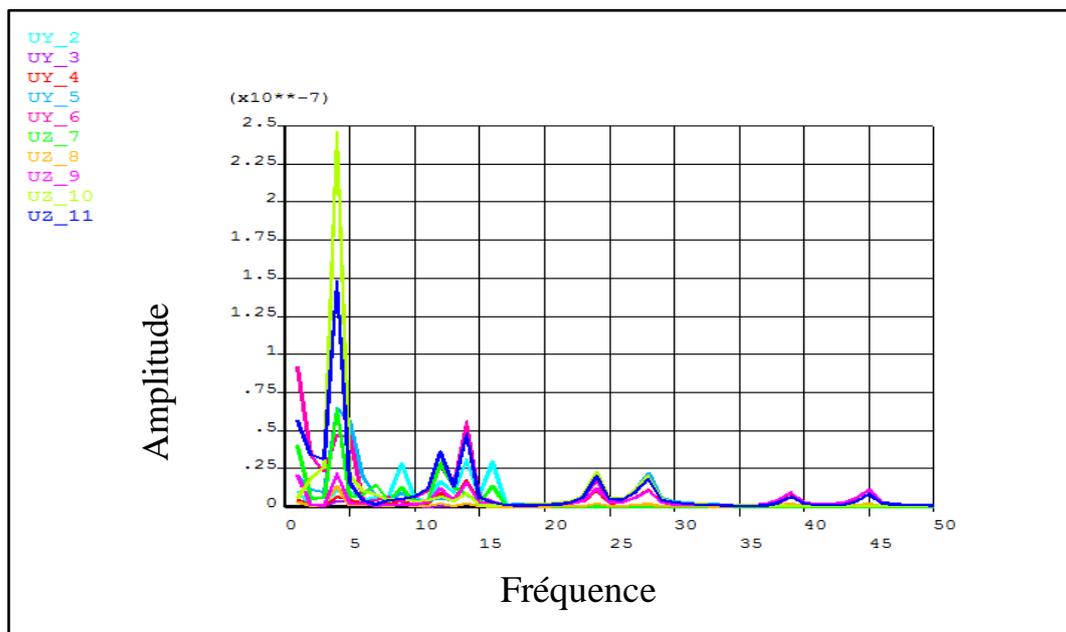


Figure V.15
Graphe de la réponse fréquentielle Cas N°2

Le tableau suivant présente les valeurs de déplacement des paliers par les pics les plus élevés en fonction de la fréquence :

N° de Palier	Déplacement UY (mm)	Déplacement UZ (mm)	La fréquence
4	/	2.467×10^{-7}	4 Hz
5	0.562×10^{-7}	/	14 Hz

Tableau V.12

Les valeurs de déplacement maximal

Le palier 4 montre un déplacement important dans la direction UZ. Le palier 5 avait un déplacement suivant la direction UY, parce que la force de balourd est très proche de ces paliers.

La figure V.16 représente les mouvements orbitaux des deux fréquences qui ont été indiqués dans le tableau précédent :

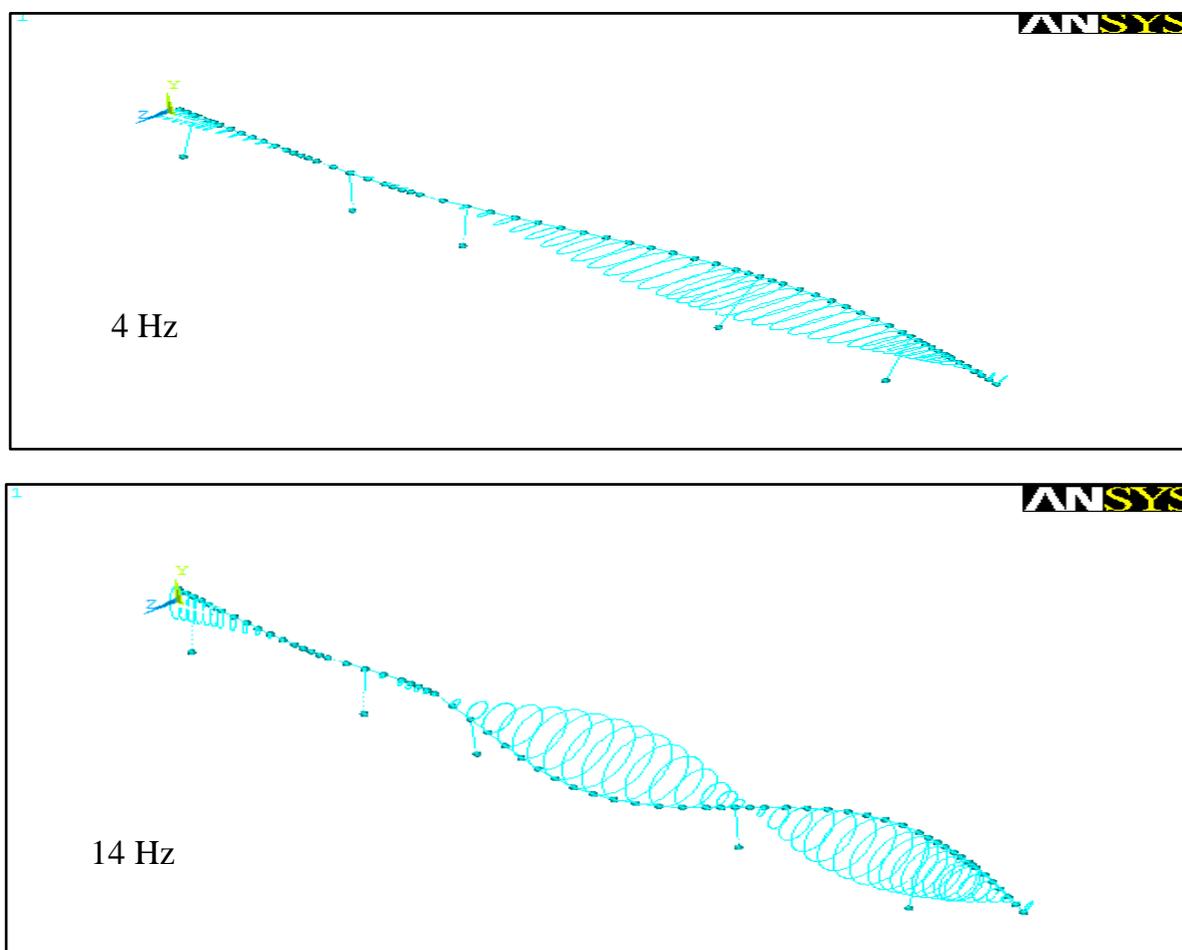


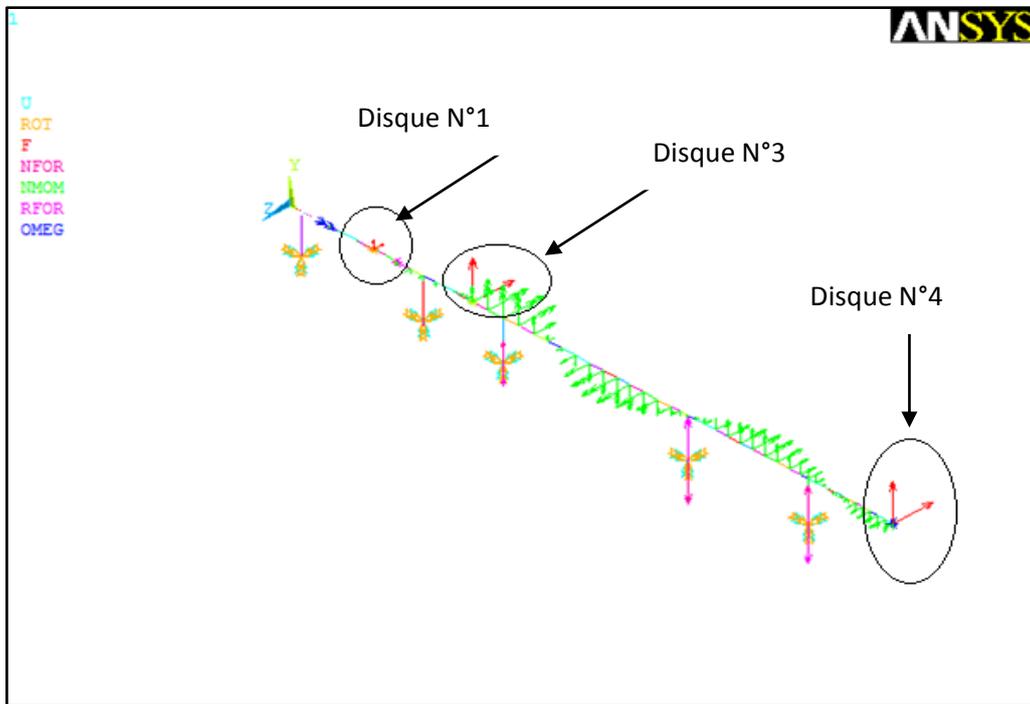
Figure V.16

Mouvement orbitale du rotor cas N°2

A. Cas N°3 :

Dans le 3^{ème} cas, on a établi la force de balourd sur les trois disques, N°1 (la roue de gavage), N°3 (impulseur 2) et N°4(l'accouplement).

La masse de l'impulseur = 2.94 kg.



FigureV.17
La position des forces de balourd Cas N°3

	Disque N°1		Disque N°3		Disque N°4	
	Force UY	Force UZ	Force UY	Force UZ	Force UY	Force UZ
Force de balourde [N]	0.069	-0.069	0.294	-0.294	0.285	- 0.285

Tableau V.13
Les forces de balourd appliqué sur les 3 disques

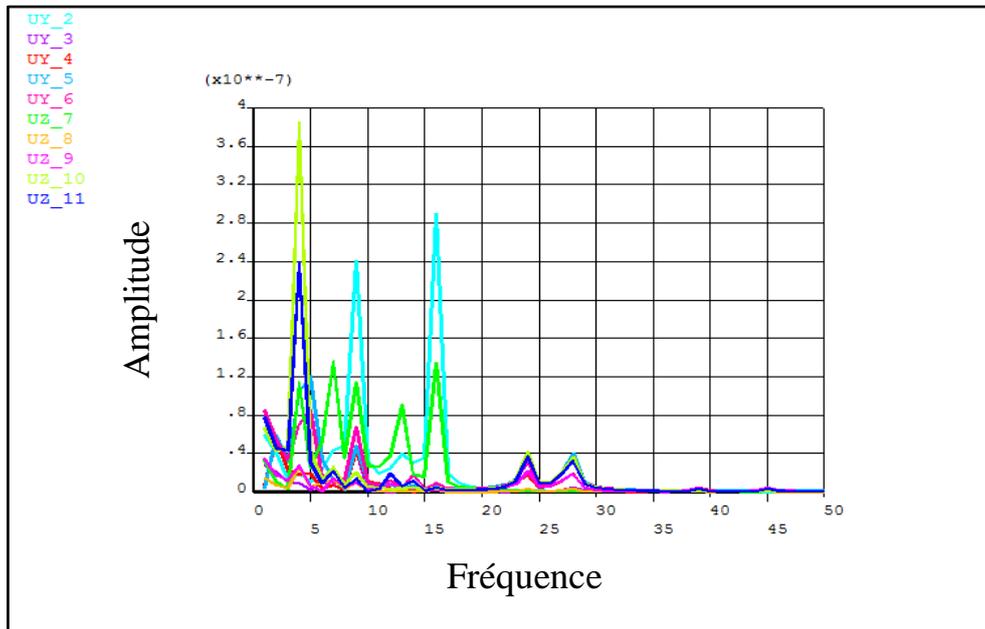


Figure V.18
Réponse fréquentielle Cas N°3

Le tableau suivant montre les valeurs de déplacement des paliers par les pics les plus élevés en fonction de la fréquence :

N° de Palier	Déplacement UY (mm)	Déplacement UZ (mm)	La fréquence
4 (UZ_10)	/	3.751×10^{-7}	4 Hz
1 (UY_2)	2.4×10^{-7}	/	9 Hz
1 (UY_2)	2.871×10^{-7}	/	16 Hz

Tableau V.14
Les valeurs de déplacement maximal cas N°3

En fonction des résultats, le palier 4 avait un déplacement important dans la direction UZ et le palier 1 dans la direction UY suivant les deux fréquences.

La figure V.19 présente les mouvement orbitaux des trois fréquences :

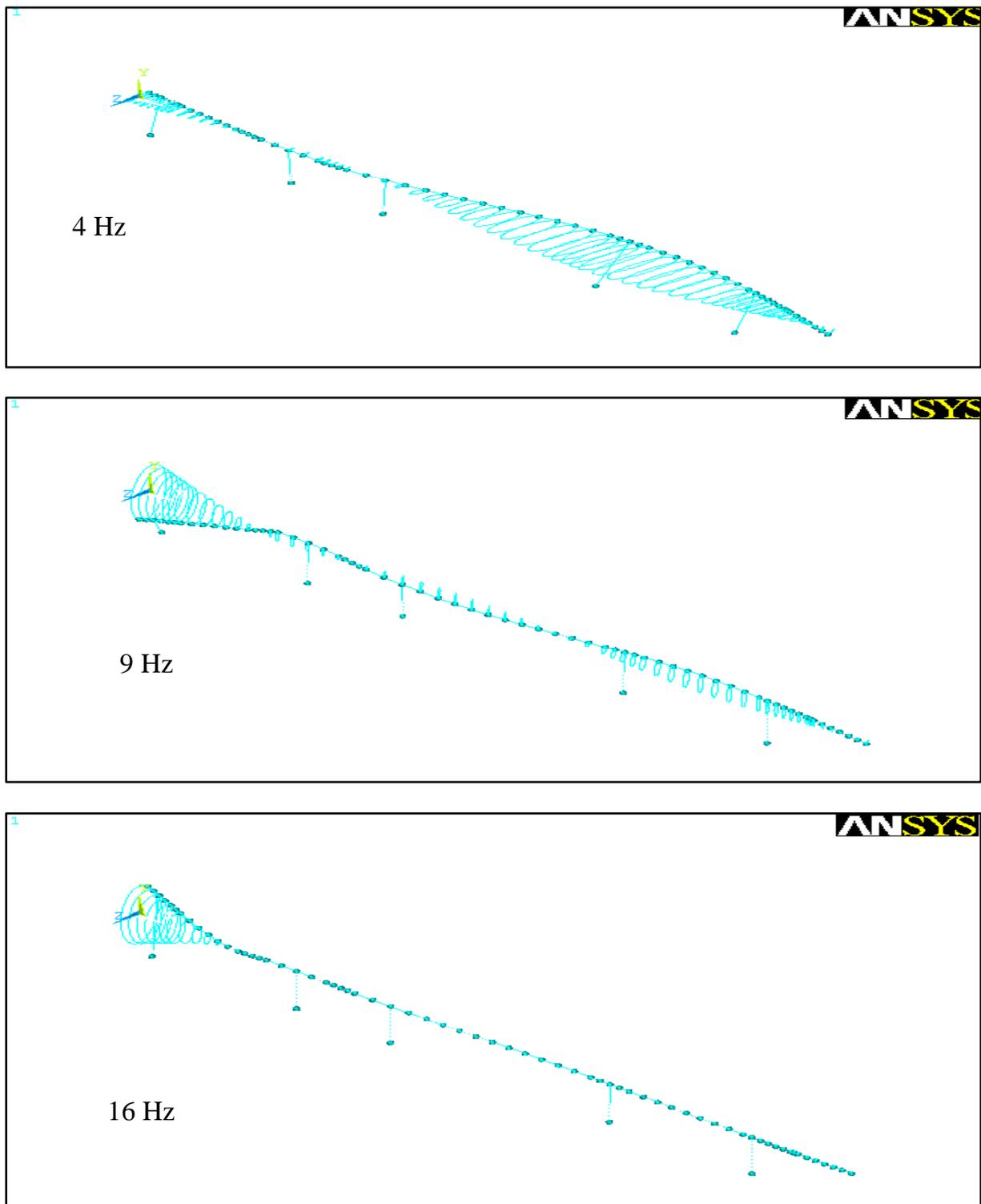


Figure V.19
Mouvement orbitale du rotor Cas N°3

V5.2.1 Interprétation générale sur l'analyse harmonique :

L'analyse harmonique de rotor permet de donner une vision globale sur l'influence des paliers par ces forces de balourd qui ont été appliquées dans les trois cas.

La déformation permanente appliquée sur les paliers augmente l'usure des bagues, en plus le désalignement de l'arbre crée des forces centrifuges qui peuvent influencer sur les paliers.

V-5.3 Analyse transitoire :

On a établi une analyse transitoire dans deux cas, sans balourd et avec balourd.

A. Sans balourd :

Dans l'analyse transitoire, on a appliqué un signal périodique (déplacement UY en fonction du temps) sur le palier N°5, afin de voir la déformée opérationnelle du rotor en fonction du signal.

Nous avons choisi le palier N°5, parce qu'il est très proche à la référence des mesures vibratoires.

Le figure V.20 représente le spectre de signal périodique qui a été appliqué sur le palier N°5 :

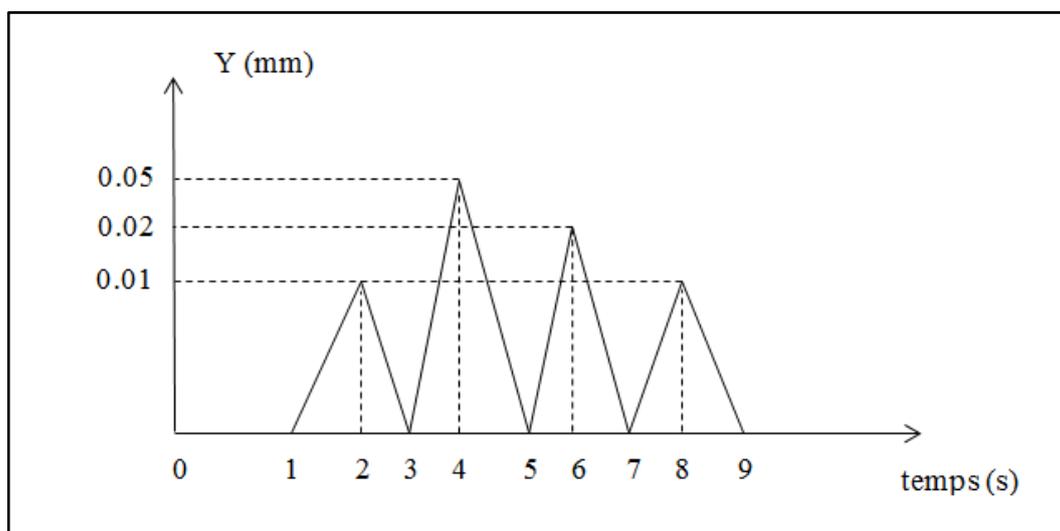


Figure V.20
Spectre de signal périodique appliqué au palier N°5

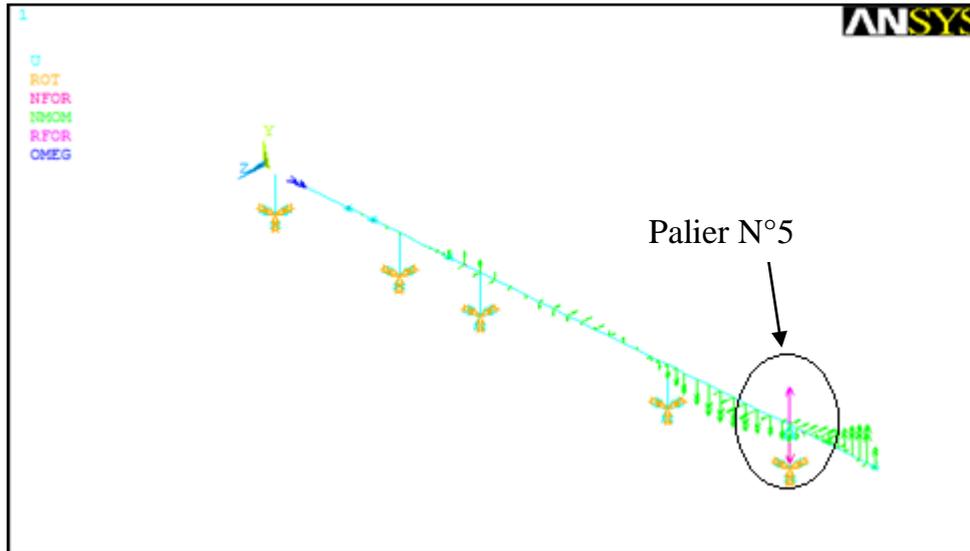


Figure V.21
 La position de signalé périodique appliquer au palier N°5

La déformée suivant le signalé périodique est représenter dans la figure suivante :

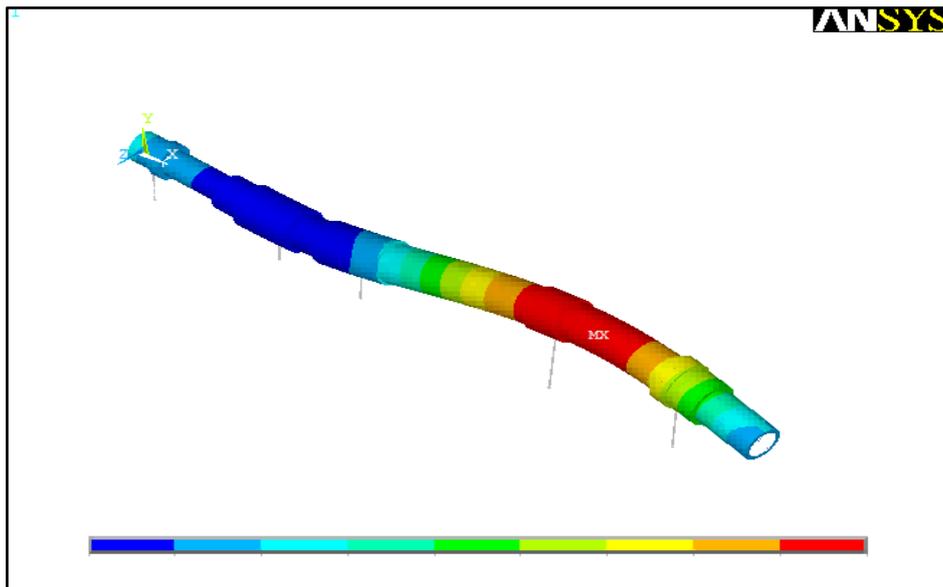


Figure V.22
 La déforme opérationnelle du rotor (sans balourd).

N° Nœud	Déplacement (mm)		
	UX	UY	UZ
1	$0.54238 \cdot 10^{-3}$	$-0.10306 \cdot 10^{-2}$	$0.28444 \cdot 10^{-1}$
36	$0.15785 \cdot 10^{-4}$	$-0.69475 \cdot 10^{-2}$	$0.13845 \cdot 10^{-2}$
45	$0.59693 \cdot 10^{-4}$	$0.6753 \cdot 10^{-1}$	$-0.34535 \cdot 10^{-1}$
46	$0.3446 \cdot 10^{-3}$	$0.53181 \cdot 10^{-2}$	$-0.34535 \cdot 10^{-1}$

Tableau V.15

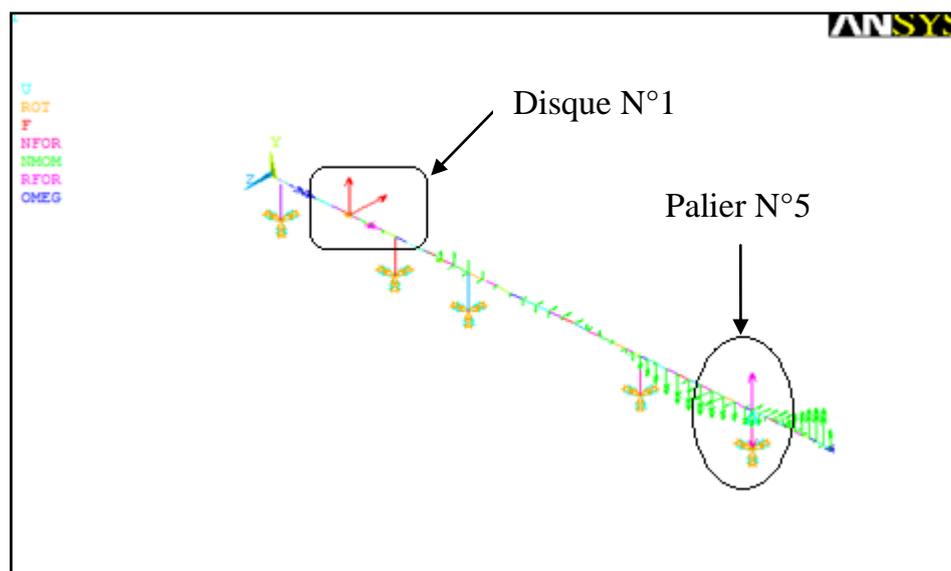
Les valeurs du déplacement maximales des solutions nodales.

D'après le tableau V.15, on remarque qu'il y a un déplacement important au niveau des nœuds 45 et 46, le déplacement de ces nœuds influence directement sur le nœud 41 (palier 4). En plus on a un déplacement très proche au nœud 3 (palier 1) qui est situé dans le nœud 1.

Le travail permanent de ces déplacements en fonction de la vitesse de rotation du rotor peut désaligner l'arbre.

B. Avec balourd :

On suit les mêmes étapes du cas précédent, avec une application de force balourd dans le disque N°1 avec une excentricité = 0.1 mm [voir le tableau V.8].

**Figure V.23**

La position de signal périodique appliquée au palier N°5 (avec balourd)

La figure V.24 représente la déformée du rotor suivant les procédés du 2^{ème} cas :

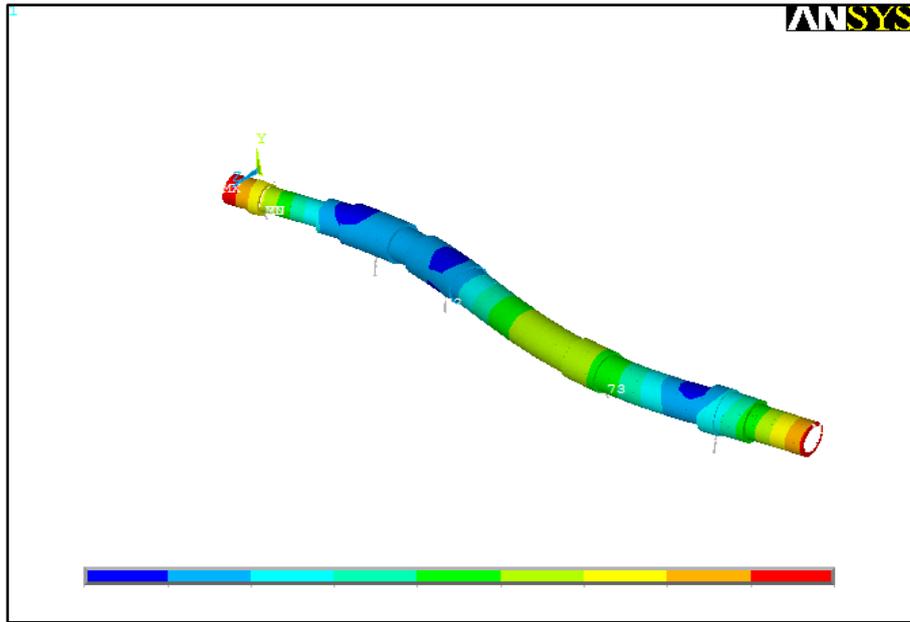


Figure V.24
La déformée opérationnelle du rotor (avec Balourd)

N° Nœud	Déplacement (mm)		
	UX	UY	UZ
1	$0.54237 \cdot 10^{-3}$	$-0.10309 \cdot 10^{-2}$	$0.28467 \cdot 10^{-1}$
44	$0.63447 \cdot 10^{-4}$	$0.69860 \cdot 10^{-1}$	$-0.22425 \cdot 10^{-1}$
45	$0.49006 \cdot 10^{-3}$	$0.12120 \cdot 10^{-1}$	$-0.4732 \cdot 10^{-1}$

Tableau V.16
Les valeur de déplacement maximale des noeuds

D’après ces résultats on remarque que le palier 4(nouds41) avait un déplacement important, en fonction des valeurs de déplacement des nœuds 44 et 45. Le palier 1 (nœud 3) est très proche à la valeur de déplacement maximale du nouds 1.

On déduire que, l’excitation de cette force de balourd sur le rotor dans différente direction augmenter la valeur de déplacement nodale au palier N°1 et palier N°4.

V-5.3.1 Comparaison entre les deux Cas :

D’après l’étude de l’analyse transitoire du rotor dans les deux cas, on déduire que :

- L'augmentation de la force de balourd appliquée au disque N°1, donne une augmentation progressive de la valeur de déplacement au niveau du nœud 1 et le nœuds 45 (voir les résultats du tableau V.15 et V.16).
- Le déplacement permanent du rotor en fonction du signale périodique peut augmenter la valeur de l'excentricité au disque N°1, qui sert d'augmenter l'usure des bague de palier N°1 et N° 4 ou crée une déformation flexible sur l'arbre.

Conclusion

Conclusion Générale

Cette étude nous a permis de connaître la méthode D'ODS. L'application de cette méthode sur la pompe centrifuge P105 nous a permis de déduire que :

- L'intérêt de l'application de l'analyse modale à l'étude d'ODS est de déterminer les fréquences et les modes propres qui définissent les caractéristiques physiques du rotor dans le cas stationnaire et de définir les vitesses critiques qui excitent les fréquences naturelles dans le cas rotationnel.
- L'analyse harmonique, nous a permis de définir l'ODS par les mouvements orbitaux du rotor, ces mouvements indiquent la déformation du rotor en fonction des défauts de Balourd à des fréquences particulières.
- Les forces de balourd qui ont été proposées permettent de voir les réactions des paliers, ce qui détermine la méthode d'ODS (les comportements du système en fonction des défauts vibratoires).
- L'analyse transitoire nous a permis de déterminer les déformées opérationnelles du rotor en temps réel par les simulations vibratoires situées au palier N°5. Donc cette analyse détermine le comportement du fonctionnement vibratoire du rotor et l'influence des défauts vibratoires sur tous les éléments du rotor.
- Donc, l'application des défauts vibratoires de la pompe dans l'analyse harmonique et transitoire est permise de justifier l'usure des bagues des paliers, ce qui nous donne l'intérêt de l'application de L'ODS dans le domaine de la maintenance prédictive afin de déterminer les problèmes vibratoires.

En plus j'ai eu l'occasion d'apprendre le logiciel ANSYS.

REFERENCE

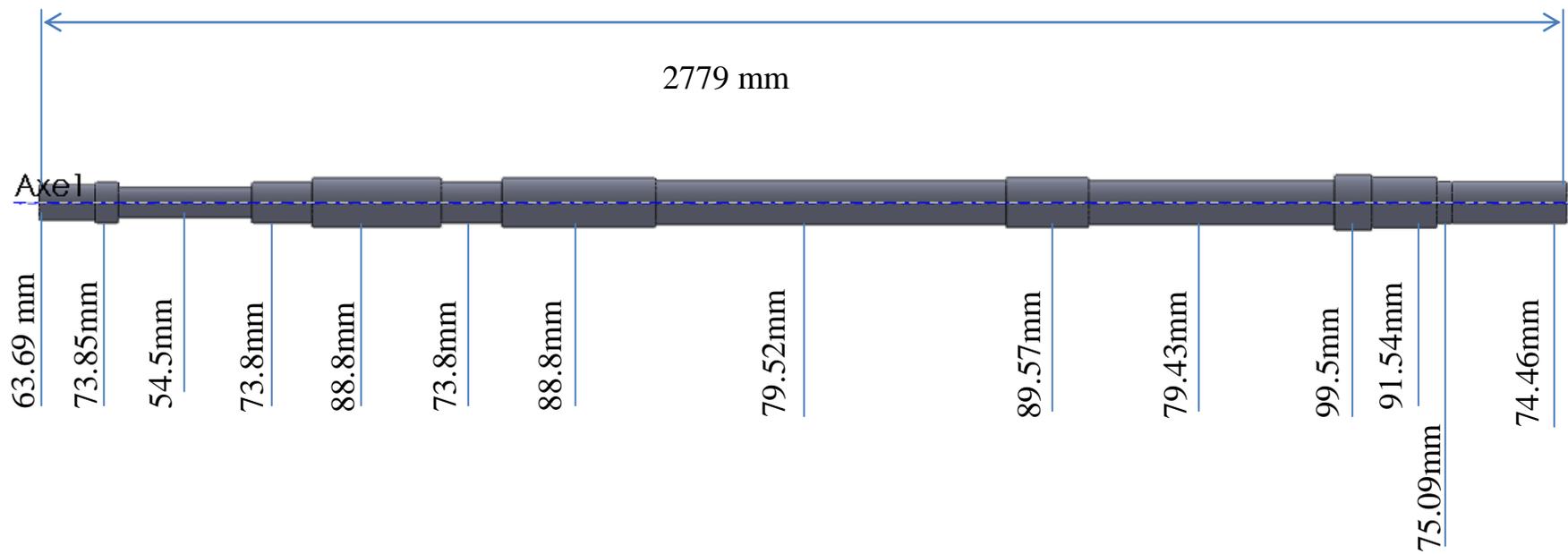
BIBLIOGRAPHIQUE

Référence Bibliographique

- [1] Service de maintenance « Sonatrach du site Hassi R'mel ».
- [2] Formation du Bruel & kjaer « vibration générale ».
- [3] CLAUDE PICHOT « Surveillance des machines par analyse des vibrations » version Dunod (2009).
- [4] Landolsi Foued. Cours de techniques de surveillance « Etude des principaux défauts ».
- [5] Surveillance des Machines Tournantes par Analyse des Vibrations, AFNOR, 2^{ème} tirage BOULENGER A., CHRISTIAN P, (1998)
- [6] Brian Schwarz & Mark Richardson “measuring operating deflection shapes under non-stationary conditions”, Vibrant Technology California, February 7-10 2000
- [7] Mark H. Richardson, Jamestown, “Is It a Mode Shape, or an Operating Deflection Shape” California March, 1997
- [8] Cornelius Scheffer, Paresh Girdhar. “Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance “
- [9] Brüel & Kjær Magazine (Bruit et vibration le bulletin international de Brüel & Kjær) N°1,2007
- [10] Brian J. Schwarz & Mark H. Richardson ”introduction to operating deflection shapes ”Vibrant Technology, Inc. Jamestown, California 95327, October 1999
- [11] Richard Heaton “The use of Operating Deflection Shapes (ODS) to model the vibration of sanders and polishers” Auteur: Richard Heaton (2006).
- [12] R.J. Jenneskens «Operational deflection shape analysis and vibration solving for a motion simulator. DCT 2006.

- [13] M. Lalanne and G. Ferraris “Rotordynamics prediction in engineering” 2nd edition. J. Wiley and Sons, 1998.
- [14] Christophe Pierre « Etude des modes normaux non linéaires d'un arbre rotatif par la méthode des surfaces invariantes ».CFM.2003
- [15] Technique d'ingénieur « Dynamique des rotors en flexion par Michel LALANNE et Guy FERRARIS Professeurs à l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon
- [16] Thèse « Comportement dynamique et stabilité des rotors application aux rotors composites »par Rim SINO(2007).
- [17] M.Sedille. « Turbomachine hydraulique et technique pompe centrifuge et axiale tome I» Edition by MASSON & CIE (1973).
- [18] Pikus, O.and Sternlicht, B Theory of hydrodynamic lubrication. McGraw-Hill, New York (1961)
- [19] Thèse d'ingénieur « l'étude de l'usure des paliers lisse de la pompe centrifuge P 105 A/B »(2006) par Mr. ALIOUI ALLI & Mr. RAMDANE SAMIR.

Annexe



Les sections de l'arbre

