

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Laboratoire de Génie Mécanique et de Développement

Mémoire de projet fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Etude de la rupture de l'arbre d'une machine tournante dans la station de
CAP-DJINET par analyse vibratoire**

Réalisé par :

MEHERHERA Abdelghafour

HOUARI Abdenour

Sous la direction de :

Pr. RECHAK Saïd

Mr. Ammiche Ali

Mr. Batrouni Yacine

Présenté et soutenu publiquement le : 13/06/2016

Composition du Jury :

| | | |
|-----------------------|--------------------------|---|
| Président : | Yacine BELKACEMI | Dr. Enseignant Chercheur, ENP, Alger |
| Promoteur : | Saïd RECHAK | Professeur, ENP, Alger |
| Examineur : | Hacène BELHANECHÉ | Docteur, ENP, Alger |
| Co-promoteur : | Ali AMMICHE | Magister, ENP, Alger |
| Co-promoteur : | Batrouni Yacine | Chef de service maintenance (SPE) |
| Invité : | Arezki Smaili | Pofesseur, ENP, Alger |

ملخص:

هناك ظواهر تسبب تشوهات عديدة في الآلات الصناعية، هذه العيوب والتشوهات تسبب ضررا وانهيار جزئي او كلي للألة.

الاهتزاز هو واحد من تلك الظواهر الموجودة في الأنظمة الديناميكية خاصة في الآلات الدوارة، اذ قيل لنا ان واحد من محاور دوران مضخات ضخ الماء في شركة انتاج الكهرباء CAP-DJINET تتعطل بفواصل كثيرة. وكجزء من مشروع تخرج مهندس، سنقوم بتحليل هذه الظواهر وتقديم الحلول العلمية والتكنولوجية، ولهاته الغاية تم وضع منهجية واعتمادها لعلاج هاته المشكلة.

يتم أولا اجراء دراسة إحصائية للعيوب التي تتسبب في انكسار المحاور، ثم نقوم بتحليل ديناميكي لمحور الدوران بعد تصميمه من خلال برنامج SOLIDWORKS مما سمح لنا بحساب الترددات الطبيعية والاشكال بعد التشوه، الخطوة التالية تسمح لنا من تحليل ومعالجة إشارات الاهتزاز بعدما يتم قياسها بواسطة جهاز قياس الاهتزازات و تحليلها باستخدام برنامج VIBROEXPERT.

هذه المنهجية تسمح لنا على التعرف على مجموعة الترددات الرنانة للمضخة وترددات مختلف الآلات المحيطة بها، اين تم وضع حلول تطبيقية.

الكلمات الدالة: عيب، انكسار العمود، مضخات عمودية، عناصر محدودة، تحليل الاهتزازات، التردد، الموجات، طيف.

Résumé :

Les phénomènes causant les anomalies dans les machines industrielles sont nombreux. Ces défauts sont certainement nuisibles et entraînent la rupture partielle ou totale de la machine.

La vibration est un de ces phénomènes présent dans les systèmes dynamiques et plus particulièrement dans les machines tournantes. Il nous a été rapporté que l'arbre des pompes de pompage de la centrale électrique de CAP DJINET se rompt de façon très fréquente.

Dans le cadre de ce projet d'ingénieur, on se propose d'analyser ce phénomène et d'apporter des solutions scientifiques et technologiques. A cet effet, une méthodologie a été élaborée et adoptée pour le traitement de ce problème.

Une étude statistique des défauts causant la rupture d'arbres est en premier effectuée. Une modélisation par éléments finis pour une analyse dynamique de l'arbre est ensuite entreprise. Le modèle géométrique 3D est élaboré sur le logiciel SOLID WORKS, et l'analyse modale est faite par le biais du logiciel ANSYS WORKBENCH. Ceci nous a permis le calcul des fréquences propres et déformées modales. Une troisième étape consiste en l'analyse des signaux vibratoires. Des prises de mesures à partir des accéléromètres placés sur les paliers de l'arbre sont alors faites. Le traitement numérique des signaux est effectué à l'aide du logiciel VIBRO EXPERT. Cette approche nous a permis d'identifier les fréquences de résonance de l'arbre ainsi que les fréquences du milieu environnement à partir desquels des solutions pratiques sont proposées.

Mots-clés : Défaut, rupture d'arbre, pompe verticale, éléments finis, analyse modale, fréquences, déformées, analyse vibratoire, signaux, spectres.

Summary :

Phenomena causing abnormalities in industrial machinery are numerous. These defaults are definitely harmful and cause partial or total breakdown of the machine.

Vibration is one of those phenomena present in dynamic systems, especially in rotating machinery. It was reported that the pumping pumps shaft powerhouse Cap Djinet breaks very frequently.

As part of this engineering project, we will analyze this phenomenon and provide scientific and technological solutions. To this end, a methodology was developed and adopted for the treatment of this problem. A statistical study of the defects causing the rupture of the shaft is performed first. A finite element modeling for dynamic analysis of the shaft is then undertaken. The 3D geometric model is developed on SOLID WORKS software, and the modal analysis is done through ANSYS WORKBENCH software. This allowed us to calculate the natural frequencies and mode shapes. The third step is the analysis of vibration signals. Taking measurements from accelerometers placed on the shaft bearings are then made. The digital signal processing is performed using the VIBRO EXPERT software.

This approach allowed us to identify the shaft resonant frequencies and the frequencies of the surrounding environment from which practical solutions are proposed.

Keywords: Failure, shaft failure, vertical pump, finite element, modal analysis, frequency, distorted, vibration analysis, signals, spectra.

Dédicaces

*A ceux qui croient que la science
est Celle*

Qui change le sort des sociétés

Remerciements

Nous remercions avant tout Allah de nous avoir gardé en bonne santé afin de mener à bien ce projet de fin d'étude. Nous remercions également nos familles pour les sacrifices qu'elles ont faits pour que nous terminions nos études.

Nous exprimons notre profonde gratitude à notre promoteur Pr : Rechak Saïd, qui nous a témoigné de sa confiance et de son aide scientifique et qui par son expérience et ses compétences a rendu ce travail enrichissant et agréable à faire.

Nous remercions également Dr Belkacemi de nous faire l'honneur de présider le jury, ainsi que Dr Belhaneche d'avoir accepté d'examiner ce travail. Nos remerciements s'adressent également à monsieur Ammiche et pour nous avoir éclairé avec leurs remarques et suggestions tout au long de ce projet.

A Sonelgaz, Division Cap-Djinet, nous remercions particulièrement notre encadreur Mr. Batrouni Yacine Chef de service maintenance au sein de la division S.P.E Cap-Djinet pour ses conseils très précieux, ainsi que pour toutes les suggestions et remarques qu'il a formulées tout au long de ce travail.

Nous sommes également honorés de la présence de Dr Boufenar et de ses précieux conseils durant la réalisation de ce modeste travail.

Nous remercions aussi tous nos amis pour leur aide, leur patience, leur compréhension et leur encouragement.

LISTE DES FIGURES

| | |
|--|----|
| Figure 0.1 : schéma synoptique d'une tranche thermique..... | 7 |
| Figure 0.2 : plan de masse de la centrale thermique de Cap-Djinet. | 7 |
| Figure 0.3 : direction de l'unité..... | 8 |
| Figure 0.4 : division de maintenance | 8 |
| Figure 1.2 : forme de la roue des turbopompes..... | 11 |
| Figure 1.3 : pompes centrifuge | 12 |
| Figure 1.4 : pompe hélico centrifuge..... | 13 |
| Figure 1.5 : pompe hélice verticale..... | 14 |
| Figure 1.6 : la courbe caractéristique $H=f(Q_v)$ | 16 |
| Figure 1.7 : la courbe de $NPSH=f(Q_v)$ | 17 |
| Figure 1.8 : bulle de cavitation sur un profil d'aile..... | 17 |
| Figure 1.9 : érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge | 18 |
| Figure 1.10 : volume pompe par jour (m^3)..... | 19 |
| Figure 1.11 : balourd statique..... | 21 |
| Figure 1.12 : balourd de couple..... | 21 |
| Figure 1.13 : image vibratoire d'un défaut de balourd..... | 22 |
| Figure 1.14 : désalignement..... | 22 |
| Figure 1.15 : image vibratoire d'un défaut..... | 23 |
| Figure 1.16: les contraintes sur un palier lisse..... | 23 |
| Figure 1.17 : image vibratoire d'un fouettement d'huile..... | 24 |
| Figure 1.18 : image vibratoire d'un tourbillon d'huile..... | 24 |
| Figure 1.19 : défaut et image vibratoire du phénomène de cavitation..... | 24 |
| Figure 1.20 : déversement de bague externe..... | 25 |
| Figure 1.21 : déversement de bague interne..... | 25 |
| Figure 1.22 : image vibratoire du phénomène de turbulence..... | 25 |
| Figure 2.1 : différentes parties de la pompe..... | 29 |
| Figure 2.2 : Schéma de pompe de transfert d'eau de mer et sa chaîne cinématique..... | 29 |
| Figure 2.3 : schéma d'aspiration et refoulement de la centrale..... | 31 |

| | |
|---|----|
| Figure 2.4 : La chemise et le coussinet avant le montage..... | 33 |
| Figure 2.5 : L'usure des chemises et des coussinets Après le démontage de la pompe..... | 33 |
| Figure 2.6 : Rupture des accouplements..... | 34 |
| Figure 2.7: Rupture des Logements des paliers..... | 34 |
| Figure 2.8 : les coûts des interventions sur la pompe 3..... | 35 |
| Figure 2.9 : les coûts des interventions sur la pompe 4..... | 35 |
| Figure 3.1 : Exemple de Rotor..... | 39 |
| Figure 3.2 : Repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible..... | 40 |
| Figure 3.3 : Mouvement de l'arbre : Rotation & whirling..... | 42 |
| Figure 3-4 : Coordonnées du centre géométrique C et d'un point arbitraire B de la section du roto..... | 43 |
| Figure 3.5 : Amortissement et raideur des paliers..... | 45 |
| Figure 3.6 : Répartition du balourd sur le rotor..... | 46 |
| Figure 3.7 : Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor | 46 |
| Figure 3.8 : Position du balourd..... | 46 |
| Figure 3.9 : Modèle de poutre en flexion..... | 47 |
| Figure 3.10 : Model 3D de la pompe..... | 55 |
| Figure 3.11 : Description de model élément fini..... | 56 |
| Figure 3.12 : représentation des conditions aux limites..... | 57 |
| Figure 3.13 : Déformée de 1ere mode avec la fréquence, $f= 7.82\text{Hz}$, $D_{\max} = 11\text{mm}$ | 58 |
| Figure 3.14 : Déformée de 2eme mode avec la fréquence, $f= 30.684 \text{ Hz}$, $D_{\max} = 11\text{mm}$ | 59 |
| Figure 3.15 : Déformée de 3eme mode avec la fréquence, $f= 42.807 \text{ Hz}$, $D_{\max} = 7.659\text{mm}$... | 59 |
| Figure 3.16 : Déformée de 4eme mode avec la fréquence, $f= 43.214\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.654\text{mm}$ | 60 |
| Figure 3.17 : Déformée de 5eme mode avec la fréquence, $f= 55.631$, $D_{\max} = 7.080\text{mm}$ | 60 |
| Figure 3.18 : Déformée de 6eme mode avec la fréquence $f=56.162\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.034\text{mm}$ | 61 |
| Figure 3.19 : Déformée de 7 eme mode avec la fréquence $f=67.24\text{Hz}$, $D_{\max} = 8.099\text{mm}$ | 61 |
| Figure 3.20 : Déformée de 8eme mode avec la fréquence $f= 67.714\text{Hz}$, $D_{\max} = 8.168\text{mm}$ | 62 |
| Figure 3.21 : Déformée de 9eme mode avec la fréquence $f= 77.135\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.62\text{mm}$ | 62 |
| Figure 3.22 : Déformée de 10eme mode avec la fréquence $f= 77.515\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.605\text{m}$ | 63 |
| Figure 4.1 : représentation d'un signal harmonique..... | 67 |
| Figure 4.2 : représentation d'un signal non harmonique et ses harmoniques..... | 68 |

| | |
|--|----|
| Figure 4.3 : représentation d'un signal aléatoire..... | 68 |
| Figure 4.4 : Phénomène de résonance..... | 69 |
| Figure 4.5 : accéléromètre piézoélectrique | 71 |
| Figure 4.6 : schéma de principe d'un analyseur FFT..... | 73 |
| Figure 4.7: les moyens de mesure des vibrations (système SCHENCK)..... | 74 |
| Figure 4.8 : Accéléromètre AS-065..... | 75 |
| Figure 4.9 : Analyseur VIBROTEST 60..... | 75 |
| Figure 4.10: VIBROEXPERT CM 400..... | 76 |
| Figure 4.11: Représentation des points de mesure..... | 77 |
| Figure 4.12: Niveau globale des vibrations sur tous les points de mesure pour Pal 1Ha..... | 78 |
| Figure 4.13 : le spectre vibratoire des paliers pal 1-1Ha et pal 1-1Hb..... | 79 |
| Figure 4.14 : le spectre vibratoire des paliers pal 1Ha et pal 1Hb..... | 80 |
| Figure 4.15 : spectre vibratoire de pal 2Ha..... | 80 |
| Figure 4.16 : le spectre vibratoire des paliers pal 1-1Ha..... | 81 |
| Figure 4.17 : le spectre vibratoire des paliers pal 1-1Hb..... | 82 |
| Figure 4.18 : spectre vibratoire de pal1-Hb..... | 82 |
| Figure 4.19 : le spectre vibratoire des paliers pal2-Ha..... | 82 |
| Figure 4.20 : spectre vibratoire de pal 2Ax..... | 83 |
| Figure 5.1 : diagramme d'isolation..... | 88 |
| Figure 5.2 : mettre en place d'isolateurs sur la pompe..... | 89 |
| Figure 5.2 : la patine Inox SURSOL..... | 90 |
| Figure 5.3 : le modèle du filtre proposé..... | 92 |
| Figure 5.4 : la protection de l'arbre tout entier..... | 93 |

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau 1.1 : Reconnaissance des Défauts..... | 20 |
| Tableau 1.2 : défaut des roulements..... | 25 |
| Tableau 2.1 : nomenclature des différents organes de la pompe..... | 30 |
| Tableau 2.2 : les caractéristiques technique et conditions de fonctionnement de la pompe.... | 30 |
| Tableau 2.3 : nomenclature des organes de l'unité de pompage..... | 32 |
| Tableau 3.1 : Caractéristique technique l'acier inoxydable 316L..... | 57 |
| Tableau 4.1 : types de montage de l'accéléromètre..... | 72 |
| Tableau 4.2 : Caractéristique technique du capteur..... | 75 |
| Tableau 3.2 : les fréquences propres de l'arbre..... | 56 |
| Tableau 5.1 : caractéristiques de l'isolateur..... | 87 |
| Tableau 5.2 : dimensions de l'isolateur..... | 87 |
| Tableau 5.3 : les fréquences propres après modification..... | 89 |

Nomenclature

Qv : débit.

Hta : la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration.

Hir : la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement.

Pu : puissance utile.

Pa : puissance absorbée.

NPSH : Conditions d'aspiration.

frot : fréquence de rotation.

T : L'énergie cinétique.

U : l'énergie de déformation.

δW : le travail virtuel des forces extérieures.

qi : les coordonnées généralisées indépendantes.

R (O,x,y,z) : Le repère galiléen.

Ri (G,xi,yi,zi) : le repère lié à une section droite du rotor.

Ψ,θ,ϕ : Les rotations autour des trois axes sont respectivement.

ωR/R0 : Vecteur rotation instantanée.

I0 : tenseur d'inertie.

ε : déformation en flexion.

εl : Déformation linéaire.

E : Module de Young.

X(kΔf) : est la transformée de Fourier discrète rapide.

te : est la période d'échantillonnage du signal temporel.

n : est le numéro de l'échantillon.

k : est le numéro de la ligne fréquentielle.

Δf : est l'intervalle entre deux raies fréquentielles.

N : est le nombre d'échantillons prélevés.

τ : le volume de l'arbre.

SOMMAIRE

| | |
|--|-----|
| Dédicaces..... | i |
| Remerciements | ii |
| Liste des figures..... | iii |
| Liste des tableaux | vi |
| Nomenclature..... | vii |
| Introduction generale..... | 1 |
| Présentation de la centrale | 3 |
| 1. Introduction | 3 |
| 1.1. Description technique de la centrale | 4 |
| 1.1.1. Station de filtrage et de pompage d'eau de mer..... | 4 |
| 1.1.2. Déminéralisation | 4 |
| 1.1.3. Electro-chloration..... | 4 |
| 1.1.4. Dessalement de l'eau de mer | 4 |
| 1.1.5. Générateur de vapeur | 5 |
| 1.1.6. Turbine à vapeur et condenseur | 5 |
| 1.1.7. Alternateur..... | 5 |
| 1.1.8. Auxiliaires électriques..... | 5 |
| 1.1.9. Salle de commande centralisée | 6 |
| 1.1.10. Transformateur principal d'évacuation de l'énergie | 6 |
| 1.3. Principe de fonctionnement de la centrale..... | 6 |
| 1.4. Organigrammes de la Centrale Thermique | 8 |
| 1.4.1. Direction de l'unité centrale de CAP-DJINET | 8 |
| 1.4.2. Division Maintenance | 8 |
| CHAPITRE 1..... | 9 |
| 1. Introduction | 10 |
| 2. Technologie des pompes | 10 |
| 2.1. Les types de pompes | 10 |
| 2.1.1- Selon l'emplacement de la pompe par rapport à l'eau pompée..... | 10 |
| a. La pompe à aspiration..... | 10 |
| b. La pompe à refoulement | 10 |
| 2.1.2. Selon leur principe de fonctionnement..... | 11 |
| 2.1.2.1 Les pompes volumétriques..... | 11 |

SOMMAIRE

| | |
|---|----|
| 2.1.2.2. Les pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes)..... | 11 |
| 2.1.2.2.1. Pompes centrifuges | 12 |
| 2.1.2.2.2. Pompes hélico centrifuges..... | 12 |
| 2.1.2.2.3. Pompes hélice..... | 13 |
| 2.2. Avantages et inconvénients des turbopompes : | 14 |
| 2.3. Le principe de fonctionnement des turbopompes : | 15 |
| 2.4. Caractéristiques générales des pompes | 15 |
| 2.5. Comparaisons entre les pompes volumétriques et centrifuges | 18 |
| 3-1- reconnaissance des principales anomalies | 19 |
| 3.2. Principaux défauts dans les machines tournantes : | 20 |
| 3.2.2. Défaut d'alignement - flexion du rotor | 21 |
| 3.2.3. Défaut de paliers lisses | 22 |
| 3.2.4. Défaut lié au phénomène de cavitation | 23 |
| 3.2.5. Défauts des roulements | 23 |
| 3.2.6. Défaut lié au phénomène de turbulence | 24 |
| 3.2.7. Défaut lié à l'usure | 25 |
| 4.Conclusion..... | 25 |
| | |
| CHAPITRE 2..... | 26 |
| Introduction | 27 |
| 1.Pompe WE..... | 27 |
| 1.1. Description de la pompe | 27 |
| 1.2. Définition la pompe (eau de mer WE)..... | 28 |
| 1.3. Fonctionnement de la pompe WE..... | 30 |
| 1.3.1. Aspiration | 30 |
| 1.3.2. Refoulement | 30 |
| 1.5. Avantages et inconvénients..... | 31 |
| 2. Etude des pannes | 32 |
| 3. Conclusion..... | 35 |
| | |
| Partie II : Approche utilisée..... | 36 |
| | |
| CHAPITRE 3..... | 37 |
| Introduction | 38 |
| 1. Modélisation du rotor | 38 |

SOMMAIRE

| | |
|--|----|
| 1.1. Le disque..... | 39 |
| 1.2. L'arbre | 40 |
| 1.3. Paliers..... | 43 |
| 1.4. Le balourd | 44 |
| 2. Modélisation du rotor par éléments finis | 45 |
| 2.1. Disque | 46 |
| 2.2. Arbre | 46 |
| 2.3. Paliers..... | 49 |
| 2.4. Balourd..... | 50 |
| SIMULATION NUMERIQUE DU ROTOR | 51 |
| 3. Modèle géométrique | 52 |
| 4. Model élément fini | 52 |
| 5. Résultats et discussions | 56 |
| 5.1. Les fréquences propres du rotor..... | 56 |
| 5.2. Les déformés modales | 56 |
| 6.Conclusion | 62 |
| CHAPITRE 4..... | 63 |
| 1. Introduction | 64 |
| 2. Généralités sur les vibrations..... | 64 |
| 2.1. Définition théorique d'une vibration | 64 |
| 2.2. Signaux | 65 |
| 3. Méthodes d'analyse vibratoire..... | 67 |
| 3.1. Méthodes temporelles | 67 |
| 3.2. Méthodes fréquentielles | 68 |
| 3.2.1. Les moyens d'analyse | 69 |
| 3.2.2. Capteurs de vibrations..... | 69 |
| 3.2.3. Montage de l'accéléromètre | 70 |
| 3.2.4. Capteurs de référence de phase | 70 |
| 3.2.5. Les collecteurs des signaux | 70 |
| 3.2.6. Les analyseurs de spectres..... | 71 |
| 4. Etude de la pompe we de station de pompage de l'eau de mer de la centrale thermique de cap-djinet | 72 |
| 4.1. Introduction..... | 72 |
| 4.2. Description du matériel utilisé..... | 72 |
| 4.2.1. Modes de fonctionnement | 74 |
| 4.2.2. Choix des points de mesure..... | 75 |

SOMMAIRE

| | |
|--|----|
| 5. Surveillance de la pompe WE | 76 |
| 5.1. Analyse des niveaux globale..... | 76 |
| 5.2. Analyse spectrale | 77 |
| 5.2.1. Analyse des résultats | 81 |
| 6. Conclusion | 82 |
| | |
| CHAPITRE 5..... | 83 |
| Introduction | 84 |
| 1. Les problèmes trouvés | 84 |
| 2. Les recommandations et remèdes | 85 |
| 2.1. Solution à partir des résultats scientifiques : | 85 |
| 2.1.2. Isolateurs des vibrations | 85 |
| 2.1.2. Changement des fréquences propres | 88 |
| 2.2. Solutions technologiques préconisées | 90 |
| 2.2.1. Mettre des filtres..... | 90 |
| 2.2.2. La protection des paliers | 90 |
| 3. Conclusion | 93 |
| | |
| <i>CONCLUSION GENERALE</i> | 94 |
| | |
| REFERENCE | 95 |
| BIBLIOGRAPHIQUE..... | 95 |
| ANNEXE..... | 98 |

INTRODUCTION GENERALE

Les machines tournantes telles que les pompes, les turbines (ou turbomachines) et les compresseurs sont depuis de nombreuses années des éléments indispensables pour l'industrie moderne. Les progrès effectués dans la conception et la fabrication permettent aujourd'hui d'augmenter à la fois les performances et le rendement des machines en les faisant fonctionner dans des gammes de vitesse de rotation de plus en plus élevées. Cependant, les efforts générés, de plus en plus importants, sollicitent fortement le comportement dynamique global de la machine et les amplitudes vibratoires deviennent souvent trop élevées pour que la structure puisse les supporter. Pour cela, l'amplitude de déformation de l'arbre doit être maîtrisée et ses fréquences de résonance connues afin d'éviter qu'une trop grande vibration engendre une diminution de rendement, un bruit trop important. Dans le cas où cette vibration persiste, elle entraîne une instabilité et à l'endommagement du système à savoir : la rupture par fatigue, l'endommagement des paliers, frottement rotor/stator. L'étude de la dynamique des machines tournantes est donc plus que jamais d'actualité.

L'étude des vibrations jouent un grand rôle dans la conception, la fiabilité et la connaissance des contraintes dynamiques qui agissent sur ces machines.

Notre projet d'ingénieur s'intéresse à un cas pratique de la centrale thermique de CAP-DJINET. Le problème en question est la rupture fréquente d'arbres des pompes de pompage de la centrale électrique. En effet, la pompe de type WE de la station de pompage de l'eau de mer a connu des arrêts répétés qui perturbent le fonctionnement de la centrale qui assure l'alimentation en eau de dessalement de la centrale. C'est pourquoi il est important d'assurer le bon fonctionnement de cette unité. Dans le cadre de notre projet, on projette d'identifier les causes des pannes et de proposer des solutions pratiques.

L'approche développée est constituée de trois parties :

- i) Une étude statistique des pannes d'arbres des pompes.**
- ii) Une modélisation par éléments finis pour une analyse dynamique de l'arbre.**
- iii) Une analyse vibratoire des signaux recueillis à partir des accéléromètres placés sur les paliers.**

Le manuscrit du projet est divisé en deux parties essentielles. En sus d'une introduction et d'une présentation de la centrale, la première partie est composée de deux chapitres. La deuxième partie est composée de trois chapitres.

Dans ce qui suit, on présente la description des chapitres composant le manuscrit. Une introduction définissant la problématique du problème étudié, et d'une description détaillée de la centrale électrique de CAP DJINET. Au premier chapitre, on présente une description des technologies des pompes, les principaux défauts qui se manifestent dans ces dernières ainsi que leurs fréquences d'apparition par rapport à la fréquence de rotation de l'arbre. Le deuxième chapitre comprend une description générale de la pompe et ses caractéristiques techniques suivi d'une étude historique des pannes avec leurs coûts estimatifs. Une comparaison entre deux pompes de la station depuis 2002 jusqu'au 2015 est aussi présentée.

Les chapitres 3, 4, et 5 décrivent l'approche utilisée pour la détection de l'origine des pannes. Au chapitre 3, un modèle mathématique pour le calcul des énergies cinétiques et potentielles, puis l'utilisation du formalisme de Lagrange permet d'obtenir les équations de mouvements en dérivant les énergies cinétiques et potentiel de chaque élément du rotor est présenté. Au même chapitre, la modélisation du rotor en éléments finis du model 3D sous SolidWorks ainsi qu'une analyse modale sur ANSYS-Workbench pour le calcul des fréquence propres et modes propres, est présentée. Le chapitre quatre porte sur l'analyse vibratoire où les méthodes utilisées pour le diagnostic des machines tournantes, les moyens d'analyse tel que les collecteurs des données et les analyseurs des spectres sont présentés. Une étude de cas sur la pompe WE de la centrale thermique pour comprendre et détecter les origines des défauts est aussi présentée.

L'analyse des résultats trouvés avec l'identification des causes des problèmes qui se manifestent dans la pompe sont présentés au chapitre 5. On termine le manuscrit par des conclusions et des recommandations.

Présentation de la centrale

1. Introduction

La centrale thermoélectrique de CAP-DJINET dont la construction a été décidée en vue de renforcer l'alimentation en énergie électrique du pays. Elle est composée de quatre (04) groupes, d'une puissance unitaire de 176 MW aux bornes de l'alternateur, comprenant des installations communes :

- Station de pompage d'eau de mer.
- Poste de détente gaz naturel
- Poste fuel.
- Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer.
- Station d'électro-chloration.
- Salle de compresseurs d'air comprimé de travail et de régulation.

Chaque groupe comprend :

- Générateur de vapeur.
- Turbine à vapeur.
- Condenseur.
- Alternateur.
- Auxiliaires électriques.
- Salle de commande centralisée.
- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie.
- Dessalement de l'eau de mer.

L'ensemble de ces édifices est reparti sur une superficie de 35 hectares [1], Située au bord de la mer à l'est d'Alger proche de la ville de CAP-DJINET, dans la Wilaya de Boumerdes.

L'entrée en production et le couplage des quatre groupes, sur le réseau électrique national, s'est déroulé comme suite :

- GROUPE 1 Décembre 1985.
- GROUPE 2 Avril 1986.
- GROUPE 3 Septembre 1986.
- GROUPE 4 Décembre 1986.
-

Totalisant une capacité installée de 704 MW, la puissance fournie au réseau est de 672MW. La consommation totale des auxiliaires des (04) groupes et des auxiliaires communs est d'environ 32MW [1].

1.1. Description technique de la centrale

1.1.1. Station de filtrage et de pompage d'eau de mer

a. L'apport de l'eau de mer

L'apport de l'eau de mer s'effectue grâce à trois (03) canalisations indépendantes de 3 m de diamètre chacune, dont la prise est située à 900 m au large [1].

b. Filtration de l'eau de mer

La filtration d'eau de mer s'effectue en deux étapes :

- **La première filtration** : s'effectue au niveau des grilles à grappins pour stopper et récupérer les gros déchets et organismes arrivant avec l'eau de mer, tels que : Moules, oursins... etc.

- **La deuxième filtration** : s'effectue au niveau des tambours filtrants pour la récupération des organismes des petites tailles, qui n'ont pas pu être stoppés par les grilles à grappins.

c. Pompage d'eau de mer

Le pompage s'effectue dans des réservoirs situés après la station de filtrage, par trois groupes de pompes différentes, pour les besoins de la centrale :

- Pompes d'alimentation en eau de mer de refroidissement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour les unités de dessalement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour la station d'électro-chloration.

1.1.2. Déminéralisation

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m³/h chacune parachèvent le traitement d'eau avant son utilisation dans le cycle. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux réservoirs de 1500 m³ chacun.

1.1.3. Electro-chloration

La chloration de l'eau de mer permet de préserver l'équipement traversé par l'eau de mer contre la prolifération d'organismes marins. Elle se fait par l'injection de l'hypochlorite de sodium, la production est assurée par une station d'électro-chloration (par électrolyse de l'eau de mer d'une capacité de 150kg/h de chlore actif).

1.1.4. Dessalement de l'eau de mer

Il y a quatre (04) unités de dessalement de 500 m³/jour, chacune assure la production d'eau pour le générateur à vapeur des groupes turbo-alternateur de la centrale. La procédure utilisée et qui est la plus répandue, est la distillation multi flash ou l'eau se vaporise brutalement (FLASH).

Après plusieurs flashes successifs la vapeur condensée (eau pure) est récupérée et stockée dans deux (02) réservoirs de 2700 m³ chacun.

1.1.5. Générateur de vapeur

Ce générateur de vapeur est du type à circulation naturelle avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffe a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter les turbines.

- Consommation gaz naturel : 40 m³ /h.
- Consommation gas-oil (fuel) :42 m³ /h.
- Capacité de vaporisation : 530 t/h.
- Pression sortie surchauffeurs : 154 bars.
- Température vapeur surchauffée : 540°C
- Pression sortie resurchauffeurs : 34 à 37 bars.
- Température vapeur resurchauffée : 540°C.
- Température eau d'alimentation : 246°C.

1.1.6. Turbine à vapeur et condenseur

Les turbines sont à condensation et à soutirage, elles sont composées de trois corps : Haute pression(HP), moyenne pression(MP) et base pression(BP). Chaque turbine entraine un alternateur d'une puissance de 220 M VA, après détente dans la turbine, la vapeur vient se refroidir dans le condenseur [1].

Le condenseur à simple parcours, est exploitable moitié par moitié. Le débit d'eau de mer nécessaire à la réfrigération de chaque condenseur est de 25.000 m³/h.

1.1.7. Alternateur

- Tension nominale : 15,5 KV.
- Puissance apparente : 220 MVA.
- Puissance active : 176 MW.
- Régulation de tension automatique.
- Poids du stator complet : 198 tonnes.
- Poids du rotor seul : 36,7 tonnes.

Ces alternateurs sont à refroidissement à l'hydrogène en circuit fermé, l'hydrogène étant lui-même refroidis à l'eau déminéralisée.

1.1.8. Auxiliaires électriques

Les auxiliaires électriques se situent à l'intérieur de deux bâtiments à Cinq (5) niveaux situés entre deux chaudières, on trouve :

- Niveau 5,15M : Salle de câble.
- Niveau 8,35M : Tableaux MT BT.
- Niveau 11,65M : Salle de câble.
- Niveau 14.75M : Batteries, redresseurs et salle électrique.
- Niveau 18,65M : Salle de commande.

1.1.9. Salle de commande centralisée

Les quatre groupes de production d'électricité sont contrôlés et réglés, chacun à partir d'un pupitre dans une salle de commande climatisée et insonorisée. Il existe deux salles de commande et chacune comprend :

- Deux pupitres de conduite et de signalisation des alarmes électroniques.
- Deux tableaux verticaux où sont rassemblés, les organes de commande et les appareils d'enregistrement.
- Un tableau synoptique, qui schématise les auxiliaires électriques et les tableaux relatifs au service communs.
- Un équipement de supervision d'analyse d'incidents.

1.1.10. Transformateur principal d'évacuation de l'énergie

Chaque tranche évacue par l'intermédiaire d'un transformateur et d'un avant-poste l'énergie à la tension de 120 KV de Boudouaou situé à 45Km de la centrale.

Chaque alternateur est raccordé, par des gaines à barre à un transformateur élévateur (15,5KV— 22KV) d'une puissance de 220 MVA à travers un disjoncteur compteur. Les transformateurs élévateurs ont un poids de 140 tonnes (sans les radiateurs) et leur réfrigération est assurée par une circulation forcée d'huile, laquelle est elle-même refroidie par l'air [1].

1.3. Principe de fonctionnement de la centrale

Dans une centrale thermique à vapeur la production de l'énergie électrique comporte trois phases :

- La transformation de l'énergie chimique du combustible en énergie calorifique de la vapeur dans la chaudière.
- La transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique par la turbine.
- Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique par l'alternateur.

La centrale thermique de CAP-DJINET fonctionne avec circuit fermé de circulation d'eau et de vapeur (Figure 0.1), ce circuit commence dans le condenseur où la pompe d'extraction assure le transfert de l'eau jusqu'à la bêche alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs basses pression (débit nominale d'une pompe 414 m³/h). Les pompes alimentaires servent à alimenter la chaudière par l'eau à partir de la bêche alimentaire (débit de 3 x 261,6 m³/h), passant par les réchauffeurs de moyenne et de haute pression ainsi que l'économiseur. L'eau arrive d'abord à son ballon de chaudière, par gravité il descend dans les tubes d'écrans où il sera chauffée par des huit brûleurs à température plus élevée, l'eau chaude monte dans les tubes jusqu'à l'évaporation, la vapeur est surchauffée par les trois surchauffeurs et attaque le premier corps haute pression de la turbine à température 540°C et pression de 160 bar, la vapeur récupère à la sortie (après la détente à 200°C et 47 bar de pression), la chaudière augmentée la température de la vapeur avec les resurchauffeurs jusqu'à 540°C et attaque les deux corps moyenne et basses pression.

Le condenseur récupère la vapeur à la sortie de corps basse pression de la turbine et refroidir jusqu'à la température ambiante.

Un autre circuit est présent pour le refroidissement du condenseur c'est le circuit d'eau de mer, il est composé d'une pompe d'extraction qui aspire l'eau filtre en grande quantité et le refoule dans le condenseur pour refroidir ce dernier et sa course en retournant vers la mer.

Pour assurer le fonctionnement normal de circuit de vapeur il faut que la quantité d'eau dessaler dans le circuit est bien définir, mais à cause des pertes pendant chaque intervention de maintenance au niveau des pompes, pour récupérer cette perte il faut que la pompe **d'alimentation** de la station de dessalement soit toujours disponible [1].

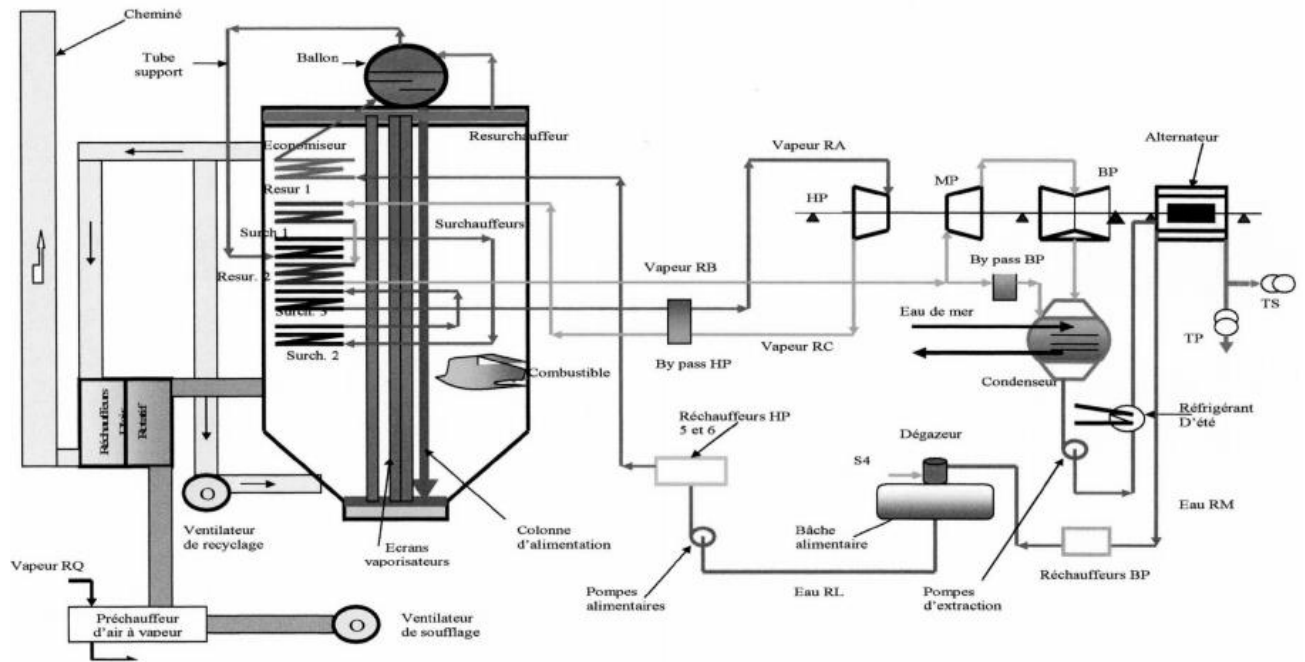


Figure 0.1 : Schéma synoptique d'une tranche thermique.

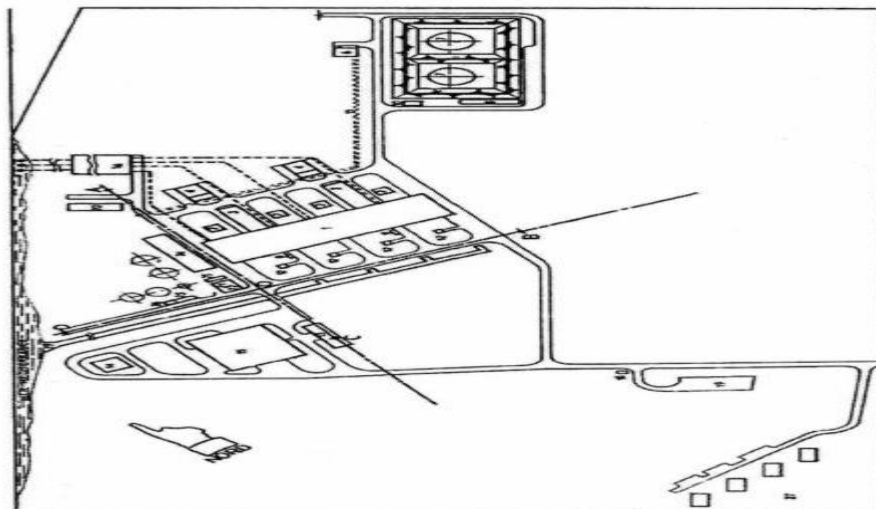


Figure 0-2 : Plan de masse de la centrale thermique de CAP-DJINET. [1]

1.4. Organigrammes de la Centrale Thermique

1.4.1. Direction de l'unité centrale de CAP-DJINET



Figure 0.3 : direction de l'unité

1.4.2. Division Maintenance



Figure 0.4 : division de maintenance

CHAPITRE 1

GENERALITES ET TECHNOLOGIE DES POMPES

1. Introduction

Dans une centrale thermique à vapeur, la production du couple moteur par la turbine est obtenue par la valeur provenant de la chaudière. En principe la chaudière est une génératrice qui permet de transformer l'eau de l'état liquide (l'eau de pompage) à l'état vapeur saturé, par conséquent la présence d'une pompe pour alimenter la centrale en eau est primordiale, voir même obligatoire.

Une station de pompage est constituée principalement par une ou plusieurs pompes, qui constituent l'élément essentiel, sur lequel tout va se greffer. Il est évident donc que les éléments d'une station de pompage sont déterminés en fonction de la mission pour laquelle elle est étudiée et que la conception de la station est très variable suivant des paramètres tels que liquide véhiculé, site ou climat.

Le premier choix est donc celui de la pompe : volumétrique ou centrifuge et leur moteur d'entraînement, leur robinetterie, l'alimentation électrique, les dispositifs de nettoyage du liquide avant pompage, les tuyauteries internes à la station, l'ensemble des systèmes de commande et de contrôle et l'ensemble des moyens de maintenances [2].

2. Technologie des pompes

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements [3].

2.1. Les types de pompes

Les pompes à eau sont habituellement classées selon l'emplacement physique de la pompe par rapport à l'eau pompée, et selon leur principe de fonctionnement

2.1.1- Selon l'emplacement de la pompe par rapport à l'eau pompée

a. La pompe à aspiration

Les pompes à aspiration sont donc toujours installées à une hauteur inférieure à celle-ci. Ces pompes doivent également être amorcées, c'est-à-dire que la section en amont de la pompe doit être remplie d'eau pour amorcer l'aspiration d'eau [3].

b. La pompe à refoulement

Les pompes à refoulement sont immergées dans l'eau et leur moteur immergé avec la pompe (pompe monobloc), ou le moteur en surface, la transmission de puissance se fait alors par un long arbre reliant la pompe au moteur. Dans les deux cas, une conduite de refoulement après la pompe permet des élévations de plusieurs dizaines de mètre, selon la puissance du moteur [3].

2.1.2. Selon leur principe de fonctionnement

Les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales :

- **Pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes) :** Le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge.
- **Les pompes volumétriques :** l'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.

2.1.2.1 Les pompes volumétriques

On distingue généralement :

- Les pompes volumétriques rotatives
- Les pompes volumétriques alternatives

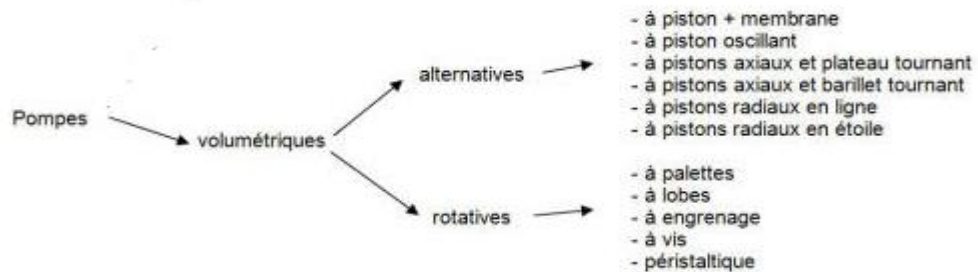


Figure 1.1 : Forme de la roue des turbopompes [3].

2.1.2.2. Les pompes hydrodynamiques (Turbo- pompes)

Dans les turbopompes une roue (rotor), munie d'aubes ou d'ailettes, animée d'un mouvement de rotation (arbre moteur), fournit au fluide l'énergie cinétique dont une partie est transformée en pression, par réduction de vitesse dans un organe appelé récupérateur (stator). La force motrice d'entraînement de l'arbre peut provenir d'un moteur thermique, d'un moteur électrique. Les turbopompes sont distinguées suivant la forme de la roue.

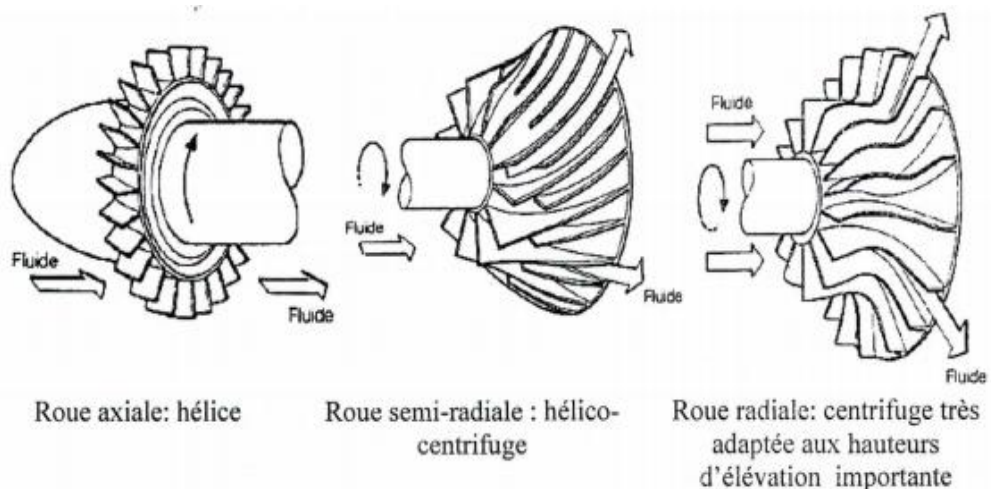


Figure 1.2 : Forme de la roue des turbopompes [3].

2.1.2.2.1. Pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide arrivant est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute.

Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant et ainsi de limiter les pertes d'énergie (Figure 1.3).

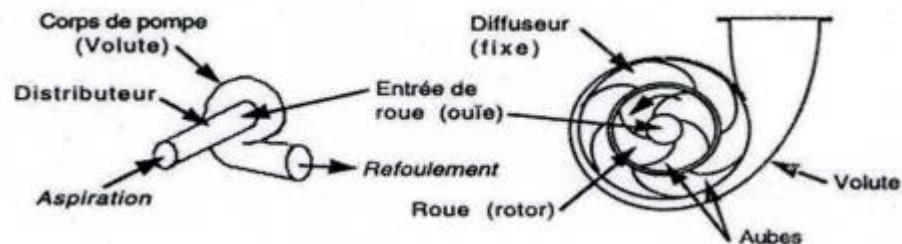


Figure 1.3 : Pompes centrifuge [3].

2.1.2.2.2. Pompes hélico centrifuges

Ce type de pompe à un impulseur qui intermédiaire entre les deux types extrêmes, centrifuge et à hélice, le mouvement imprimé au liquide est donc à la fois centrifuge et axial.

Un conduit d'amenée du fluide vers le premier impulseur porte le repère (1). Les impulseurs (repère (2)) diffèrent sensiblement de l'impulser d'un étage.

L'écoulement sortant de l'impulseur ne se situe plus dans un plan perpendiculaire à l'axe, mais pour une surface de courant donnée sur un de l'étage. Lorsque Ns croît pour tendre vers la valeur de celle des pompes hélices, l'angle du cône se ferme et l'écoulement tendre vers la l'écoulement cylindrique des pompes hélices. L'impulseur d'une pompe hélico centrifuge est un organe totalement tridimensionnel dont la définition se fait ordinairement par vois numérique. Sa représentation graphique est difficile et ne permet pas de donner une image claire de l'objet.

Les redresseurs (repère (9)) jouent à la fois le rôle de diffuseur et celui de canal de retour. Ils transforment en pression statique une part importante de l'énergie cinétique sortant de l'impulseur, ramènent l'écoulement vers le centre pour alimenter l'étage suivant, et annulent la composant tangentielle de l'écoulement.

Un diffuseur conique (repère (8)) a pour rôle de ralentir l'écoulement avant le coude de sortie et d'assurer une récupération partielle de l'énergie cinétique restante.

Un coude terminale (repère (13)) délivre le fluide pompé et est traversé par l'arbre de la machine [4].

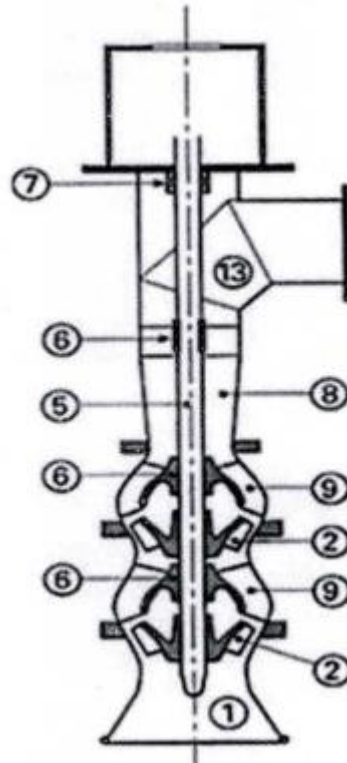


Figure 1.4 : Pompe hélico centrifuge [4].

2.1.2.2.3. Pompes hélice

Dans ce type de pompe, le fluide est animé d'un mouvement parallèle à l'axe de la pompe, qui lui est communiqué par un impulsor en forme d'hélice, la conversion partielle de l'énergie en pression se fait par l'intermédiaire d'un diffuseur à aubes ou par une augmentation de la section de passage.

Comme pour la pompe hélico centrifuge, on trouve (figure 1.5)

- Un conduit d'amenée du fluide vers l'impulseur (repère (1))
- L'impulseur (repère (2))
- Le redresseur (repère (9))
- Un diffuseur conique (repère (8))
- Le coude de sortie (repère (13))

Il n'y a pas de dispositif d'étanchéité interne, car l'impulseur axial de la pompe hélice est un impulsor ouvert, c'est-à-dire dont l'extrémité des aubes est libre. L'impulseur de la pompe hélice est profondément différent de celui de la pompe hélico centrifuge.

Considéré globalement, cet impulsor est totalement tridimensionnel, cependant il est constitué d'un empilage de sections individuelles qui, elles, sont bidimensionnelles et faciles à représenter [4].

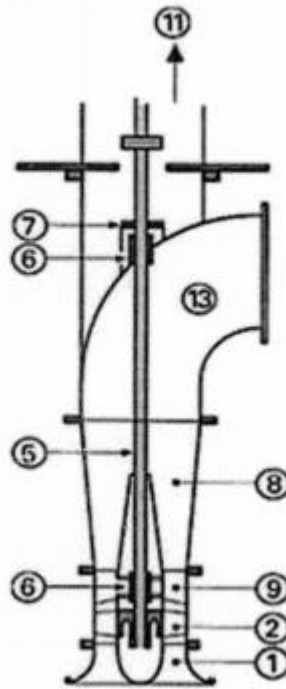


Figure 1.5 : Pompe hélice verticale.

2.2. Avantages et inconvénients des turbopompes :

a. Du côté des avantages :

Ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- A caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques »
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...

b. Du côté des inconvénients :

- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar)
- Elles ne sont pas auto-amorçantes
- A l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir ...)

2.3. Le principe de fonctionnement des turbopompes :

- **Aspiration**

La pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage

- **Accélération**

La rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation. Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.

- **Refolement**

Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression [5].

2.4. Caractéristiques générales des pompes

a. Le débit

Le débit Q_v fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m^3/h).

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad (1.1)$$

b. Hauteur manométrique

On appelle **Hauteur manométrique H** d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. La hauteur manométrique de la pompe est :

$$H = H_{ta} - H_{tr} \quad (1.2)$$

H_{ta} : la charge totale du fluide a l'orifice d'aspiration

H_{tr} : la charge totale du fluide a l'orifice de refolement

La hauteur varie avec le débit est représentée par la courbe caractéristique $H = f(Q_v)$ de la pompe considérée

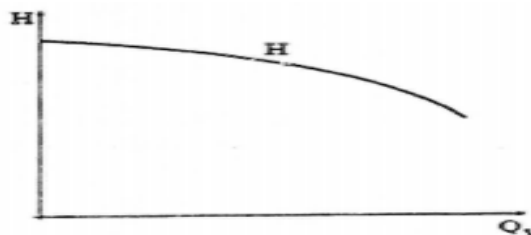


Figure 1.6 : La courbe caractéristique $H=f(Q_v)$.

c. Rendement

Le rendement **R** d'une pompe est le rapport de la puissance utile **Pu** (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompe à la puissance absorbée **Pa** par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

$$P_u = Q_v \rho g H \quad (1.3)$$

Le rendement **R** est donné par :

$$R = \frac{P_u}{P_a} \quad (1.4)$$

Avec :

- Q_v : Le débit volume du fluide (m^3/s)
- ρ : Masse volumique (kg/m^3)
- H : La hauteur manométrique de la pompe (m)
- P_u : La puissance utile (W)
- P_a : La puissance absorbée (W)

d. Conditions d'aspiration — NPSH

Les possibilités pour une pompe de fonctionner à l'aspiration sort d'une grande importance quand la hauteur géométrique d'aspiration est importante, mais aussi quand le liquide est volatil, ou à température élevée, ou stocké sous vide, etc....

Le critère de faisabilité est le **N.P.S.H.**, sigle de « **Net Positive Suction Head** » qui sert à définir la pression nécessaire à l'entrée de la roue pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire pour maintenir en tout point de la pompe une pression supérieure à la pression de vapeur saturante P_{vs} , de façon à éviter tout risque de cavitation. L'expression **N.P.S.H.** peut être traduite par « **CHARGE POSITIVE NETTE A L'ASPIRATION** ».

Le constructeur donne la courbe du **N.P.S.H.** pour la pompe, il s'agit du « **N.P.S.H. requis** ».

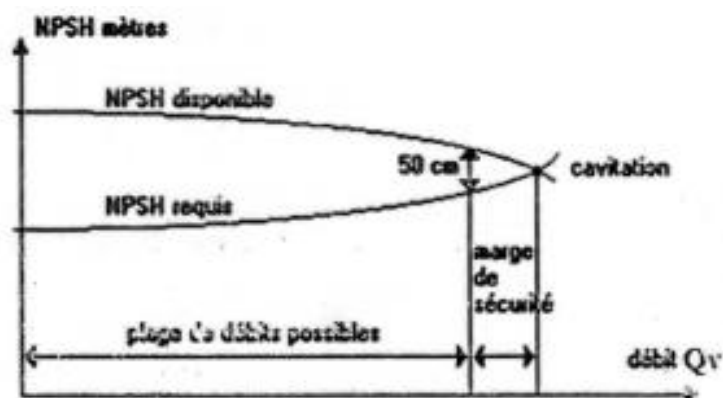


Figure 1.7 : La courbe de $NPSH=f(Q_v)$ [5].

Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le liquide lors de son accélération à l'entrée de la roue. Quantitativement, le NPSH requis est le supplément minimal

de pression qu'il faut ajouter à la pression de vapeur saturante au niveau de l'entrée de la pompe, pour que la pression à l'intérieur de celle-ci ne puisse être en aucun point inférieure à P_{vs} .

En d'autres termes, la pompe ne fonctionne correctement que si la pression totale l'entrée P_T (E) est supérieure à la somme $P_{vs} + NPSH$ requis :

$$NPSH \text{ requis} < P_T (E) - P_{vs}$$

Ou encore :

$$NPSH \text{ requis} < NPSH \text{ disponible}$$

Si la valeur du NPSH requis n'est pas atteinte, des phénomènes d'abord de dégazage, puis de vaporisation partielle du liquide, vont apparaître à l'intérieur de la pompe, avec pour conséquences une chute de pression dans toute l'installation et la dégradation de la roue causée par la présence de bulles [5].

e. La Cavitation

Il s'agit d'un défaut d'écoulement d'un fluide qui se produit quand la pression, à l'intérieur de la pompe, baisse à un niveau égal à celle de la vapeur saturante du fluide véhiculé. Il y a formation de bulles de gaz qui, en implosant, excitent un grand nombre de modes de structure (Figure 1.8). La cavitation est causée par un débit d'aspiration insuffisant et se manifeste par un bruit caractéristique identique à celui que provoquerait le passage de graviers dans le corps de la pompe [6].

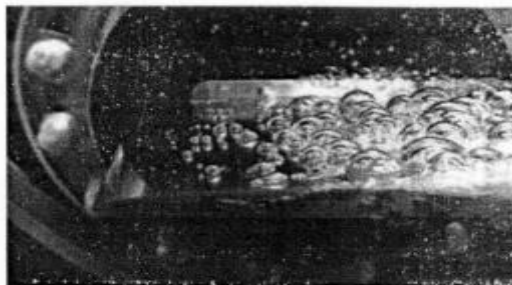


Figure 1.8 : Bulles de cavitation sur un profil d'aile

- Erosion de cavitation

Lorsque certaines conditions de fonctionnement de la pompe sont réunies, comme, par exemple :

- Marche à régime partiel
- Pompage à très grande hauteur [$H > 100$ m]
- Pression de service à l'aspiration faible
- Nature du liquide véhiculé et du matériau constitutif de la roue, etc...

Les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue : C'est le phénomène d'érosion par cavitation (figure 1.9).

Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être évité, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des groupes de pompage.



Figure 1.9 : Erosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge [5].

2.5. Comparaisons entre les pompes volumétriques et centrifuges

Pour de petites Hm et de faibles débits journaliers ($H_m \times Q < 25 \text{ m}^4$), les pompes à main peuvent s'avérer plus intéressantes. On utilisera alors un seau pour pomper l'eau.

L'utilisation de pompes mécaniques sur cette plage d'utilisation se limitera principalement aux pompes volumétriques de faible puissance.

L'utilisation de pompes mécaniques sur cette plage d'utilisation se limitera principalement aux pompes volumétriques de faible puissance. Pour de faibles débits et une puissance disponible variable (par exemple, couplage éolien), d'une pompe volumétrique permet un débit plus constant.

Pour une Hm moyenne, comprise entre 10 et 50 mètres, la pompe immergée centrifuge est généralement la plus efficace.

Mais son rendement est très étroitement lié à la Hm et son dimensionnement est critique.

Pour les Hm supérieures à 35 mètres et de faibles débits journaliers ($< 20 \text{ m}^3$), la pompe volumétrique sera la plus utilisée, surtout si une forte variation du rabattement de la nappe (donc de la Hm) est constatée [7].

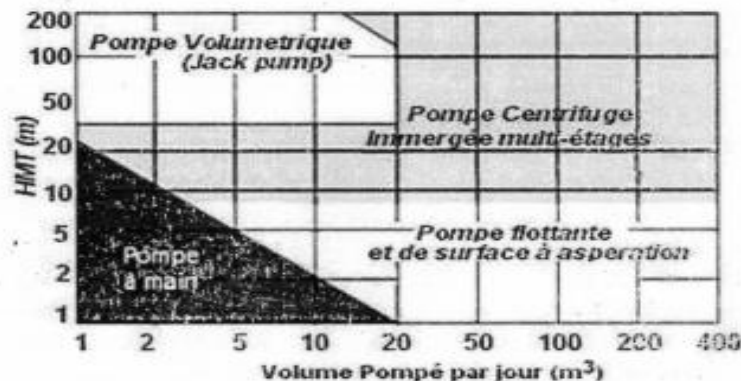


Figure 1.10 : volume pompé par jour (m^3)

3. les principaux défauts dans les pompes

Les défauts vibratoires des machines tournantes sont tellement complexes, qu'il est très difficile de faire un diagnostic sans connaître les symptômes vibratoires associés à chaque

défaut (images vibratoires induites par ces défauts). Ainsi, pour maîtriser les pannes, il faut savoir les identifier et mesurer leur incidence. IL convient ensuite de les analyser et rechercher sur un effet constate, la cause initiale d'une défaillance ...

3-1- reconnaissance des principales anomalies

-Tableau 1.1 : Reconnaissance des Défauts [7].

| Type d'anomalie | Vibration | | Remarques |
|------------------------------|-----------------------------------|-------------------|---|
| | Fréquence | Direction | |
| Tourbillon d'huile | De 0.42 à $0.48 \times f_{rot}$ | Radiale | Uniquement sur paliers lisses Hydrodynamique à grande vitesse |
| Balourd | $1 \times f_{rot}$ | Radiale | Amplitude proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur 2 mesures orthogonales |
| Défaut de fixation | $1, 2, 3, 4 \times f_{rot}$ | Radiale | Aucun déphasage sur 2 mesures orthogonales |
| Défaut d'alignement | $2 \times f_{rot}$ | Axiale et radiale | Vibration axiale est en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire |
| Excitation électrique | $1, 2, 3, 4 \times 50 \text{ Hz}$ | Axiale et radiale | Vibration disparaît dès coupure de l'alimentation |
| Vitesse critique de rotation | Fréquence critique du rotor | Radiale | Vibration apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite |
| Courroie en mauvais état | $1, 2, 3, 4 \times f_p$ | Radiale | |
| Excitation hydrodynamique | Fréquence de passage des aubes | Radiale et axiale | |
| Détérioration de roulement | Hautes fréquences | Radiale et axiale | Ondes de choc dues aux écaillages. Aide possible par «détection d'enveloppe » |

f_{rot} : fréquence de rotation.

f_p : fréquence de passage de la courroie.

3.2. Principaux défauts dans les machines tournantes :

3.2.1. Déséquilibre - Défaut de balourd

Le problème le plus souvent rencontré dans le domaine de fabrication des rotors des machines tournantes, est qu'on ne peut obtenir une concentricité parfaite des centres de gravité de chaque élément constitutif du rotor.

Car des erreurs inévitables peuvent se produire lors de l'usinage, l'assemblage et du montage de ce dernier.

La conséquence de ce phénomène, est l'apparition de forces centrifuges qui déforment le rotor. Ainsi qui induise une altération mécanique et thermique [7].

3.2.1.1. Différents types de balourd

a. Balourd statique

Dans le cas de balourd statique les deux paliers supportant le rotor vont subir en même temps l'effort centrifuge du au déséquilibre. Il n'y aura donc aucun déphasage entre les mesures prises au même point, sur les deux paliers.

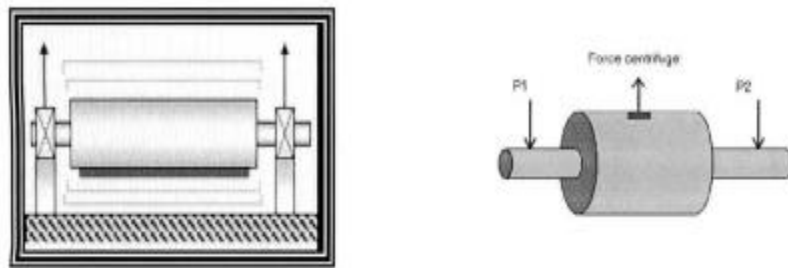


Figure 1.11 : balourd statique

b. Balourd de couple

Dans le cas de balourd de couple les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts centrifuges de façon alternée.

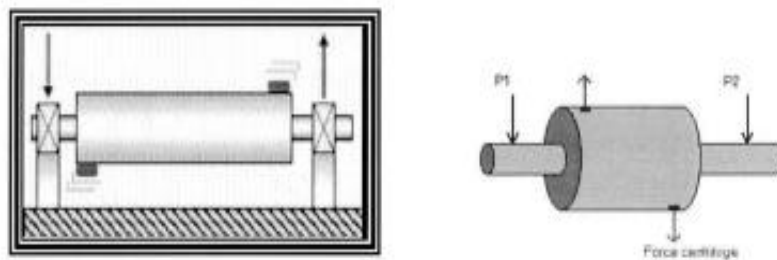


Figure 1.12 : balourd de couple

c. Balourd dynamique

C'est une combinaison des deux premiers, il correspond au cas réel le plus fréquent.

3.2.1.2. Représentation spectrale d'un balourd

Pour toute machine, il existe donc un déséquilibre résiduel (normal ou anormal) qui va se traduire sur le spectre vibratoire par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante la fréquence de rotation de rotor.

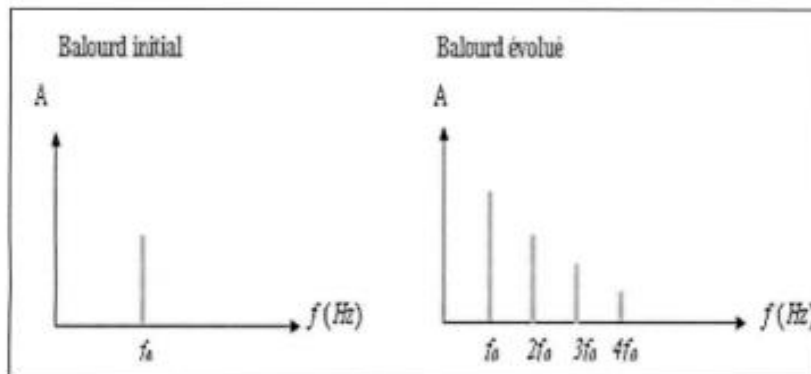


Figure 1.13 : Image vibratoire d'un défaut de balourd

3.2.2. Défaut d'alignement - flexion du rotor

Parmi les principales causes de détérioration des machines on peut citer le défaut d'alignement, car il engendre des efforts importants au niveau des paliers et des accouplements.

3.2.2.1. Les types de défauts d'alignements :

Deux types de défauts d'alignements sont donc rencontrés : L'alignement angulaire et L'alignement parallèle.

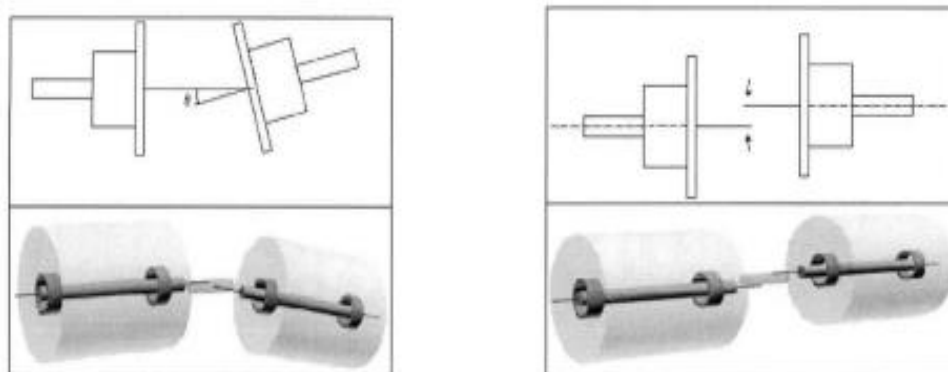


Figure 1.14 : Désalignement

3.2.2.1. Représentation spectrale :

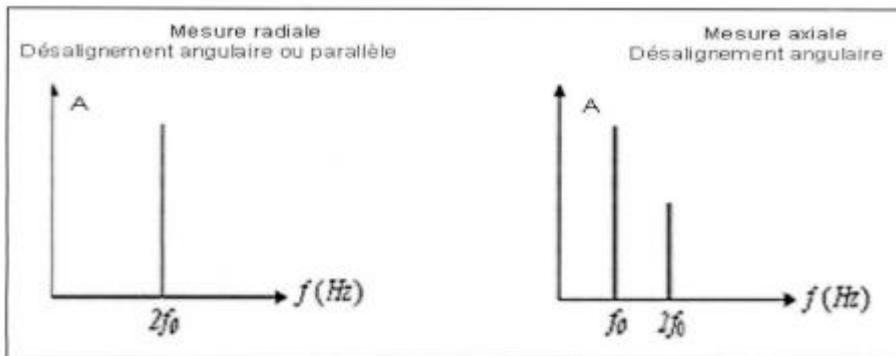


Figure 1.15 : image vibratoire d'un défaut

3.2.3. Défaut de paliers lisses

Dans un palier hydrodynamique, l'arbre est porté par un film d'huile sous pression. Sous l'effet de la rotation, l'axe de l'arbre prend une position d'équilibre. Par rapport à l'axe du palier, cette position est définie d'une part, par la distance entre les axes (de l'arbre et de palier) et d'autre part, par l'angle d'attitude (angle forme par la droite qui relie les centres et par la direction de la charge) [8].

La position d'équilibre est donnée par :

- Le poids du rotor.
- La force liée à la pression et des caractéristiques de l'huile.
- La charge de la machine.
- La vitesse de rotation.

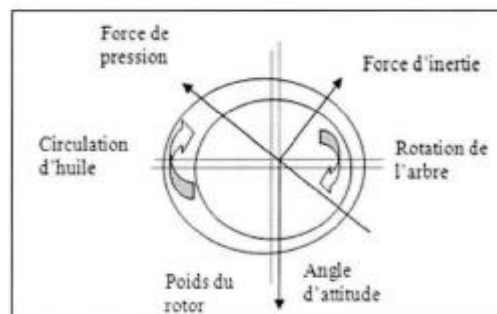


Figure 1.16 : Les contraintes sur un palier lisse.

Il s'agit des défauts de type :

•Tourbillon d'huile

Se produit à une fréquence dépendante de la vitesse de l'huile dans le palier, de 0.42 à 0.48 fois la fréquence de rotation de l'arbre.

•Fouettement d'huile

Lorsque la fréquence de précession dépendante de la vitesse de l'huile (0.42 à 0.48 fois la fréquence de rotation) coïncide ou supérieure à la fréquence critique de l'arbre. Ce dernier défaut est extrêmement grave peut entraîner des dégradations rapides et catastrophiques pour la machine.

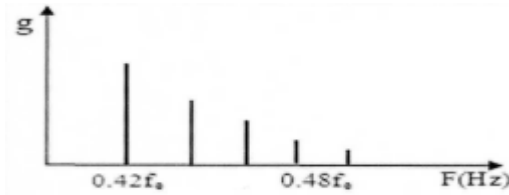


Figure 1.17 : Image vibratoire d'un fouetttement d'huile.

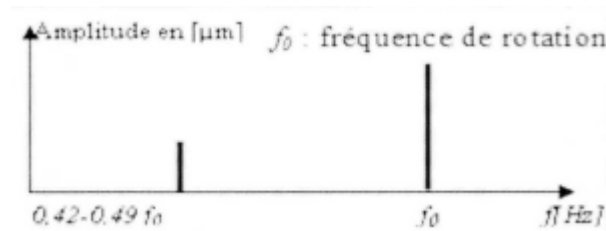


Figure 1.18 : Image vibratoire d'un tourbillon d'huile.

3.2.4. Défaut lié au phénomène de cavitation

Le phénomène de la cavitation présente dans les écoulements de liquide par la formation de petites bulles d'air dues à une baisse de pression trop brusque. La cavitation a un bruit caractéristique : on entend une série de chocs comme si des pierres passaient à travers la Pompe, la cavitation provoque à long terme une érosion sur les aubes des pompes [9].

Sur le spectre, la cavitation présente un bruit de large bande parfois superposée à la fréquence de passage des aubes pouvant s'étaler de 2 000 à 10 000 Hz.

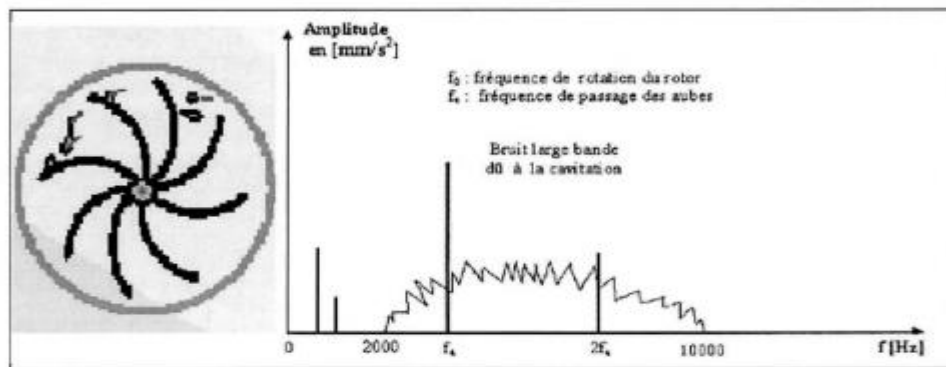


Figure 1.19 : Défaut et image vibratoire du phénomène de cavitation

3.2.5. Défauts des roulements

Les roulements sont une des parties les plus sollicitées des machines et une cause de panne fréquente. Le tableau suivant représente les défauts des roulements.

-**Tableau 1.2** : défaut des roulements

| Les causes | Les conséquences |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Défaut de lubrification • Chocs et sur charges • Phénomènes de corrosion • Phénomène des particules dures | <ul style="list-style-type: none"> • Usure adhésive grippage • Déformation rupture • Corrosion de contact • Abrasion |

- **Représentation du spectre temporel de défaut des roulements :**

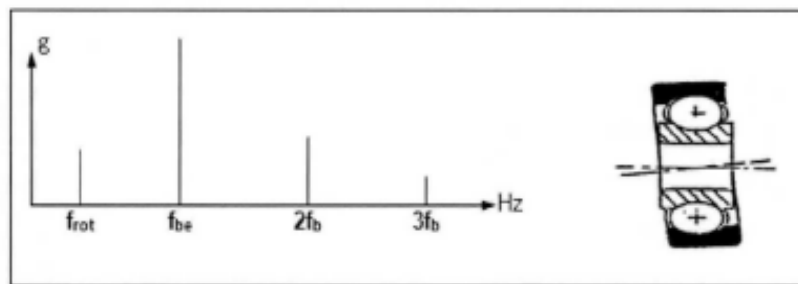


Figure 1.20 : Déversement de bague externe

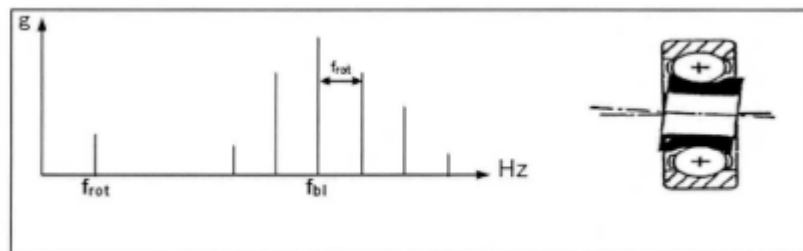


Figure 1.21 : Déversement de bague interne.

3.2.6. Défaut lié au phénomène de turbulence

Des structures apparaissent lorsqu'il y a de pression ou de vitesse du fluide qui traverse la pompe. Ces turbulences génèrent une vibration de type aléatoire de fréquence comprise entre 1 et 50 Hz [9].

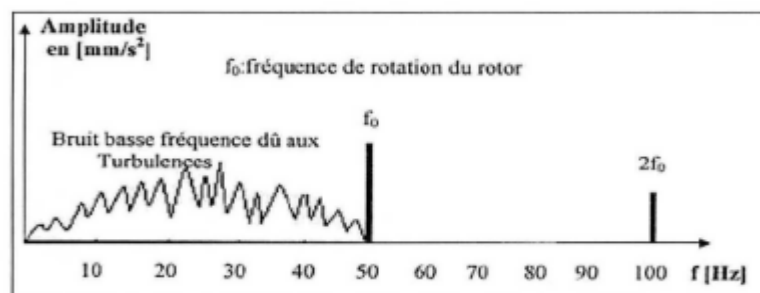


Figure 1.22 : Image vibratoire du phénomène de turbulence.

3.2.7. Défaut lié à l'usure

La détérioration est une autre cause commune de défaut de roulement. Elle est provoquée principalement par la saleté (l'obscénité) et les particules étrangères pénétrant le roulement par le cachetage insatisfaisant ou en raison du lubrifiant souillé. Les particules étrangères abrasives rendent les surfaces de contact rudes (résistant) donnant un aspect mat. La détérioration grave change le profil de la course, change le profil et le diamètre d'élément roulant, et augmente le dégagement ou l'enlèvement du roulement. Le résultat final dans ce cas est une panne complète. La détérioration croissante présente graduellement des erreurs géométriques dans le roulement. Les diamètres non-uniformes des éléments usés de roulement sont la cause des vibrations et des harmoniques de fréquence de cage. Les erreurs géométriques des courses peuvent produire en conséquence des harmoniques multiples à la vitesse de rotation de l'axe.

4. Conclusion

Les compétences d'un expert en surveillance et diagnostic de machines sont essentielles Pour définir les techniques de traitement du signal spécifiques adaptées à chaque type d'installation. Ainsi, la fiabilité du diagnostic repose essentiellement sur une bonne connaissance des défauts. C'est pourquoi la première démarche d'une action de surveillance est de rechercher quels sont les incidents les plus fréquemment rencontrés sur la machine à surveiller, comment ils se manifestent et quelle est leur signature.

CHAPITRE 2
DESCRIPTION ET L'ETUDE HISTORIQUE DES
PANNES DE LA POMPE WE

Introduction

L'alimentation par l'eau de mer des unités de dessalement est assurée par quatre pompes verticales de type turbopompes, le rôle de ces pompes occupe une place stratégique dans le système de production de l'électricité, donc il est essentiel de veiller au bon fonctionnement de ces machines et leur disponibilité aux moments opportuns afin d'assurer une distribution continue en électricité, chose qui n'est pas facile car elles requièrent, entre autres, des ressources humaines compétentes, des unités de contrôle et de maintenance qui doit disposer d'outils et du matériel nécessaires à des interventions efficaces et précises.

1.Pompe WE

1.1. Description de la pompe

D'après la classification des pompes, il s'agit d'une pompe centrifuge à deux étages immergée et suspendue à une tête de commande, par une colonne à plusieurs parties assemblées.

- La tête de commande est composé de :
 1. Un corps de refoulement.
 2. Un palier à roulements de butée.
 3. Une lanterne.
 4. Un moteur électrique.

L'entraînement de la pompe est assuré par un arbre intermédiaire de transmission verticale en plusieurs parties accouplées et guidées par des paliers lisses en PTFE.

- La pompe proprement dite, est composée :
 1. Une cloche d'aspiration.
 2. Deux corps fixes.
 3. Deux impulseurs.
 4. Un arbre principal.

L'arbre est guidé dans la cloche d'aspiration et dans les corps fixes, par des paliers lisses en PTFE, Les parties des paliers de la pompe en contact avec les paliers lisses, sont protégées par des chemises d'usures.

- Pour le coté hydraulique, on aura :
 1. Corps intermédiaires fixes.
 2. Cloche d'aspiration.
 3. Impulseur.
 4. Arbre principal de la pompe.
 5. Crépine ou filtre d'aspiration.



Tête de commande colonne d'eau de refoulement cote hydraulique

Figure 2.1 : différentes parties de la pompe

1.2. Définition la pompe (eau de mer WE)

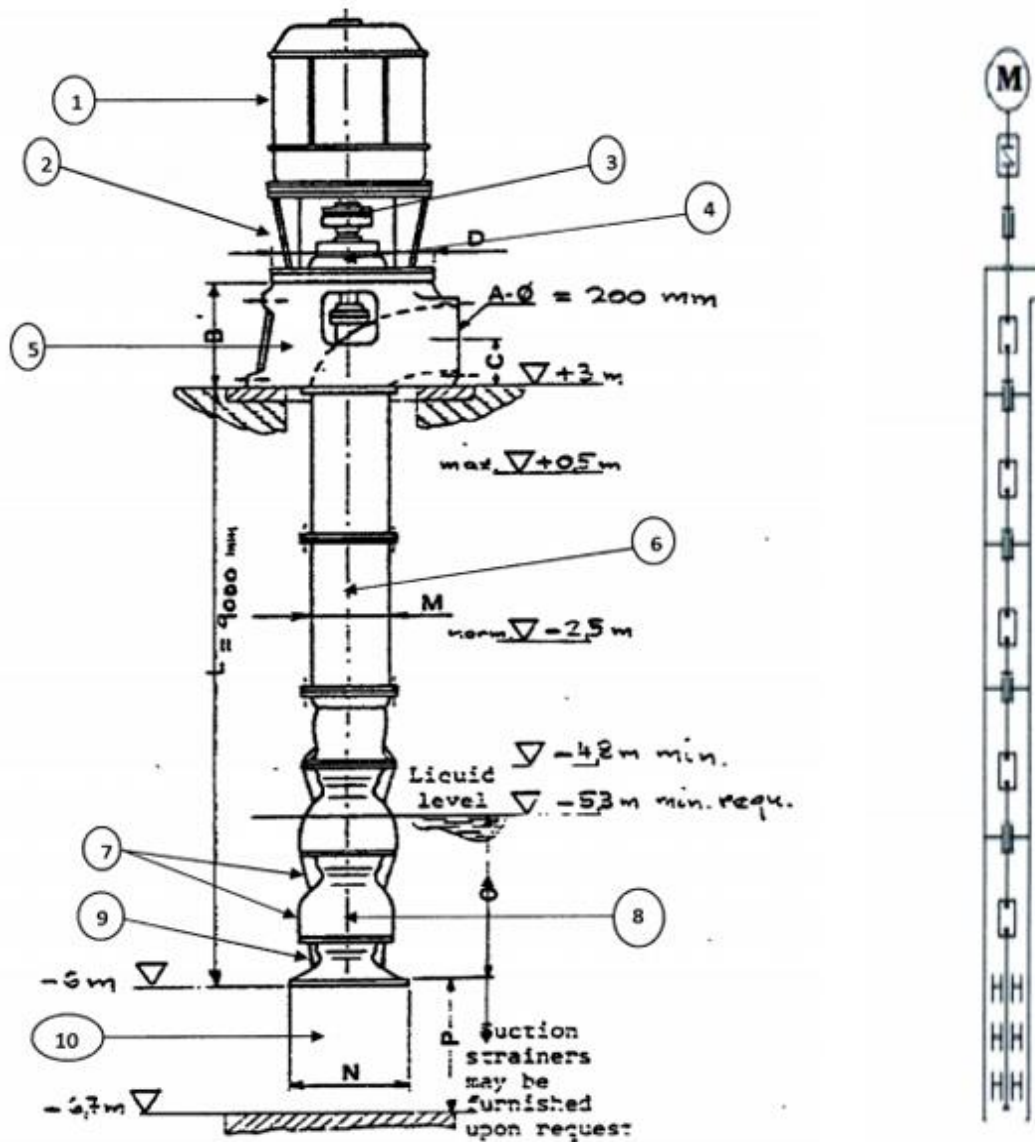


Figure 2.2 : Schéma de pompe de transfert d'eau de mer et sa chaîne cinématique

- **Nomenclature**

Tableau 2.1 : nomenclature des différents organes de la pompe

| Repère | Nombre | Désignation |
|--------|--------|----------------------------------|
| 1 | 1 | Moteur électrique |
| 2 | 1 | Lanterne |
| 3 | 1 | Accouplement |
| 4 | 1 | Palier de butée |
| 5 | 1 | Tête de refoulement |
| 6 | 5 | Arbre de transmission |
| 7 | 2 | Corps intermédiaire fixes |
| 8 | 1 | Arbre principale de pompe |
| 9 | 1 | Cloche d'aspiration |
| 10 | 1 | Crépine (filtre) |

La rangée de pompe se compose d'une extrémité de pompe multi-étages verticalement sur une butée. Suivant les longueurs nécessaires de 9 m, ils se trouvent plusieurs tubes de raccord montés entre la butée et l'extrémité de pompe, y inclus l'arbre de transmission.

La pompe de type WEJ est une pompe submersible verticale (pompe axial) avec un arbre de transmission long, répondant à la profondeur d'entrée. L'entrée de pompe se trouve au sol et la sortie de pompe à la tête de refoulement au-dessous de la butée. L'arbre de transmission est lubrifié par le liquide refoulé. La pompe est équipée d'un impulsor de gavage spécial dit Indicer qui se trouve dans une cloche d'aspiration d'une construction spéciale. Cet impulsor de gavage est toujours employé si l'on demande des valeurs d'aspiration extraordinairement faibles.

- Caractéristique technique de la pompe :

Tableau 2.2 : les caractéristiques technique et conditions de fonctionnement de la pompe

| | |
|-------------------------|-------------------------------|
| Type | 19WEJ2 |
| Nombre impulseur | 02 |
| Liquide | Eau de mer |
| Débit | 289 m³/h |
| Débit minimal | 51.9 m³/h |
| NPSH pompe installation | 3.7 m |
| Vitesse de rotation | 1450 tr/min |
| Rendement | 70 % |
| Hauteur de refoulement | 39 m |
| Puissance nécessaire | 44.8 kW |
| Densité de liquide | 1.26 Kg/dm³ |
| Poids | 1200 Kg |
| Température de liquide | 27°C |

1.3. Fonctionnement de la pompe WE

1.3.1. Aspiration

La pompe est placée en immersion directe dans le puits d'eau de mer et l'aspiration se fait à travers la crépine et la cloche d'aspiration de la partie hydraulique.

1.3.2. Refoulement

La pompe refoule sur un corps de refoulement à partir duquel l'eau est transportée par une conduite d'alimentation DN250-PN3,6 Bar. Cette conduite comprend :

A la sortie du corps de refoulement

- 1) Un clapet de désaéragé.
- 2) Un clapet anti-retour.
- 3) Une vanne motorisée de refoulement.
- 4) Un indicateur de pression d'eau.
- 5) Un filtre autonettoyant.

A l'entrée de l'unité de dessalement

- 6) Un régulateur de débit eau de mer.
- 7) Une vanne de réglage débit.
- 8) Un clapet de rejet.
- 9) Deux indicateurs de pression d'eau

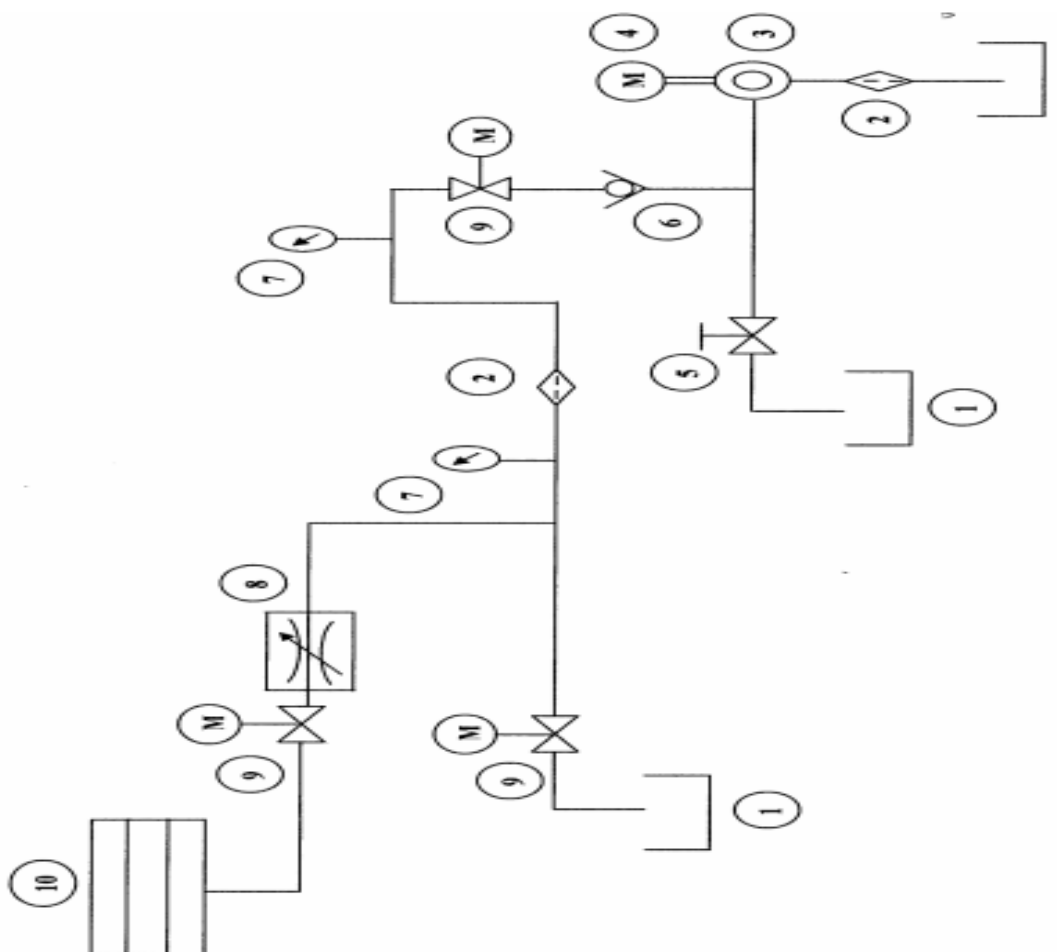


Figure 2.3 : schéma d'aspiration et refoulement de la centrale

• **Nomenclature**

Tableau 2.3 : nomenclature des organes de l'unité de pompage

| Repère | Nombre | Désignation |
|---------------|---------------|----------------------------------|
| 1 | 3 | Réservoir |
| 2 | 2 | Filtre |
| 3 | 1 | Pompe d'eau de mer |
| 4 | 1 | Moteur électrique |
| 5 | 1 | Vanne |
| 6 | 1 | Clapet de non-retour |
| 7 | 2 | Mesure de débit |
| 8 | 1 | Régulateur de débit |
| 9 | 3 | Vanne motorisée |
| 10 | 1 | Evaporateur unité de dessalement |

1.5. Avantages et inconvénients

- **Avantage :**
 - Faible encombrement.
 - Régularité de débit.
 - Simplicité de construction.
 - Aptitude de refouler à des grandes hauteurs.
 - Moins de bruits.
- **Inconvénients :**
 - A faible débit, on une grande hauteur de refoulement, le rendement diminue.
 - Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite.

2. Etude des pannes

En date du 15 Février 2016, nous avons assisté à la Réparation de la pompe suite ou déclenchement du seuil de danger du niveau globale et nous avons constaté que l'usure des coussinets en PTFE était uniforme par rapport au nombre d'heures de fonctionnement, par contre l'usure sur les chemises était beaucoup plus importante par rapport à l'usure normale et non uniforme sur la génératrice de la chemise. Nous avons remarqué aussi la rupture des têtes des accouplements.

La lubrification des paliers de la pompe d'eau de mer est assurée par cette eau pompée et dans lequel il y a du sable et de la matière abrasive, ceci accélère l'usure dû à la présence des grains de sable entre les chemises et les coussinets.

Pendant le suivi de la réparation des différents éléments de la pompe, nous avons relevé :

- Défaut de concentricité sur les arbres et sur les coussinets en PTFE, un mauvais état de la surface des chemises et des coussinets,
- Dégagement insuffisant de sable et de matière abrasive pour les rainures de lubrification des coussinets.

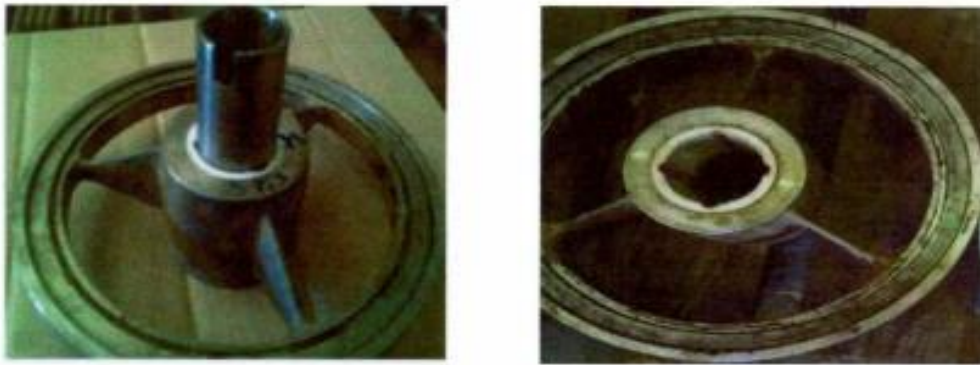


Figure 2.4 : La chemise et le coussinet avant le montage



Figure 2.5 : L'usure des chemises et des coussinets Après le démontage de la pompe

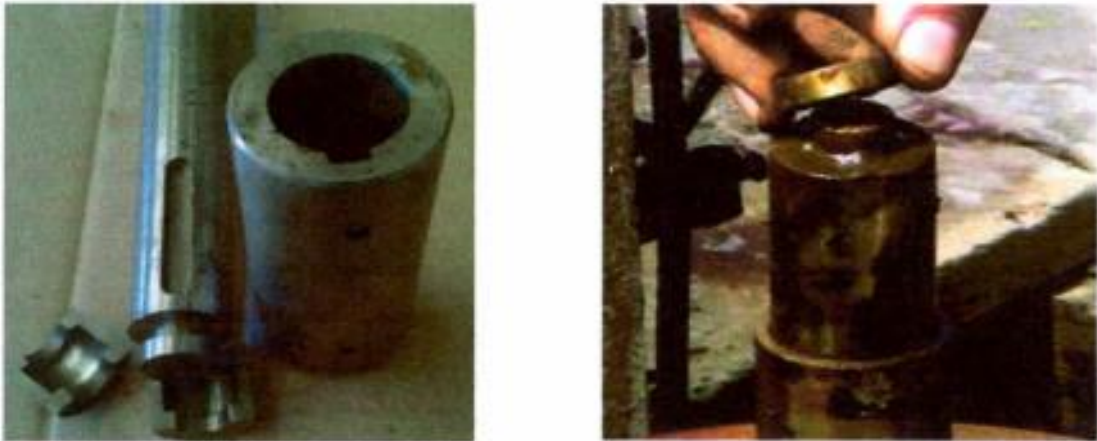


Figure 2.6 : Rupture des accouplements



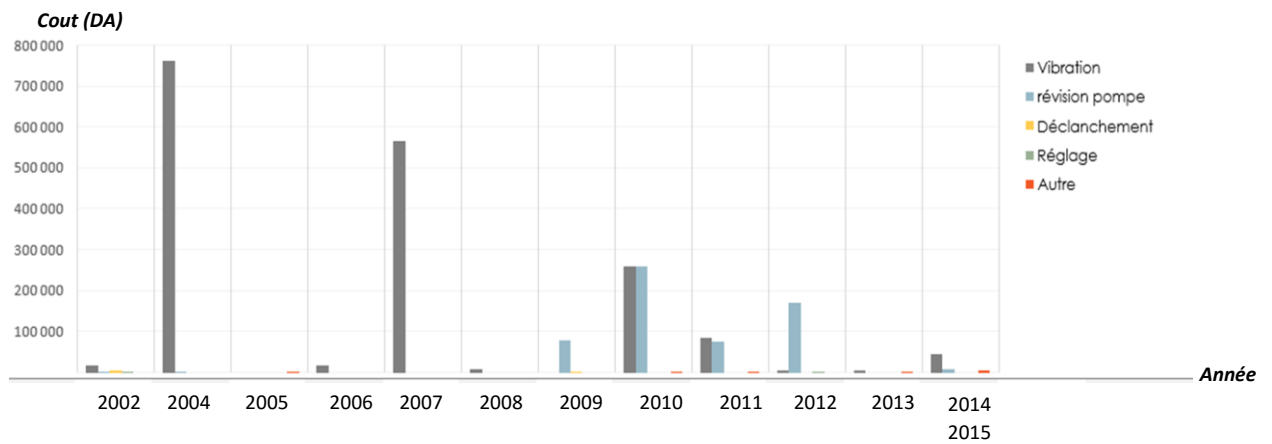
Figure 2.7: Rupture des Logements des paliers

La centrale de CAP-DJINET dispose de quatre pompe WE : N°1, N°2, N°3 et N°4. La présente étude est axée sur les deux pompes fonctionnelles N°3, N°4 car les deux autres sont en panne pendant notre période de stage.

D'après l'historique des interventions sur les pompes fournis par l'entreprise sont causés par les acteurs suivants :

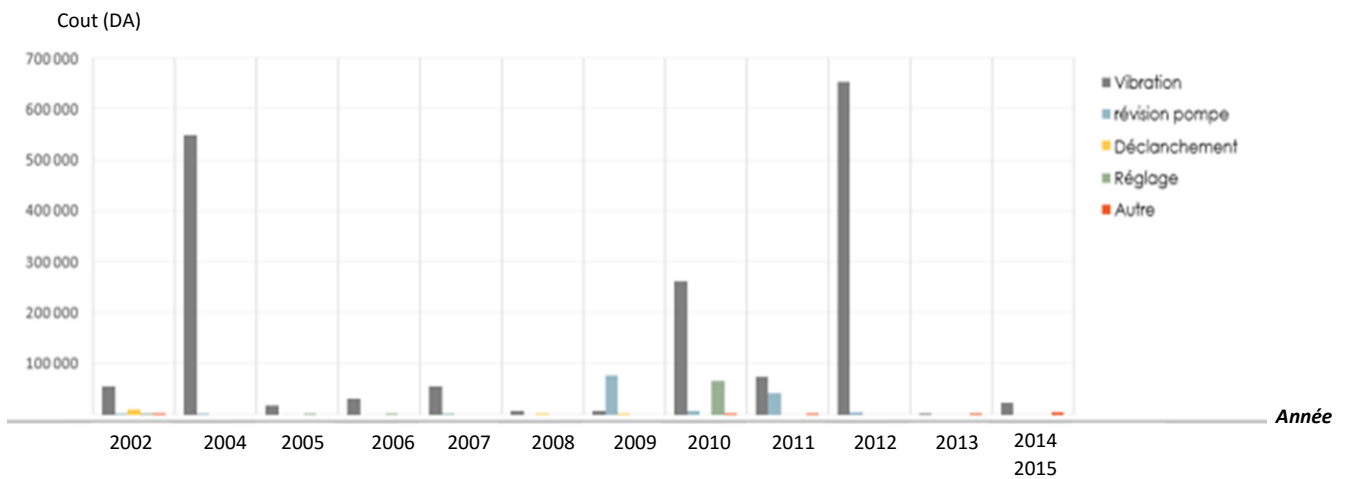
- ✚ Niveaux élevés des vibrations.
- ✚ Révision de la pompe.
- ✚ Déclanchement de la pompe.
- ✚ Réglage de la pompe.
- ✚ Autres problèmes.

Dans les figures suivantes, on a présenté une étude comparative entre le taux de financement pour pallier aux défaillances de la pompe, et la mise en marche de cette dernière. Cette étude a été faite entre l'année 2002 jusqu'au 2015.



Historique des pannes de la pompe N°03

Figure 2.8 : les coûts des interventions sur la pompe 3.



Historique des pannes de la pompe N°04

Figure 2.9 : les coûts des interventions sur la pompe 4

Les deux figures précédentes présentent les coûts de maintenance liés à des causes différentes en fonction des années, le suivi de 2002 jusqu'au 2015 pour les pompes N°03 et N°04 (Voire L'Annexe).

On remarque que les coûts liés aux vibrations sont les plus coûteux par rapport aux autres, la pompe N°03 a connu en 2004 le coût le plus grand près de 800000 DA, puis les coûts baissent en fonction de temps, la pompe N°04 aussi a connu des couts élevés en 2004 et 2012 près de 650000 DA, d'autre part les couts liés aux phénomènes vibratoires sont les plus couteux par rapport aux autres pour tous les années.

En comparant les résultats pour les deux pompes, on peut tirer comme conclusion que les couts liés à des origines vibratoires sont plus important, raison pour laquelle les entreprises donnent beaucoup plus d'importance à l'étude et le suivi des vibrations des équipements.

Notre projet est porté sur ce domaine appliqué aux machines tournantes.

3. Conclusion

Dans ce chapitre on a montré l'importance de la station de pompage de l'eau de mer pour le fonctionnement de la centrale, c'est pourquoi il est important de mettre en place des systèmes de surveillance pour ces équipements afin d'identifier les causes des pannes répétées et ainsi augmenter la durée de vie de service. Une description sur la pompe est présentée ainsi que les pannes les plus courantes. Une étude historique sur les coûts des interventions sur les pompes 3 et 4 pendant la durée allant de 2002 au 2015 est aussi faite.

Partie II : Approche utilisée

Dans la première partie on a posé la problématique et on a montré l'importance de la station de pompage, raison pour laquelle le maintien des pompes en bon état de fonctionnement est indispensable.

Afin d'atteindre cet objectif, une étude pour la détection des causes des problèmes qui provoquent les différentes pannes, en basant sur l'analyse des vibrations est entreprise.

Les majeures origines des vibrations sont divisées en trois parties :

- **Problèmes dus à la conception de la pompe**
- **Problèmes dus au montage**
- **Autres défauts lors de fonctionnement**

Pour les problèmes liés à la conception, on a ignoré leurs effets car le constructeur a bien vérifié cette partie de l'étude,

Pour les problèmes dus au montage, la pompe est bien montée et que SONELGAZ possède les moyens nécessaires pour cela.

On s'intéresse aux problèmes survenus lors du fonctionnement de la pompe. Plusieurs sources ont été constatées telles que, le moteur et les excitations externes, les paliers et la pompe (roues, fluide, etc....).

On procède à une analyse modale pour le calcul des fréquences propres et déformées modales à l'aide d'une modélisation par éléments finis et d'un traitement numérique par le biais du logiciel ANSYS. Une vérification à la résonance de la pompe avec les fréquences d'excitations de la pompe elle-même et avec les fréquences des sources d'excitation dues à l'environnement externe.

Une analyse des signaux enregistrés à partir des accéléromètres placés dans les paliers est effectuée. Une comparaison entre les fréquences des pics les plus élevés avec celles des pannes de la banque de données permet d'identifier la nature des défauts. Sur la base des résultats trouvés, des solutions pour éliminer les causes des vibrations sont proposées.

CHAPITRE 3

MODELISATION EN ELEMENTS FINIS

Introduction

Ce chapitre est composé de deux parties. La première partie a pour but de développer les équations du mouvement afin de prévoir le comportement dynamique d'un rotor dont le support est soumis à un mouvement quelconque connu. Les caractéristiques de chaque élément composant un rotor sont d'abord développées. Un modèle éléments finis est développé dans le souci de traiter des systèmes réels. Les équations du mouvement du rotor sont obtenues par application des équations de Lagrange. La deuxième partie est consacrée à l'analyse des résultats obtenus de la simulation numérique avec le logiciel ANSYS.

1. Modélisation du rotor

Cette partie expose les éléments théoriques utilisés pour obtenir les équations du mouvement d'un système en rotation. Il permet de définir un modèle Éléments Finis à usage général [10].

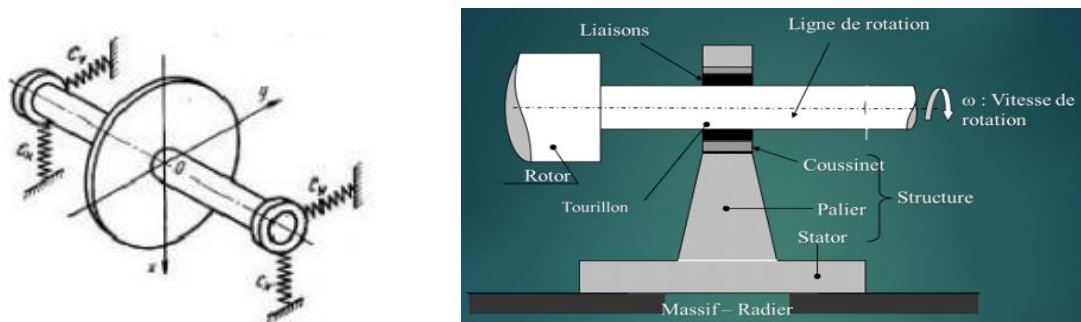


Figure 3.1 : Exemple de Rotor

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, et le disque [11].

L'énergie potentielle est nécessaire pour caractériser l'arbre. Les équations générales du rotor sont obtenues à partir des étapes suivantes :

- L'énergie cinétique T , l'énergie de déformation U sont calculés pour tous les éléments de système.
- Une méthode de discrétisation est choisie : la méthode des éléments finis est adaptée aux applications réelles.
- Les équations de Lagrange sont utilisées pour l'obtention des équations du mouvement.

Soit :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Fq_i \quad (3.1)$$

N ($1 \leq i \leq N$) Représente le nombre de degrés de liberté.

q_i : sont les coordonnées généralisées indépendantes.

Fq_i : est le vecteur forces généralisées.

1.1. Le 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. Le système de coordonnées x, y et z est relié au système de coordonnées X, Y et Z par l'intermédiaire des angles θ_x, θ_y et θ_z . 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 , enfin d'un angle θ_y autour de l'axe de rotation propre du disque y .

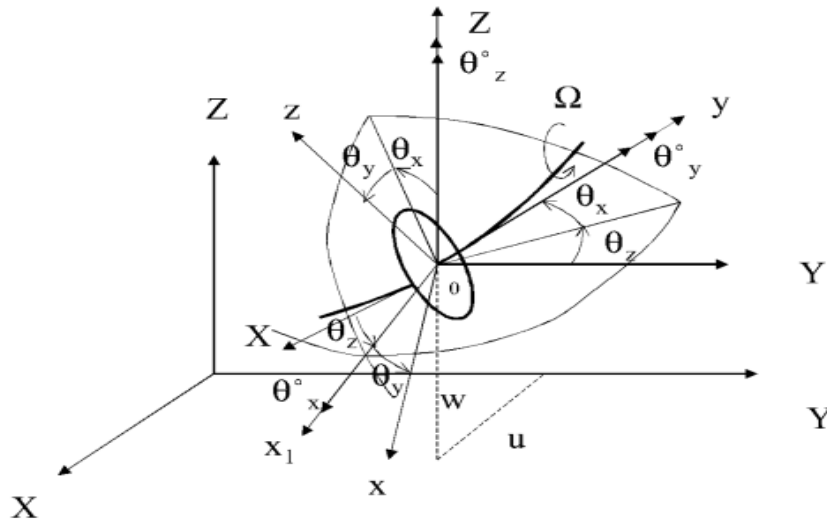


Figure 3.2 : Repère de référence d'un disque monté sur un arbre flexible.

Le vecteur rotation instantanée traduisant la position du repère R s'écrit :

$$\vec{\omega}_{R/R_0} = \dot{\theta}_z \vec{z} + \dot{\theta}_x \vec{x} + \dot{\theta}_y \vec{y} \quad (3.2)$$

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 :

$$\vec{\omega}_{R/R_0} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \sin \theta_y + \dot{\theta}_x \cos \theta_y \\ \dot{\theta}_y + \dot{\theta}_z \sin \theta_x \\ -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \cos \theta_y + \dot{\theta}_x \sin \theta_y \end{bmatrix}_R \quad (3.3)$$

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 ; les coordonnées suivant OY restant constante, et la masse du disque est ma .

Le tenseur d'inertie est noté :

$$I_{/O} = \begin{bmatrix} I_{dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix}_R \quad (3.4)$$

I_{dx} , I_{dy} et I_{dz} sont les moments d'inertie suivant les axes \mathbf{x} , \mathbf{y} et \mathbf{z} .

L'expression générale de l'énergie cinétique du disque T_d s'écrit alors :

$$T_d = \frac{1}{2} m_d (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{dx} \omega_x^2 + I_{dy} \omega_y^2 + I_{dz} \omega_z^2) \quad (3.5)$$

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 $\theta_y = \Omega$, l'équation (3.5) devient

$$T_d = \frac{1}{2} m_d (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{dx} (\dot{\theta}_x^2 + \dot{\theta}_z^2) + \frac{1}{2} I_{dy} (\Omega^2 + 2\Omega \dot{\theta}_x \dot{\theta}_z) \quad (3.6)$$

Le terme $\frac{1}{2} I_{dy} \Omega^2$, qui est constant, n'a pas d'influence. Le dernier terme $I_{dy} \Omega \dot{\theta}_x \dot{\theta}_z$ représente l'effet gyroscopique (Coriolis).

1.2. L'arbre

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

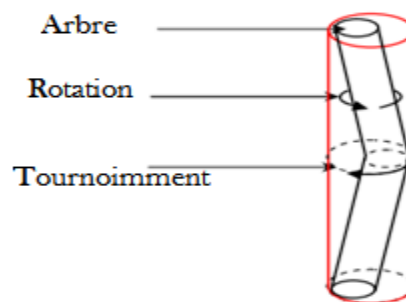


Figure 3.3 : Mouvement de l'arbre : Rotation & tournement

- **L'énergie cinétique**

La formulation générale de l'énergie cinétique de l'arbre est similaire à celle développée pour le disque (équation 3.6). Pour un élément de longueur L , de section droite constante, l'expression de l'énergie cinétique s'écrit :

$$T_a = \frac{1}{2} \int_0^L \left\{ \rho S_a \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 \right] + \rho I_a \left[\left(\frac{\partial \theta_z}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial t} \right)^2 \right] + \Omega J_a \left[\theta_z \frac{\partial \theta_x}{\partial t} - \theta_x \frac{\partial \theta_z}{\partial t} \right] \right\} dy \quad (3.7)$$

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.

La première intégrale de l'équation (3.7) correspond à l'expression de l'énergie cinétique d'une poutre en flexion, la seconde à l'effet d'inertie dû à la rotation et la dernière intégrale représente l'effet gyroscopique.

- **Energie de déformation**

L'énergie de déformation n'est pas affectée par le mouvement du support car elle ne dépend que des contraintes et donc de la déformée de l'arbre par rapport au support. Dans ce calcul, (on néglige les effets de cisaillement). Les notations suivantes utilisées sont montrées sur la figure ci-dessous (**figure 3.4**) :

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, σ et ε représentent la contrainte et la déformation, u^* et w^* sont les déplacements du centre géométrique suivant les axes x et z (dans le repère mobile).

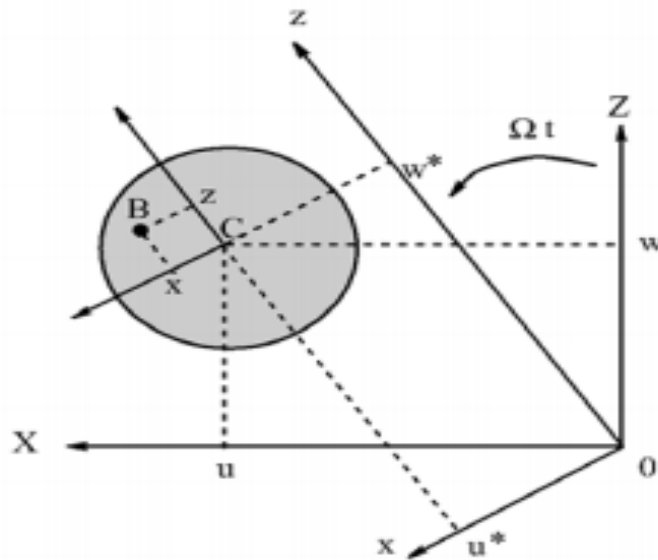


Figure 3.4 : Coordonnées du centre géométrique C et d'un point arbitraire B de la section du rotor

La déformation en flexion d'un point de l'arbre de coordonnées x et z dans R est

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}_l + \boldsymbol{\varepsilon}_{nl} \quad (3.8)$$

Avec :

Déformation linéaire :

$$\varepsilon_1 = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \quad (3.9)$$

Formation non linéaire :

$$\varepsilon_{nl} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 \quad (3.10)$$

L'expression générale de l'énergie de déformation du rotor en flexion est alors

$$U = \frac{1}{2} \int_V \{\varepsilon\}^t [\sigma] d\tau \quad (3.11)$$

Où τ est le volume de l'arbre et σ est la contrainte de flexion.

La relation entre contraintes et déformations est : $\sigma = E\varepsilon$, donc :

$$U = \frac{E}{2} \int_V (\varepsilon_1^2 + 2\varepsilon_1 \varepsilon_{nl} + \varepsilon_{nl}^2) dy \quad (3.12)$$

A cause de la symétrie de l'arbre par rapport aux axes x et y :

$$\int_V \varepsilon_{nl} \varepsilon_1 d\tau = 0 \quad (3.13)$$

Le troisième terme de l'intégrale (3.12) représente l'effet d'une force axiale et n'est pas pris en compte dans cette étude. En utilisant (3.9) :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S \left(-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) dS dy \quad (3.14)$$

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \int_S \left(x^2 \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + z^2 \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + 2xy \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) dS dy \quad (3.15)$$

Par symétrie, le troisième terme de (3.15) est nul et, en introduisant les inerties de section :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L \left(I_z \left(\cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \cos \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (3.16)$$

Pour éviter des termes périodiques, explicitement fonction du temps, compte tenu des propriétés des paliers, il est nécessaire d'exprimer l'énergie de déformation en fonction de u et w composantes du déplacement dans R_0 . Le passage de u^* , w^* à u , w s'écrit

$$\begin{cases} u^* = u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \\ w^* = u \sin \Omega t + w \cos \Omega t \end{cases} \quad (3.17)$$

En remplaçant u^* et w^* par leurs valeurs dans l'équation (3.16) et sachant que pour un arbre symétrique (où $I_x = I_z = I_a$) L'expression de l'énergie potentielle devient :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L I_z (\cos^2 \Omega t + \sin^2 \Omega t) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + (\sin^2 \Omega t + \cos^2 \Omega t) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 dy \quad (3.18)$$

Finalement :

$$U = \frac{E}{2} \int_0^L I_z \left(\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (3.19)$$

1.3. Paliers

Un palier comporte des caractéristiques de raideur et d'amortissement dans les deux plans. Les forces induites par ces paliers sont dues au déplacement de l'arbre (repère R) par rapport au support (repère R_s). Elles ne dépendent donc pas du mouvement du repère R_s par rapport au repère R_0 .

Le travail δW , des forces extérieures agissant sur l'arbre s'écrit sous la forme :

$$\delta W_p = -K_{xx} u \delta u - K_{xz} w \delta u - k_{zz} w \delta w - K_{zx} u \delta w - C_{xx} \dot{u} \delta u - C_{xz} \dot{w} \delta u - C_{zz} \dot{w} \delta w - C_{zx} u \delta \dot{w} \quad (3.20)$$

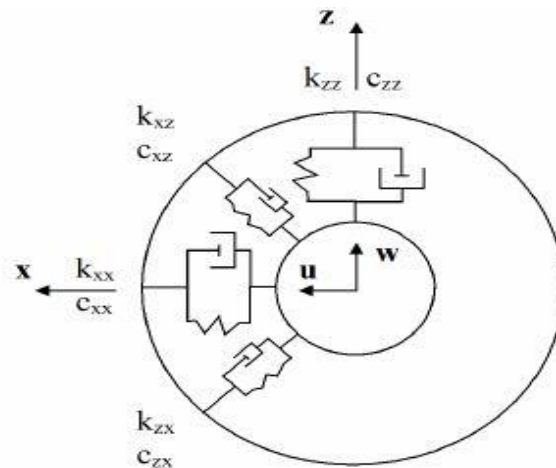


Figure 3.5 : Amortissement et raideur des paliers

Ou sous une forme plus compacte :

$$\delta W_p = F_u \delta u + F_w \delta w \tag{3.21}$$

Où F_u et F_w sont les forces généralisées déterminées à partir des caractéristiques de raideur et d'amortissement des paliers. Donc l'équations (3.21) il vient :

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \tag{3.22}$$

1.4. Le balourd

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

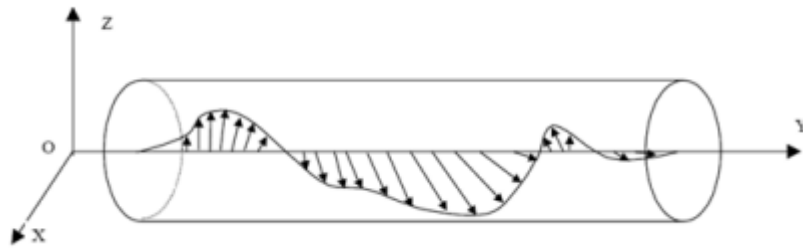


Figure 3.6 : Répartition du balourd sur le rotor

Pour modéliser ce balourd, il est décomposé en masses concentrées situées dans différents plans (Figure 3.7). Ces masses sont supposées avoir le même effet que le balourd continu sur le comportement dynamique du rotor.

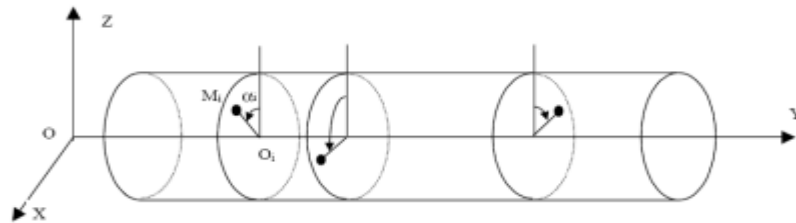


Figure 3.7 : Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor

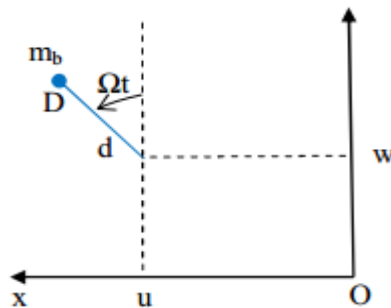


Figure 3.8 : Position du balourd

La vitesse du point D (position du balourd) :

$$V = \frac{d\overline{OD}}{dt} = \begin{bmatrix} \dot{u} + d\Omega \cos(\Omega t) \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega \sin(\Omega t) \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Et son énergie cinétique :

$$T_b = \frac{m_u}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d \dot{u} \cos\Omega t - 2\Omega \dot{w} d \sin\Omega t) \quad (3.24)$$

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

$$T_u = m_u \Omega d (u \cos(\Omega t) - \dot{w} \sin(\Omega t)) \quad (3.25)$$

2. Modélisation du rotor par éléments finis

La méthode des éléments finis, très utilisée pour le calcul des structures complexes, est également efficace en dynamique des rotors. L'effet gyroscopique doit être pris en compte et des méthodes de résolution spécifiques peuvent être avantageusement employées [11].

La Modélisation des machines tournantes est un sujet déjà traité de nombreuses fois. Pour cette étude, le choix s'est porté vers une approche 3D, reposant sur les éléments finis de type poutre de Timoshenko. De par la nature des rotors étudiés, seule la flexion est prise en compte. Chaque nœud est ainsi caractérisé par 4 degrés de liberté : 2 déplacements et 2 rotations [11]

- La structure est discrétisée en éléments de dimensions finies appelés éléments finis qui sont réunis en des points situés sur leur contour appelés points nodaux ou nœuds,
- À partir d'hypothèses raisonnables sur le vecteur déplacement d'un point de l'élément i , on calcule l'énergie cinétique T_i , l'énergie de déformation U_i et la fonction de dissipation de l'élément i en fonction des déplacements des points nodaux,
- Si la structure est composée de N éléments alors, l'énergie totale est la somme des énergies élémentaires des N éléments

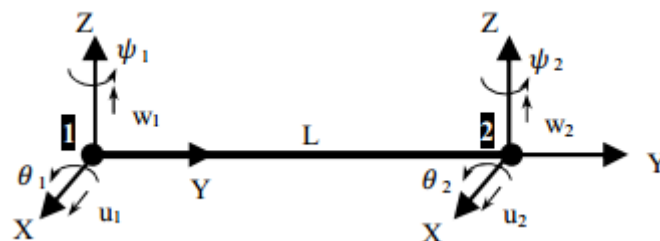


Figure 3.9 : Modèle de poutre en flexion

L'élément sur la (Figure 3.9) représente un élément fini en flexion à deux nœuds et 4 ddl par nœud. Les deux flexions principales dans les deux plans perpendiculaires (y, x) et (y, z) et définies par les deux flèches u et w et les deux pentes θ et ψ respectivement.

Donc, Il est nécessaire de définir les éléments finis permettant de modéliser les rotors : disques, arbres, paliers et de représenter les forces extérieures, en particulier celles dues aux balourds.

2.1. Disque

Chaque nœud possède quatre degrés de liberté : deux déplacements u , w , suivant X et Z , et deux pentes Θ et Ψ autour de X et Z . Le vecteur δ des déplacements nodaux du centre du disque est :

$$\delta = [u, w, \Theta, \Psi]^t$$

L'application des équations de Lagrange donne lieu aux équations suivantes :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \delta} = \begin{bmatrix} M_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{dx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{w} \\ \ddot{\Theta} \\ \ddot{\Psi} \end{bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{dx} \\ 0 & 0 & I_{dz} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \\ \dot{\Theta} \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

La première matrice est la matrice de masse et la seconde est la matrice gyroscopique.

2.2. Arbre

L'arbre est modélisé par des éléments de poutre de section circulaire constante. L'élément fini classique utilisé à 2 nœuds et 4 degrés de liberté par nœud ; les matrices élémentaires ont donc 8 degrés de liberté. Les relations pentes déplacements sont :

$$\Theta = \frac{\partial w}{\partial y} \quad (3.27)$$

$$\Psi = \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.28)$$

Et le vecteur des déplacements nodaux est :

$$\delta = [u_1, w_1, \Theta_1, \Psi_1, u_2, w_2, \Theta_2, \Psi_2]^t$$

De plus, on définit les vecteurs δu , δw tels que

$$\delta u = [u_1, \Psi_1, u_2, \Psi_2]^t$$

$$\delta w = [w_1, \Theta_1, w_2, \Theta_2]^t$$

Et on construit les matrices caractéristiques à partir de :

$$u = N_1(y) \delta u \quad (3.29)$$

$$w = N_2(y) \delta w \quad (3.30)$$

Où $N_1(y)$ et $N_2(y)$ sont les fonctions de forme classiques d'une poutre en flexion :

$$N_1(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; -y + \frac{2y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; \frac{y^2}{L} - \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (3.31)$$

$$N_2(y) = \left[1 - \frac{3y^2}{L^2} + \frac{2y^3}{L^3}; y - \frac{2y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2}; \frac{3y^2}{L^2} - \frac{2y^3}{L^3}; -\frac{y^2}{L} + \frac{y^3}{L^2} \right] \quad (3.32)$$

L'énergie cinétique obtenue est :

$$\begin{aligned} T_a = & \frac{\rho S}{2} \int_0^L \left[\delta \dot{u}^t N_1^t N_1 \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^t N_2^t N_2 \delta \dot{w} \right] dy \\ & + \frac{\rho I}{2} \int_0^L \left[\delta \dot{u}^t \frac{dN_1^t}{dy} \frac{dN_1}{dy} \delta \dot{u} + \delta \dot{w}^t \frac{dN_2^t}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta \dot{w} \right] dy \\ & - 2\rho I \Omega \int_0^L \delta \dot{u}^t \frac{dN_1^t}{dy} \frac{dN_2}{dy} \delta \dot{w} dy + 2\rho I \Omega^2 \end{aligned} \quad (3.33)$$

Et en substituant (3.29) et (3.30) ainsi que leurs dérivées dans (3.33) on aboutit à la forme compacte :

$$\begin{aligned} T_a = & \frac{1}{2} \delta \dot{u}^t M_1 \delta \dot{u} + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^t M_2 \delta \dot{w} + \frac{1}{2} \delta \dot{u}^t M_3 \delta \dot{u} \\ & + \frac{1}{2} \delta \dot{w}^t M_4 \delta \dot{w} + \Omega \delta \dot{u}^t M_5 \delta \dot{w} + \rho I L \Omega^2 \end{aligned} \quad (3.34)$$

Où les matrices M_1 et M_2 sont les matrices classiques de masse, M_3 et M_4 représentent l'effet secondaire d'inertie de rotation de la section par rapport à un diamètre et M_5 l'effet gyroscopique. Le dernier terme qui est une constante a une contribution nulle lors de l'application des équations de Lagrange, alors :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_a}{\partial \dot{\delta}} \right) - \frac{\partial T_a}{\partial \delta} = (M + M_a) \ddot{\delta} + C \dot{\delta} \quad (3.35)$$

Où M et M_a sont déduites respectivement de M_1, M_2 et M_3, M_4 et où C vient de M_5 .

Les matrices sont :

$$C = \frac{\rho I \Omega}{15L} \begin{bmatrix} 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 3L & 0 & 0 & -4L^2 & -3L & 0 & 0 & L^2 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -36 & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 3L & 0 & 0 & L^2 & -3L & 0 & 0 & -4L^2 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

$$M_a = \frac{\rho I}{30L} \begin{bmatrix} 36 & 0 & 0 & -3L & -36 & 0 & 0 & -3L \\ 0 & 36 & 3L & 0 & 0 & -36 & 3L & 0 \\ 0 & 3L & 4L^2 & 0 & 0 & -3L & -L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & 4L^2 & 3L & 0 & 0 & -L^2 \\ -36 & 0 & 0 & 3L & 36 & 0 & 0 & 3L \\ 0 & -36 & -3L & 0 & 0 & 36 & -3L & 0 \\ 0 & 3L & -L^2 & 0 & 0 & -3L & 4L^2 & 0 \\ -3L & 0 & 0 & -L^2 & 3L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

$$M = \frac{\rho S I}{420} \begin{bmatrix} 156 & 0 & 0 & -22L & 54 & 0 & 0 & 13L \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 0 & 54 & -13L & 0 \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 0 \\ -22L & 0 & 0 & 4L^2 & -13L & 0 & 0 & -3L^2 \\ 54 & 0 & 0 & -13L & 156 & 0 & 0 & 22L \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 0 & 156 & -22L & 0 \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 & -22L & 4L^2 & 0 \\ 13L & 0 & 0 & -3L^2 & 22L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

L'énergie de déformation est obtenue à partir de l'expression :

$$U_a = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\delta u^t \frac{d^2 N_1^t}{dy^2} \frac{d^2 N_1}{dy^2} \delta u + \delta w^t \frac{d^2 N_2^t}{dy^2} \frac{d^2 N_2}{dy^2} \delta w \right] dy \quad (3.39)$$

Après intégration, on a sous une forme compacte :

$$T_a = \frac{1}{2} \delta u^t K_1 \delta u + \delta w^t K_2 \delta w \quad (3.40)$$

Où K_1 et K_2 sont les matrices classiques de raideur. L'effet de cisaillement n'est pas pris en compte, donc la matrice globale est :

$$K = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & -6L & -12 & 0 & 0 & -6L \\ 0 & 12 & 6L & 0 & 0 & -12 & 6L & 0 \\ 0 & 6L & 4L^2 & 0 & 0 & -6L & 2L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & 4L^2 & 6L & 0 & 0 & 2L^2 \\ -12 & 0 & 0 & 6L & 12 & 0 & 0 & 6L \\ 0 & -12 & -6L & 0 & 0 & 12 & -6L & 0 \\ 0 & 6L & 2L^2 & 0 & 0 & -6L & 4L^2 & 0 \\ -6L & 0 & 0 & 2L^2 & 6L & 0 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

2.3. Paliers

Les caractéristiques de raideur et d'amortissement relient les forces aux déplacements et vitesses. L'influence des pentes et des moments est habituellement négligée.

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_\theta \\ F_w \\ F_\Psi \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & k_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{zx} & 0 & k_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \theta \\ w \\ \Psi \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & 0 & c_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_{zx} & 0 & c_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{\theta} \\ \dot{w} \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

La première matrice est une matrice de raideur, la seconde une matrice d'amortissement visqueux. Ces matrices ne sont généralement pas symétriques (paliers hydrodynamiques) et les

termes peuvent varier d'une manière importante en fonction de la vitesse de rotation [12] [13] [14].

2.4. Balourd

D'après l'application de l'équation de Lagrange, on trouve :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\delta}} \right) - \left(\frac{dT}{d\delta} \right) = -m_b d\Omega^2 \begin{bmatrix} \sin\Omega t \\ \cos\Omega t \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

Avec : $\delta = [u, w]^t$

-Système d'équations

L'obtention du système d'équations se fera classiquement en appliquant les équations de Lagrange.

Le système d'équations général est :

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [M]\{\delta\} = \{Effort\}$$

La résolution des équations que nous venons de déterminer conduira donc à obtenir les informations relatives au comportement dynamique du rotor, c'est à dire le mouvement et la déformation de celui-ci dans les paliers.

-Conclusion particulière

Nos efforts se sont portés sur la modélisation du comportement dynamique des systèmes déformables en rotation. Etant donnée l'originalité de cette approche nous avons procédé par des étapes de façon à :

- Mieux appréhender la modélisation de rotors déformables,
- Affiner la modélisation de l'ensemble pour rendre compte de phénomènes physiques intéressants.

Les possibilités de ces modèles sont nombreuses et dépassent de loin celles du modèle classique du rotor rigide symétrique par :

- La prise en compte de la flexibilité du rotor,
- La prise en compte de disques rigides de dimensions et positions quelconques,
- La prise en compte des paliers définis par leur matrice de raideur et d'amortissement.

SIMULATION NUMERIQUE DU ROTOR

L'analyse modale permet d'établir un modèle du comportement vibratoire d'une structure en basses fréquences. En identifiant par la mesure, les fréquences, vecteurs propres et amortissements modaux d'un système, on peut construire un modèle analytique qui pourra être employé en simulation pour connaître le comportement dynamique de ce système dans d'autres cas pratiques. En moyennes et hautes fréquences la densité de mode devient trop importante pour que cette méthode soit applicable. Ces considérations de moyennes et hautes fréquences dépendent du problème étudié : pour une simple poutre ou plaque, le domaine d'utilisation de l'analyse modale est beaucoup plus large que dans le cas d'une voiture ou d'un bateau par exemple.

3. Modèle géométrique

Les plans de l'ensemble rotor de la pompe sont fournis par la société. Toutes les parties de l'ensemble sont modélisé en trois dimensions en utilisant le logiciel SOLIDWORKS. Le modèle contient 41 pièces dont les arbres intermédiaires, l'arbre de commande et la partie hydraulique et les accouplements, les pièces modélisées sont assemblées et enregistrées en tant que fichier Parasolid. Puis on importe le modèle 3D du fichier Parasolid dans le logiciel ANSYS Workbench 15.0, puis on procède à l'analyse modale

3.1. Description de Rotor

L'arbre est constitué de :

- Arbre de commande lié à un groupe turboalternateur (machine tournante) avec une fréquence de 25 Hz.
- Quatre arbres de transmission sont accouplés avec un système d'accouplement qui est constitué de deux demi-lunes, d'un manchon d'accouplement et deux vis
- Arbre de Pompe

4. Model élément fini

Après avoir importé le model géométrique dans ANSYS Workbench, on procède à l'entrée des caractéristiques de matériau tel que la masse volumique et module de Young et le coefficient de Poisson, ces données sont illustrées dans le tableau (3.1), puis on fait vérifier tous les contacts entre les pièces de l'ensemble et faire entrer les paliers dans leurs emplacements avec leurs valeurs de rigidité et amortissements.

On a supposé que les paliers soient très rigides par rapport à l'arbre, vu leur comportement complexe et le manque des données de la part de l'entreprise sur leurs caractéristiques. On a remarqué aussi que le service technique de la société a changé le matériau des paliers par le PTFE, et ce dernier est très rigide par rapport à la rigidité de l'arbre. On a constaté que l'usure se présente au niveau des chemises d'arbre en contact avec le PTFE. On a supposé aussi que les rigidités sont égales : $K_{xx}=K_{zz}$, car les paliers sont axisymétriques et la pompe est verticale, donc la répartition des charges sont radialement uniformes.

On procède par suite à la génération du maillage volumique. On obtient au total un maillage comprenant : 23561 éléments et 52022 nœuds.

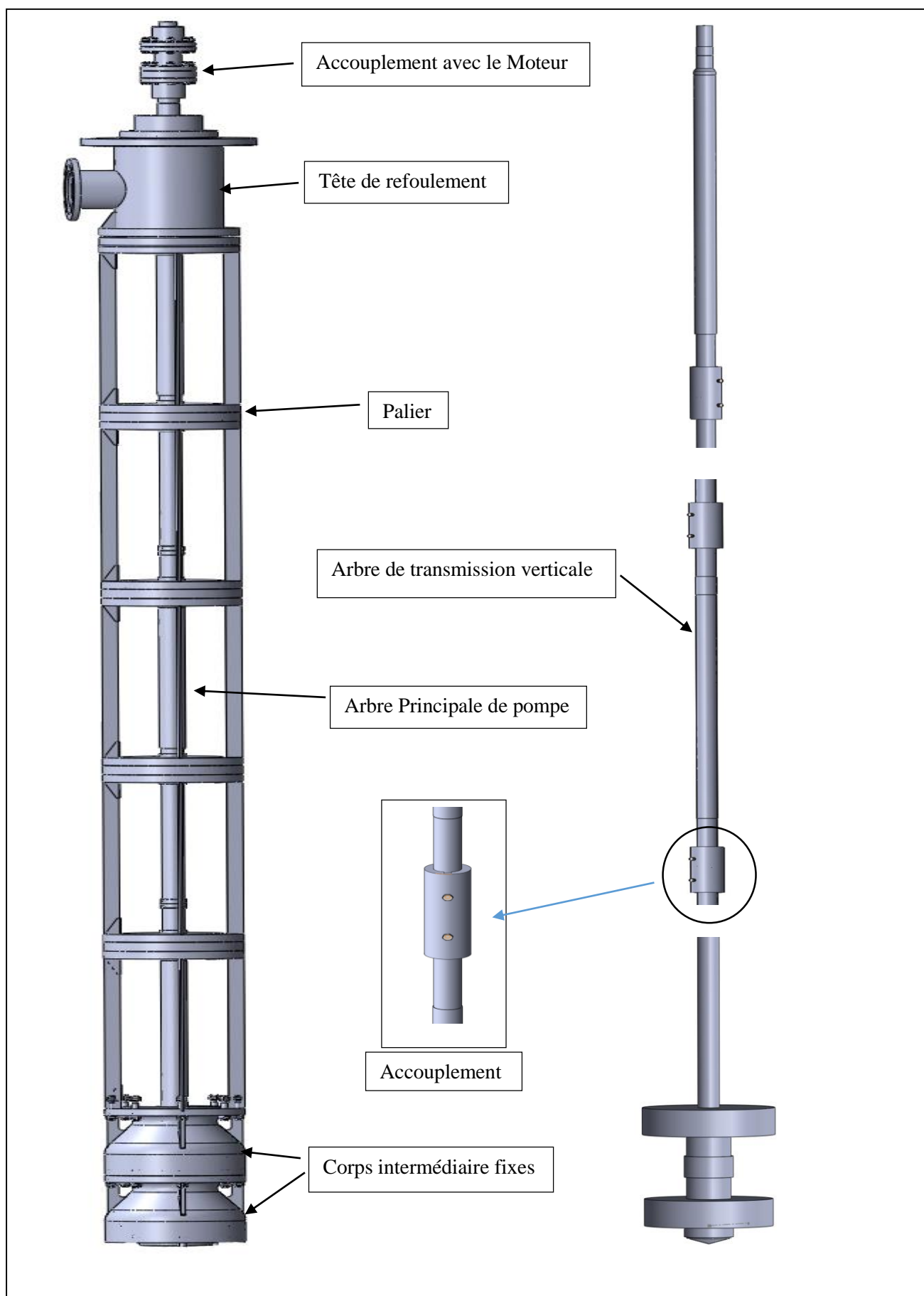


Figure 3.10 : Modèle 3D de la pompe

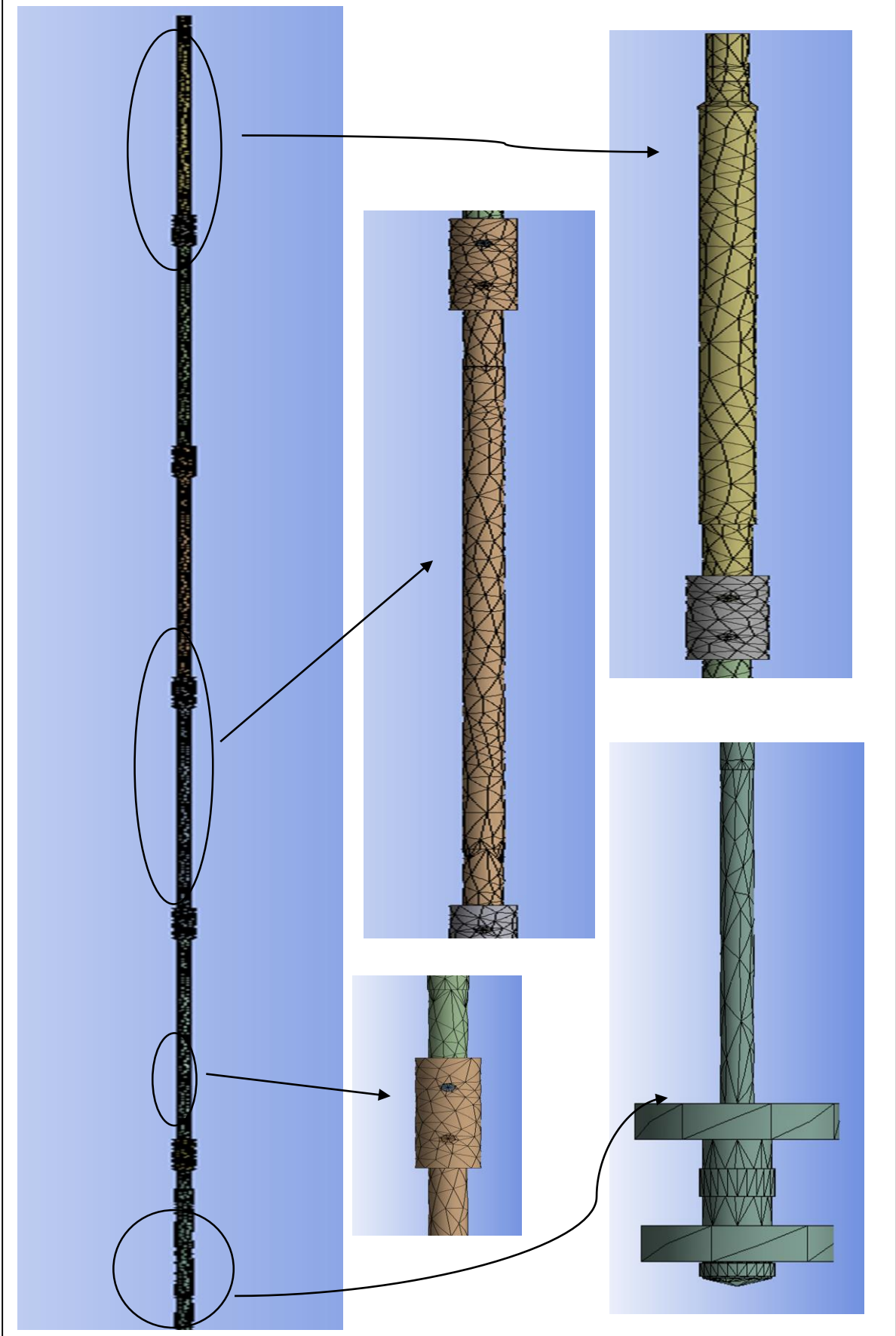


Figure 3.11 : Description de modèle élément fini

-Tableau3.1 : Caractéristique technique l'acier inoxydable 316L

| Caractéristique | Valeur |
|------------------------|-----------|
| Module de Young | 193GPa |
| Masse volumique | 7980Kg/m3 |
| Coefficient de Poisson | 0.3 |

-les conditions aux limites

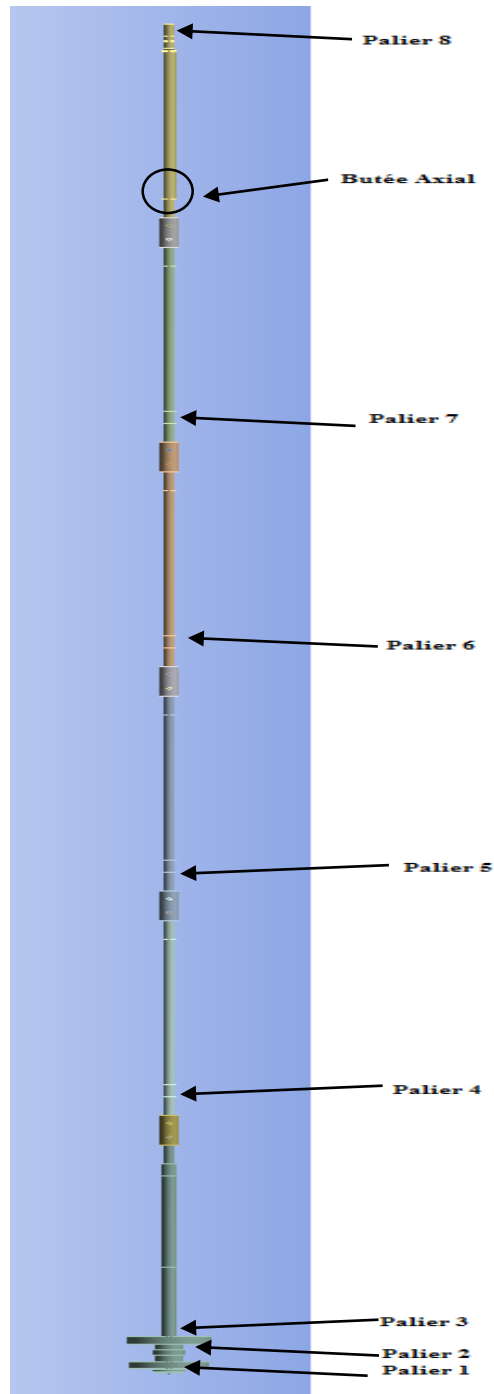


Figure 3.12 : représentation des conditions aux limites.

5. Résultats et discussions

5.1. Les fréquences propres du rotor

Le tableau suivant présente les fréquences propres de dix premiers modes naturels du rotor

-Tableau 3.2 : les fréquences propres de l'arbre

| Mode | Fréquence [Hz] |
|------|----------------|
| 1 | 7.82 |
| 2 | 30.684 |
| 3 | 42.80 |
| 4 | 43.214 |
| 5 | 55.631 |
| 6 | 56.162 |
| 7 | 67.24 |
| 8 | 67.714 |
| 9 | 77.135 |
| 10 | 77.515 |

5.2. Les déformés modales

Les figures 3.13 à 3.22 représentent les déformées modales des modes propres 1 à 10.

- Model

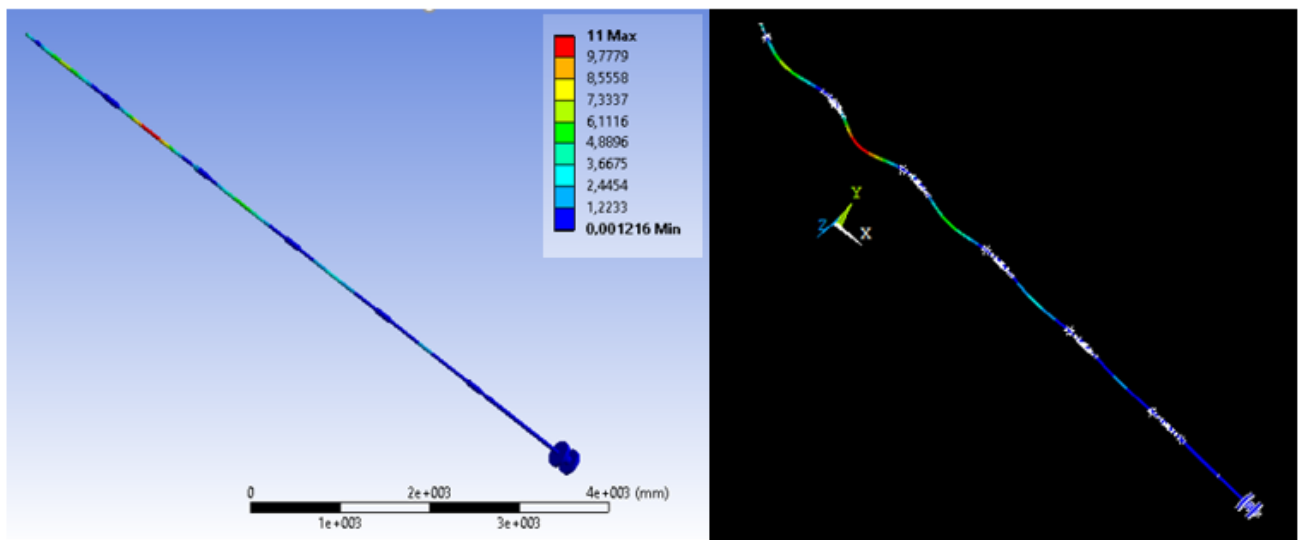


Figure 3.13 : Déformée de 1ere mode avec la fréquence, $f= 7.82\text{Hz}$, $D_{\max} = 11\text{mm}$.

Déformé modale qui correspond au mode 1, avec la fréquence de 7.82Hz, et un déplacement maximal de 11mm, c'est un mode de flexion.

- Mode 2

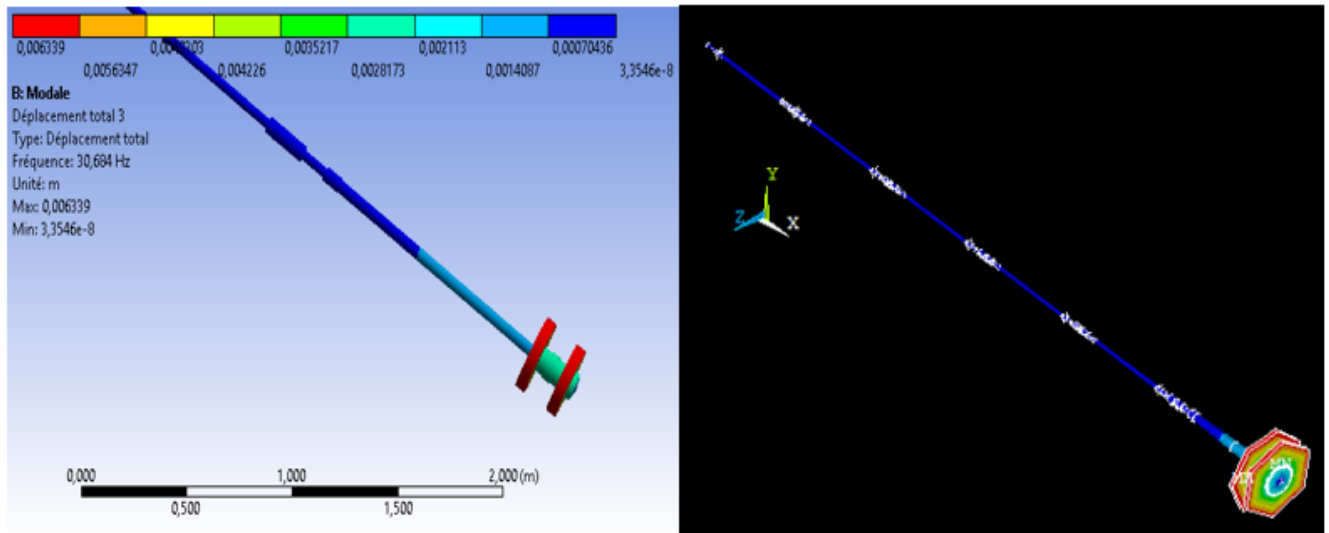


Figure 3.14 : Déformée de 2eme mode avec la fréquence, $f= 30.684$ Hz, $D_{\max} = 6.3$ mm

Déformé modale qui correspond au mode 2, avec la fréquence de 30.684Hz, et un déplacement maximal de 6.3mm, c'est un mode de torsion sur les disques.

- Mode 3 :

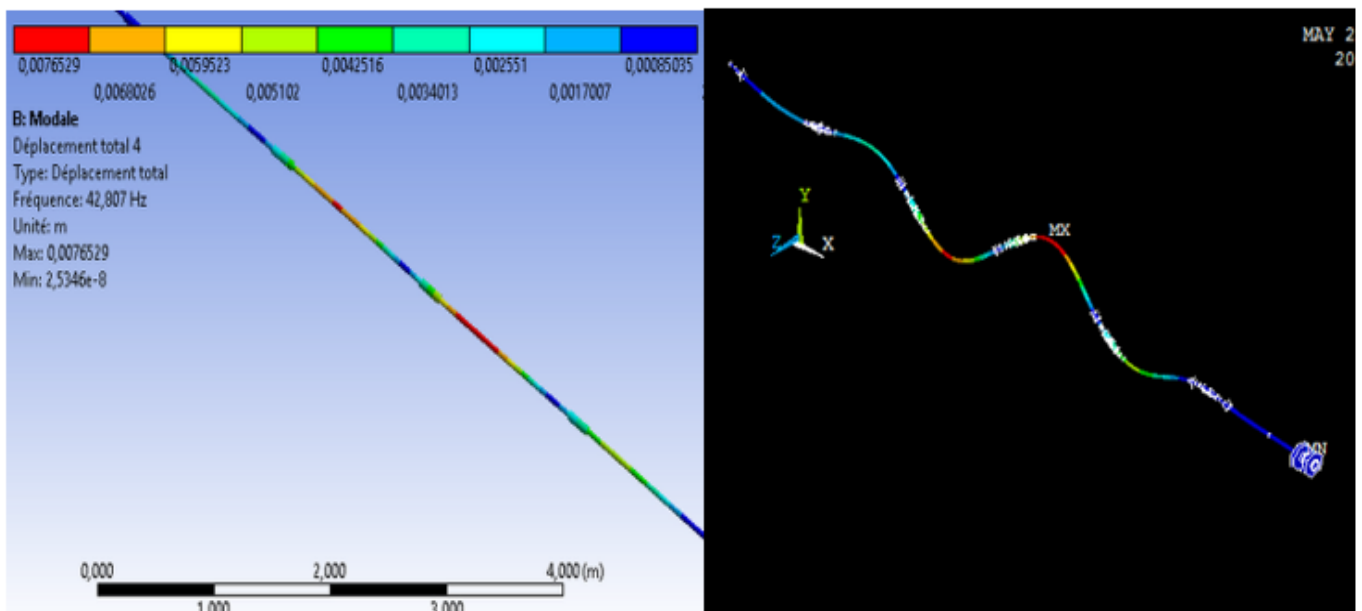


Figure 3.15 : Déformée de 3eme mode avec la fréquence, $f= 42.807$ Hz, $D_{\max} = 7.659$ mm

Déformé modale qui correspond au mode 3, avec la fréquence de 42.807Hz, et un déplacement maximal de 7.659mm, c'est un mode de flexion.

Mode 4

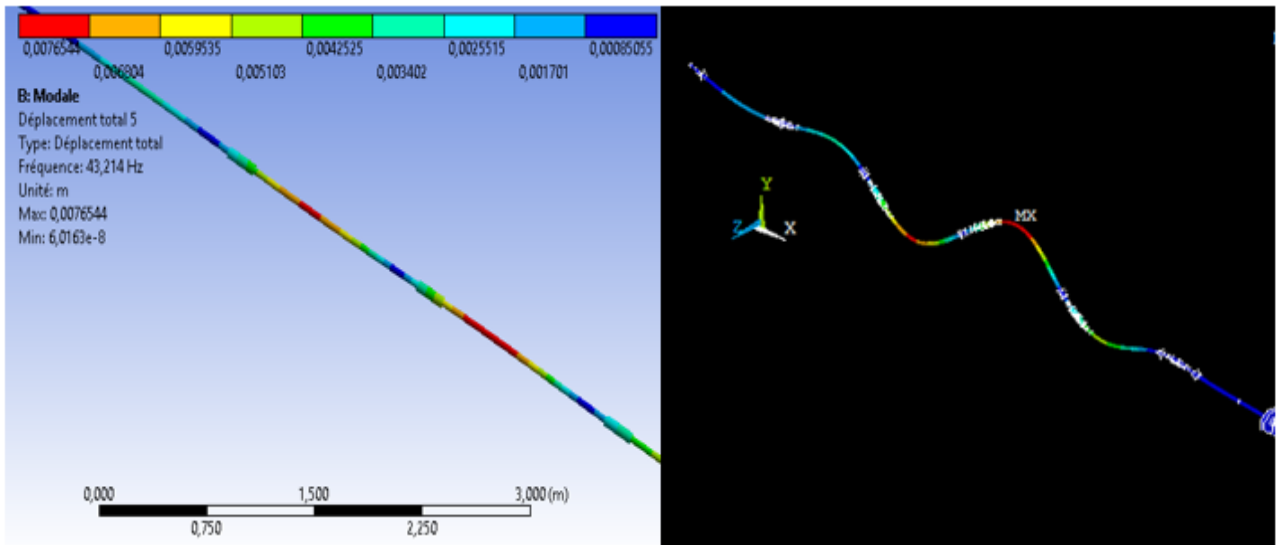


Figure 3.16 : Déformée de 4eme mode avec la fréquence, $f= 43.214\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.654\text{mm}$

Déformé modale qui correspond au mode 4, avec la fréquence de 43.214Hz, et un déplacement maximal de 7.564mm, c'est un mode de flexion.

-Mode 5

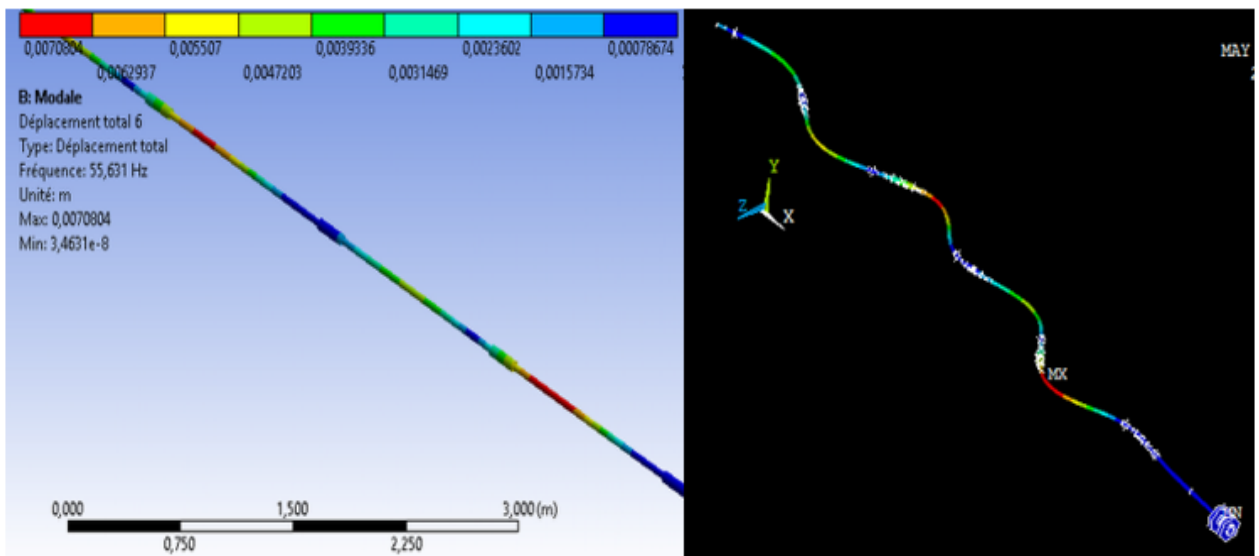


Figure 3.17 : Déformée de 5eme mode avec la fréquence, $f= 55.631$, $D_{\max} = 7.080\text{mm}$

Déformé modale qui correspond au mode 5, avec la fréquence de 55.631Hz, et un déplacement maximal de 7.08mm, c'est un mode de flexion.

-Mode 6

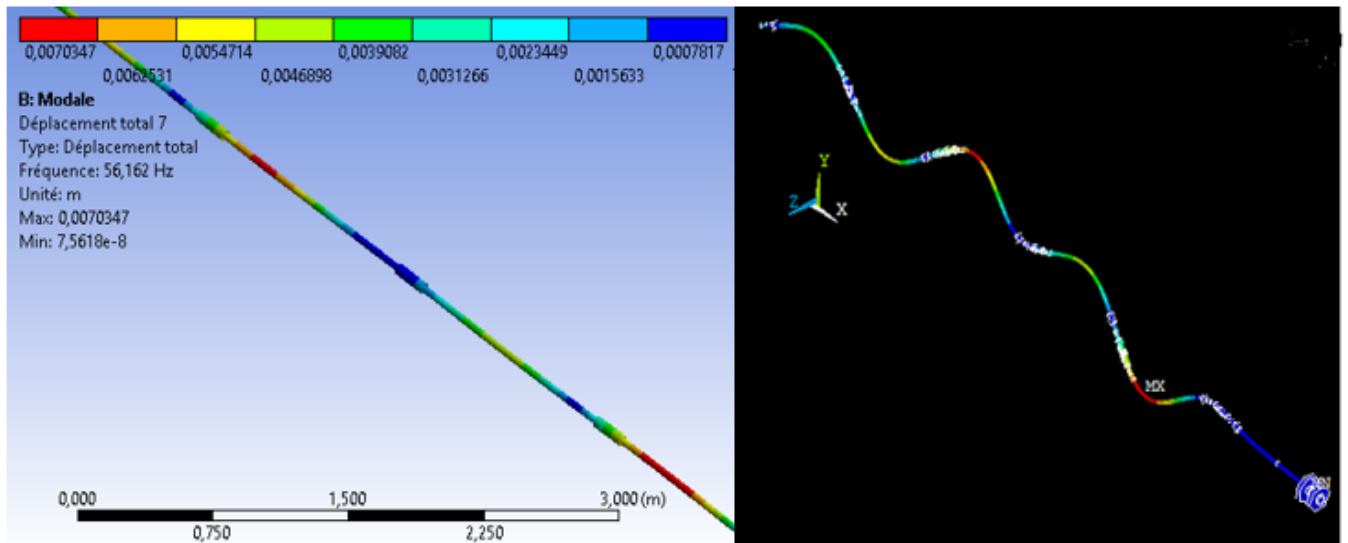


Figure 3.18 : Déformée de 6eme mode avec la fréquence $f=56.162\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.034\text{mm}$

Déformé modale qui correspond au mode 6, avec la fréquence de 56.162Hz, et un déplacement maximal de 7.034mm, c'est un mode de flexion.

-Mode 7

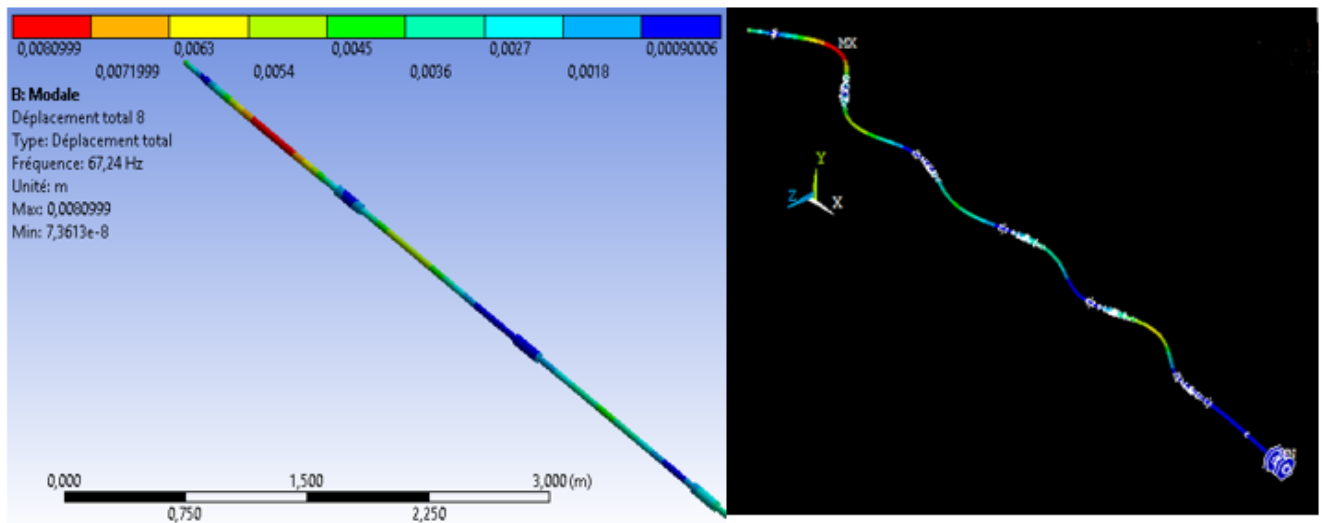


Figure 3.19 : Déformée de 7 eme mode avec la fréquence $f=67.24\text{Hz}$, $D_{\max} = 8.099\text{mm}$

Déformé modale qui correspond au mode 7, avec la fréquence de 67.24Hz, et un déplacement maximal de 8.099mm, c'est un mode de flexion.

-Mode 8

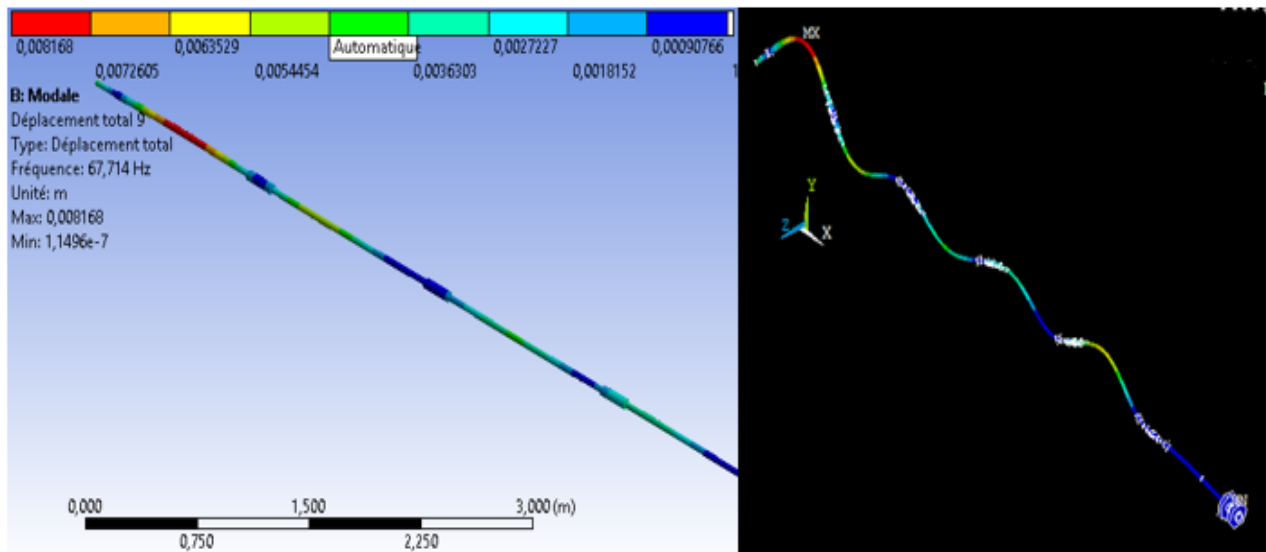


Figure 3.20 : Déformée de 8eme mode avec la fréquence $f= 67.714\text{Hz}$, $D_{\max} = 8.168\text{mm}$

Déformé modale qui correspond au mode 8, avec la fréquence de 67.714Hz, et un déplacement maximal de 8.168mm, c'est un mode de flexion.

-Mode 9

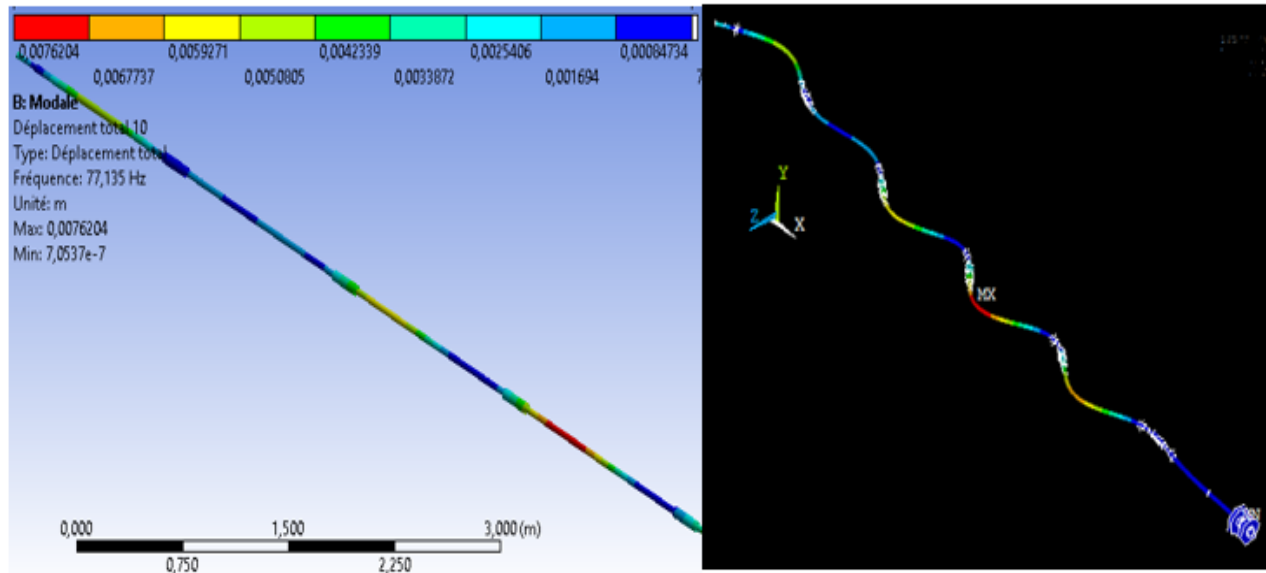


Figure 3.21 : Déformée de 9eme mode avec la fréquence $f= 77.135\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.62\text{mm}$

Déformé modale qui correspond au mode 9, avec la fréquence de 77.135Hz, et un déplacement maximal de 7.62mm, c'est un mode de flexion.

-Mode 10

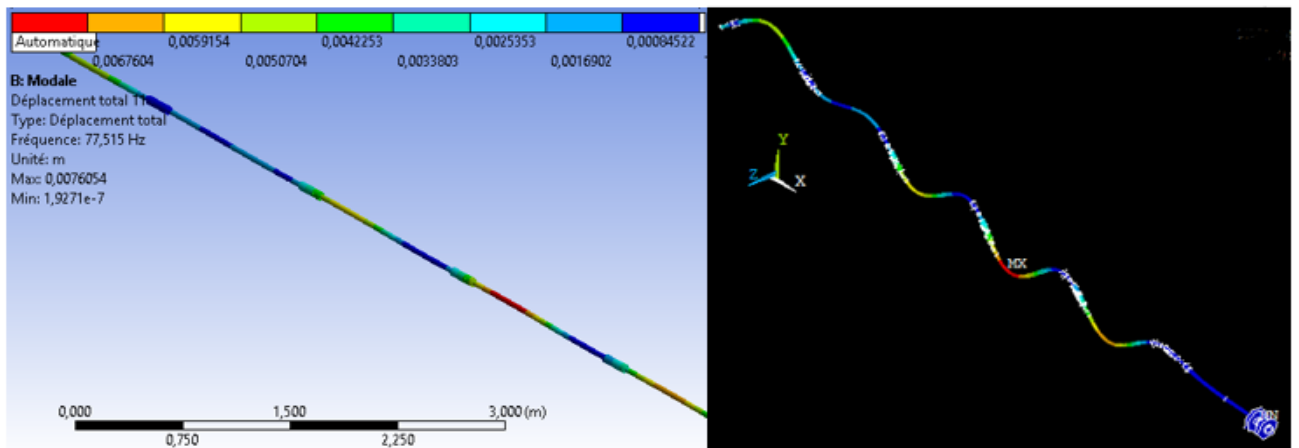


Figure 3.22 : Déformée de 10ème mode avec la fréquence $f= 77.515\text{Hz}$, $D_{\max} = 7.605\text{m}$

Déformé modale qui correspond au mode 10, avec la fréquence de 77.515Hz, et un déplacement maximal de 7.605mm, c’est un mode de flexion.

Le calcul des fréquences propres et déformées modales du rotor montre bien l’existence d’une résonance à la fréquence de 7,82Hz. Celle-ci correspond à la fréquence de rotation des pompes de circulation qui est de 7. 5Hz.Ces dernières tournent à cette fréquence et excite notre structure par les forces dues à la rotation du moteur, ces effort générés par ce dernier sont transmises à travers le sol vers nos pompes WE, et font exciter ces dernières à ce mode qui correspond à 7.82Hz. Le déplacement maximal correspond à ce mode est de 11mm. On a aussi vérifié qu’il n’y a pas une résonance avec la fréquence de rotation du moteur à 25Hz, car aucun mode propre ne correspond à cette fréquence.

Donc. L’analyse modale nous a permet de calculer les modes propres et leurs fréquences, après avoir modélisé notre rotor et introduit tous les caractéristiques de matériau, et enter les raideurs des paliers, on a trouvé une résonance à la fréquence de forçage des pompes de circulation à 7,5Hz, ces dernières excitent notre pompe à cette fréquence, mais à la fréquence de forçage de moteur 25Hz on n’a pas trouvé aucune fréquence naturelle près de celle-ci.

6. Conclusion

Le modèle mathématique de base pour la dynamique des rotors basé sur le formalisme de Lagrange nous a permis d'établir les équations différentielles régissant les vibrations du rotor. Une modélisation par élément fini du rotor est ensuite effectuée sur le modèle 3D préalablement réalisé dans le logiciel SOLIDWORKS. Ce dernier est importé dans le logiciel ANSYS, puis on a fait une analyse modale à l'aide de ANSYS Workbench. Les dimensions exactes ainsi que les caractéristiques du rotor telles que fournies par l'entreprise constituent les données. Le maillage de rotor composé de 41 pièces assemblées dans SolidWorks est discrétisé en 23561 éléments et 52022 nœuds.

L'analyse modale nous a permis de calculer les fréquences propres et déformées modales du rotor. On a identifié une résonance à la fréquence proche de 7.5Hz due aux excitations externes par la rotation des pompes de circulation qui fonctionne à cette fréquence. Pour les autres modes on n'a pas constaté un risque de résonance autour des autres fréquences.

CHAPITRE 4

L'ANALYSE VIBRATOIRE

1. Introduction

Toute machine possédant des composantes en mouvement génère un certain niveau de vibration causée par des efforts dynamiques, quel que soit le soin apporté à leur fabrication. De ce fait, toute modification du processus dynamique de la machine engendre une variation des énergies vibratoires. Ces vibrations sont stable si la machine fonctionne normalement, quantifiable et reproductible, et se sont le résultat d'un ensemble d'efforts exercé par la machine elle-même ou le résultat de l'interaction avec l'environnement dans lequel la machine est intégrée [15,16].

Au fur et à mesure que l'état de la machine se détériore, le niveau vibratoire augmente et change radicalement avec l'apparition d'un défaut.

On peut distinguer des efforts d'origine mécanique (balourd, désalignement, roulement, engrenement, etc...), d'origine électrique (vibrations de stator, transformateurs, etc...), d'origine hydraulique (cavitation, turbulences, pulsations de pression, etc....) et de réponse du milieu (broutement des machines-outils, pompage des compresseurs, etc...).

Aujourd'hui, l'emploi des technologies intégrant les méthodes avancées de traitement de signal, ont permis le développement d'une nouvelle forme de maintenance couramment appelée maintenance conditionnelle dont son emploi occupe une place privilégiée pour faire un diagnostic d'un équipement mécanique.

A l'image de la médecine, l'analyse vibratoire permet l'élaboration d'un « bilan mécanique » complet du système, qui caractérise qualitativement et quantitativement son état à un instant donné, et ainsi d'y reconnaître d'éventuelles « maladies » [17].

Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse vibratoire, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet d'améliorer la disponibilité et la sécurité par la détection précoce et le suivi de la dégradation des éléments critiques, ainsi localiser l'organe défectueux sans démontage de la machine. Par conséquent, la correction éventuelle et la programmation des opérations de maintenance seront limitées aux seuls maillons et organes défaillants, si possible pendant les arrêts programmés de la production ou en la perturbant le moins possible, tout en tenant compte de la disponibilité de l'équipe d'intervention et de l'approvisionnement des pièces de rechange.

2. Généralités sur les vibrations

Dans cette partie on va présenter les éléments théoriques de bases sur les vibrations, des définitions de signaux, leurs types, et leurs caractéristiques.

2.1. Définition théorique d'une vibration

Une vibration est une variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence.

2.2. Signaux

On désigne, sous ce vocable très général, toute grandeur pouvant avoir un effet sur une structure pour modifier son équilibre ou son comportement : force, tension, accélération, vitesse, pression acoustique, etc.

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillant autour d'une position moyenne d'équilibre, peuvent être, soit périodiques, soit apériodiques (transitoires ou aléatoires) selon qu'ils se répètent ou non, identiquement à eux-mêmes après une durée déterminée.

D'une manière générale, les différents signaux peuvent être classés dans l'une des catégories suivantes :

- **Signaux harmoniques**

Les vibrations périodiques peuvent correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un **diapason** où, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser. Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudié qui est appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1.

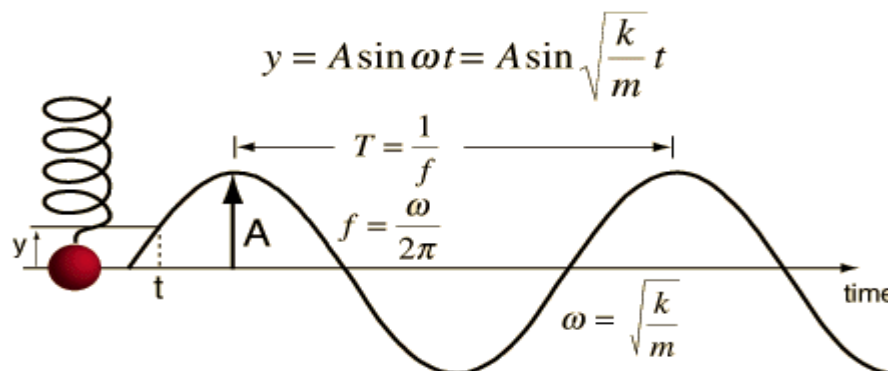


Figure 4.1 : représentation d'un signal harmonique

- **Signaux périodiques non harmoniques**

Une vibration périodique est une vibration qui se produit exactement après un certain temps, appelée période (figure 4.1). Cette vibration est créée par une excitation elle-même périodique. C'est le cas le plus fréquent rencontré sur les machines tournantes. Ce type de vibration est composé de plusieurs vibrations harmoniques. Donc, un signal périodique non harmonique est une somme de signaux harmoniques de différentes amplitudes maximales (constantes) mais dont les pulsations sont multiples d'une pulsation dite fondamentale, comme l'illustre la (Figure 4.2). Le signal est connu à l'instant t et se retrouve rigoureusement identique à l'instant $t \pm nT$ (n étant un nombre entier).

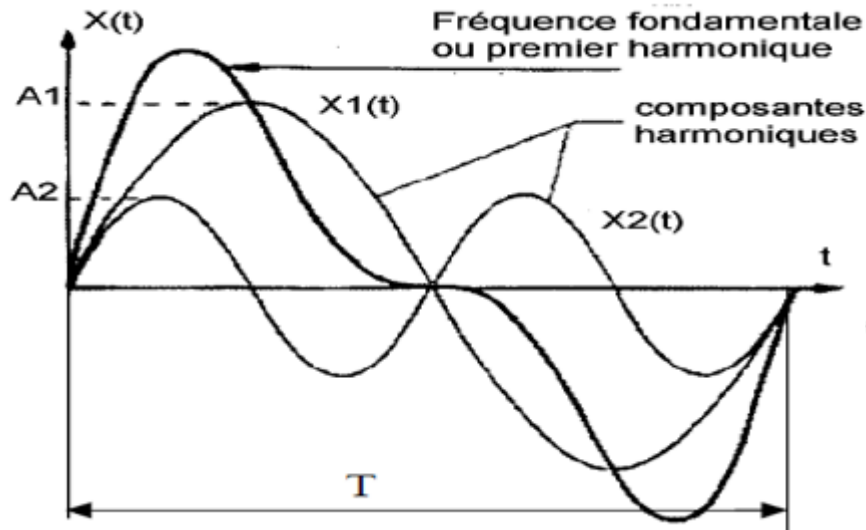


Figure 4.2 : représentation d'un signal non harmonique et ses harmoniques

• Signaux transitoires et aléatoires

Une vibration aperiodique est une vibration dont le comportement temporel est quelconque. Dans une telle situation, on n'observe jamais la reproductibilité dans le temps,



Figure 4.3 : représentation d'un signal aléatoire

a. Fréquence

La fréquence (f) est le nombre de cycles de vibration par unité de temps. L'unité de fréquence est l'Hertz (Hz), soit un cycle par seconde. Comme la vitesse de rotation des machines tournantes est exprimée en tours par minute (tr/min), la fréquence des vibrations auxquelles celles-ci sont soumises est communément exprimée en cycles par minute (C/M).

b. Amplitude

L'amplitude (A) est le déplacement maximal par rapport à la position d'équilibre, ou encore la vitesse ou l'accélération maximale, selon le capteur de vibrations utilisé. Pour simplifier, nous ne tiendrons compte que du déplacement. Dans ce cas, l'unité utilisée habituellement pour mesurer l'amplitude des vibrations est le micromètre.

c. Fréquence d'excitation et fréquence propre :

La fréquence d'excitation est la fréquence à laquelle vibre un objet sous l'effet d'une force répétée. Une force d'excitation répétée appliquée sur un objet produit des vibrations ayant la même fréquence que cette force répétée. Les vibrations de ce type sont appelées vibrations forcées.

d. Amortissement :

L'amortissement des vibrations est la dissipation de l'énergie mécanique d'un objet vibrant, Dans le cas des vibrations libres, l'amortissement réduit à zéro l'amplitude des vibrations. Cette

réduction est habituellement progressive. Si l'amortissement est suffisamment élevé, les vibrations libres cesseront même avant que le premier cycle ne soit complété. Dans les cas extrêmes, l'objet ne retournera même pas à sa position d'équilibre initiale après avoir été déplacé.

e. Résonance :

Le phénomène de résonance se produit lorsque la fréquence d'excitation est égale à une des fréquences propres. La résonance est potentiellement dangereuse, car elle peut donner lieu à des vibrations excessives.

Dans les centrales thermiques, le phénomène de résonance se produit parfois dans des pièces d'équipement comme les machines tournantes, les tuyaux et les tubes des échangeurs de chaleur.

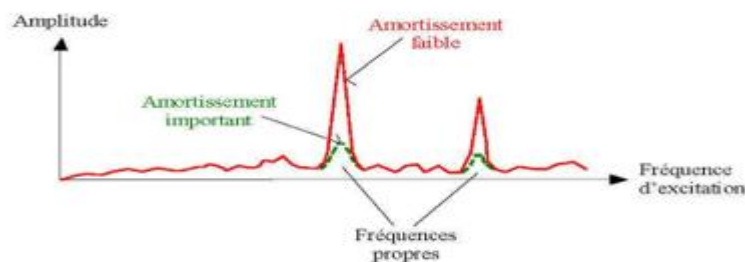


Figure 4.4 : Phénomène de résonance

f. Vitesse critique :

La notion de vitesse critique s'applique seulement aux machines tournantes et surtout à l'élément principal de ces dernières, (le rotor).

La vitesse critique d'une machine tournante est la vitesse à laquelle une des fréquences propres de l'ensemble rotor-palier-socle est égale à la fréquence d'excitation correspondant à la vitesse de rotation de la machine. L'utilisation du terme « ensemble rotor-palier-socle » dénote le fait que les fréquences propres du rotor dépendent de la rigidité de ses supports.

3. Méthodes d'analyse vibratoire

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les machines tournantes. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils [18]. Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

3.1. Méthodes temporelles

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

3.2. Méthodes fréquentielles

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

L'analyse en fréquence est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) permet sa localisation [19]. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide sur des signaux numérisés.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (4.1)$$

Où

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

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n\tau)e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (4.2)$$

Où

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

3.2.1. Les moyens d'analyse

Dans cette partie on va présenter les moyens utilisés dans l'analyse vibratoire des machines tournantes, on parle des capteurs pour capter le signal vibratoire puis la collecte de ces signaux et l'analyse pour prendre des décisions sur l'état de la machine.

3.2.2. Capteurs de vibrations

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

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

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

Les capteurs utilisant ces principes peuvent être *actifs* ou *passifs*. Les capteurs actifs ne nécessitent pas d'alimentation, alors que les capteurs passifs ne fonctionneraient pas sans source d'énergie auxiliaire [20].

Le capteur le plus utilisé est l'accéléromètre piézo-électrique. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique (figure 4.5). Il possède une très bonne linéarité et une large bande passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci. Sa masse, bien que légère (environ 20 g), influence malgré tout toutes les mesures, car sur des parois de grandes dimensions et relativement peu épaisses, une masselotte ajoutée peut faire diminuer les fréquences propres de quelques pour cent.

La fixation du capteur sur la structure peut avoir une réelle influence sur la qualité du signal recueilli. Il peut être fixé de diverses façons sur la machine : vissé à même la structure, vissé sur une embase collée, magnétique pour les structures ferriques, ou accolé avec une pointe touche. Cette fixation joue un rôle important sur le résultat des mesures, et la largeur de bande peut s'en trouver affectée [21].

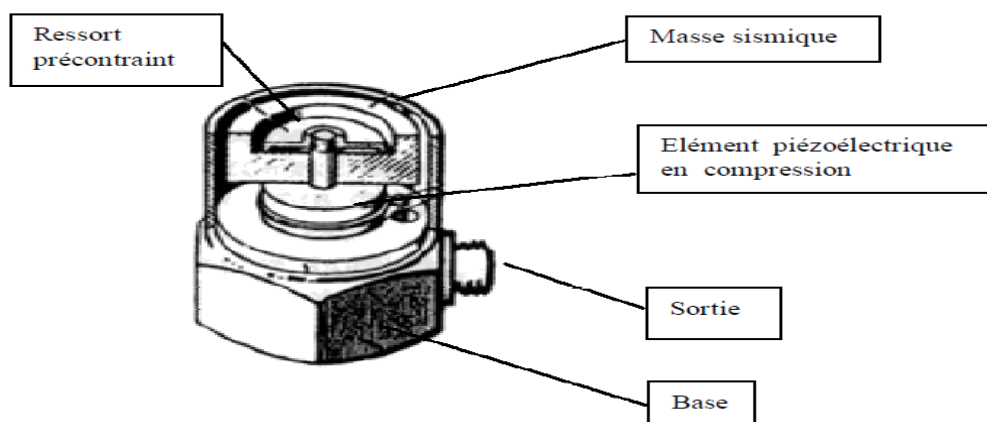


Figure 4.5 : accéléromètre piézoélectrique [22]

3.2.3. Montage de l'accéléromètre

La méthode de montage de l'accéléromètre sur la surface de mesure est l'un des facteurs le plus critique pour l'obtention de résultats exacts à partir de mesures des vibrations pratiques.

Le tableau suivant montre les types de montage des embases et leurs fréquences de résonance

Tableau 4.1 : types de montage de l'accéléromètre [23]

| Type de montage | Fréquence de résonance(KHz) |
|----------------------------------|-----------------------------|
| Goujon fileté | 31 |
| Collage par cire d'abeille | 29 |
| Colle époxy ou cyanoacrylate | 28 |
| Goujon isolé ou rondelle de mica | 28 |
| Aiment permanent | 7 |
| Point de touche | 2 |

Le point de mesure peut être quelconque. Aucune précaution particulière n'est requise tant que les fréquences à mesurer restent basses (quelques centaines de Hz). Les hautes fréquences ne pourront être appréhendées que si la fixation du capteur est particulièrement soignée. La norme AFNOR E 90-152 indique les moyens de fixation couramment utilisés, leurs avantages, leurs inconvénients.

3.2.4. Capteurs de référence de phase

Ces capteurs trouvent leur application en équilibrage, en recherche de résonances et en surveillance des machines. Le capteur de référence de phase est une cellule photo électrique ou un capteur sans contact qui détecte un top par tour.

Le signal original fourni par le capteur de vibration est filtré à la fréquence mesurée par le capteur de référence. La phase correspond à la portion de la circonférence du rotor qui a défilé entre le moment où le top passe devant le capteur de référence (filtre suiveur) et le moment où la sinusoïde est à son maximum.

3.2.5. Les collecteurs des signaux

Les systèmes de collecte de signaux installés en industrie peuvent être, soit en ligne ou hors ligne, Selon l'application et la criticité de la machine à surveiller.

La collecte hors ligne se fait par le biais de collecteurs et de capteurs portatifs, où l'opérateur se déplace sur la machine et effectue des mesures périodiques. Les collecteurs selon leurs types et leurs complexités offrent instantanément certaines mesures, telles que quelques indicateurs scalaires (Kurtosis, Facteur Crête, Niveau Global), et la possibilité d'observer de façon grossière, les spectres des signaux.

Pour une analyse plus poussée, l'opérateur doit connecter le collecteur à un ordinateur équipé du logiciel d'analyse.

La collecte des signaux en ligne se pratique sur les machines critiques, nécessitant une surveillance accrue, où des capteurs sont placés dans des positions sensibles et reliés en permanence à une station de calcul. Les signaux peuvent être analysés instantanément «en ligne» avec des techniques prédéterminées et être stockés dans des bases de données pour une utilisation ultérieure.

En laboratoire des systèmes d'acquisition plus souples existent, reliant les capteurs à un ordinateur ou une station de calcul, en permettant d'utiliser et d'expérimenter plus de possibilités en matière de traitement et d'analyse.

3.2.6. Les analyseurs de spectres

Les analyseurs de spectres permettent la visualisation du signal en fonction de la fréquence. Les analyseurs réalisent la décomposition du signal en fonction de la fréquence en appliquant un traitement spécifique. Ils fonctionnent selon le principe suivant :

- Le signal électrique issu du capteur de vibrations est amplifié et filtré.
- Le signal analogique est échantillonné et transformé en une suite de valeurs numériques représentatives (conversion analogique/numérique).
- Il réalise un calcul de transformée de Fourier rapide (en anglais Fast Fourier Transform, FFT).
- Un afficheur indique le résultat

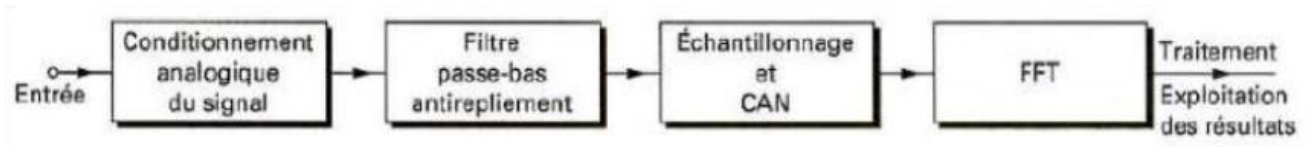


Figure 4.6 : schéma de principe d'un analyseur FFT

4. Etude de la pompe WE de station de pompage de l'eau de mer de la centrale thermique de CAP-DJINET

4.1. Introduction

Les pompes WE utilisées pour le pompage de l'eau de mer pour le dessalement, ont un rôle très important dans le fonctionnement de la centrale, c'est pourquoi qu'il faut les disposer des moyens de surveillance sophistiqué, parmi ces dernière l'analyse vibratoire.

L'analyse vibratoire repose sur la prise des mesures des vibrations à l'aide des capteurs, dans notre cas on utilise des accéléromètres pour mesurer l'accélération vibratoire dans les paliers.

Ces signaux sont porteurs d'information sur l'état de la machine, c'est grâce à ces dernières qu'on peut détecter les composantes défectueuses.

Cette méthode est utilisée pour la surveillance des pompes WE de la centrale thermique de Cap-Djennet, notre objectif est le suivi de la pompe pendant la durée de bon fonctionnement jusqu'au l'apparition d'une défaillance, en analysant les signaux et voir les causes de cette défaillance et son évolution, après l'identification de défaut on propose des solutions pour remédier à ces anomalies.

4.2. Description du matériel utilisé

Le matériel utilisé dans la centrale thermique pour la surveillance des pompes, il est constitué principalement d'un collecteur analyseur, accéléromètre, un logiciel de traitement.

Le système de surveillance vibratoire des machines est appelé SCHENCK, composé d'un collecteur des données appelé VIBROTEST 60, pour l'acquisition des signaux vibratoires des machines, puis ces données sont stockées dans une carte PCMCIA et sont transmises vers le logiciel VIBROEXPERT CM- 400 pour le traitement de signal et l'analyse des tendances.



Figure 4.7: les moyens de mesure des vibrations (système SCHENCK)

Le capteur utilisé c'est un accéléromètre AS-065 de type piézo-électrique lié au collecteur VIBROTEST 60.

-Tableau 4.2 : Caractéristique technique du capteur

| | |
|--------------------------------|---|
| Marque | SCHENCK |
| Type | AS-065 |
| Principe | Piézo-électrique avec amplificateur de charge intégré |
| Mode de fixation | Vissage, aimant, point de touche |
| Facteur de transmission | 100 Mv/g ou 10.2 mV /m/s ² |
| Plage de fréquence | 3...10000 Hz – 1...15000 Hz |
| Fréquence propre | 35KHz |
| Plage de température | -50...+120°C |



Figure 4.8 : Accéléromètre AS-065

L'analyseur VIBROTEST 60 est un appareil permet la collecte des signaux, qu'ils vont transférer vers un ordinateur à l'aide de PCMCIA à travers une lecture OMNIDRIVE.

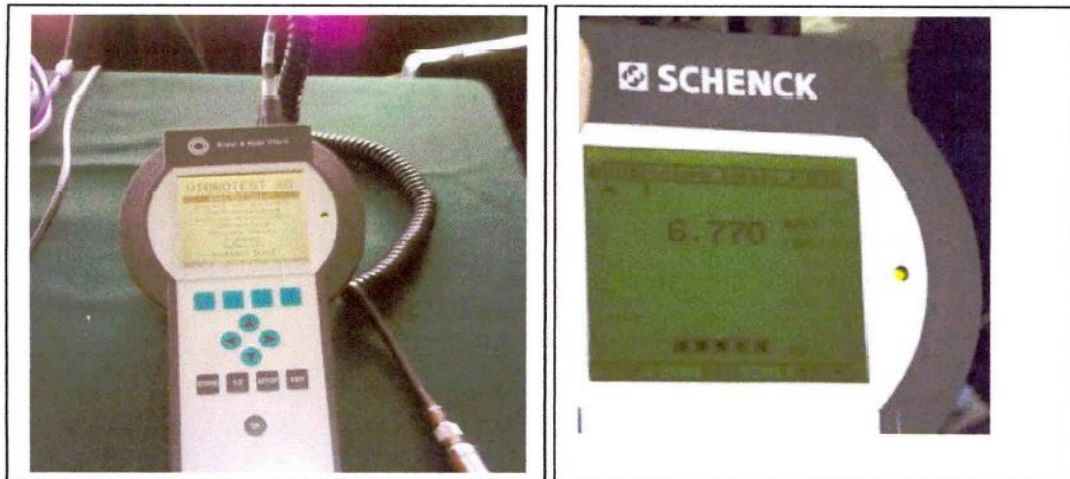


Figure 4.9 : Analyseur VIBROTEST 60

4.2.1. Modes de fonctionnement

- Analyseur de spectre
- Fonction enregistreuse
- Mode collecteur des données

Le logiciel d'analyse et de diagnostic VIBROEXPERT CM 400 permet d'exploiter les données de la carte PCMCIA, pour connaître l'état de la machine, faire diagnostiquer les défauts.

➤ **Modules d'analyse :**

- Globale.
- Spectre.
- Fonction temps (non disponible).
- Harmonique (non disponible).
- Pré-spectre.

➤ **Module de base :**

- En ligne (non disponible).
- Hors ligne.
- VIBRO-REPORT (éditeur de rapport).

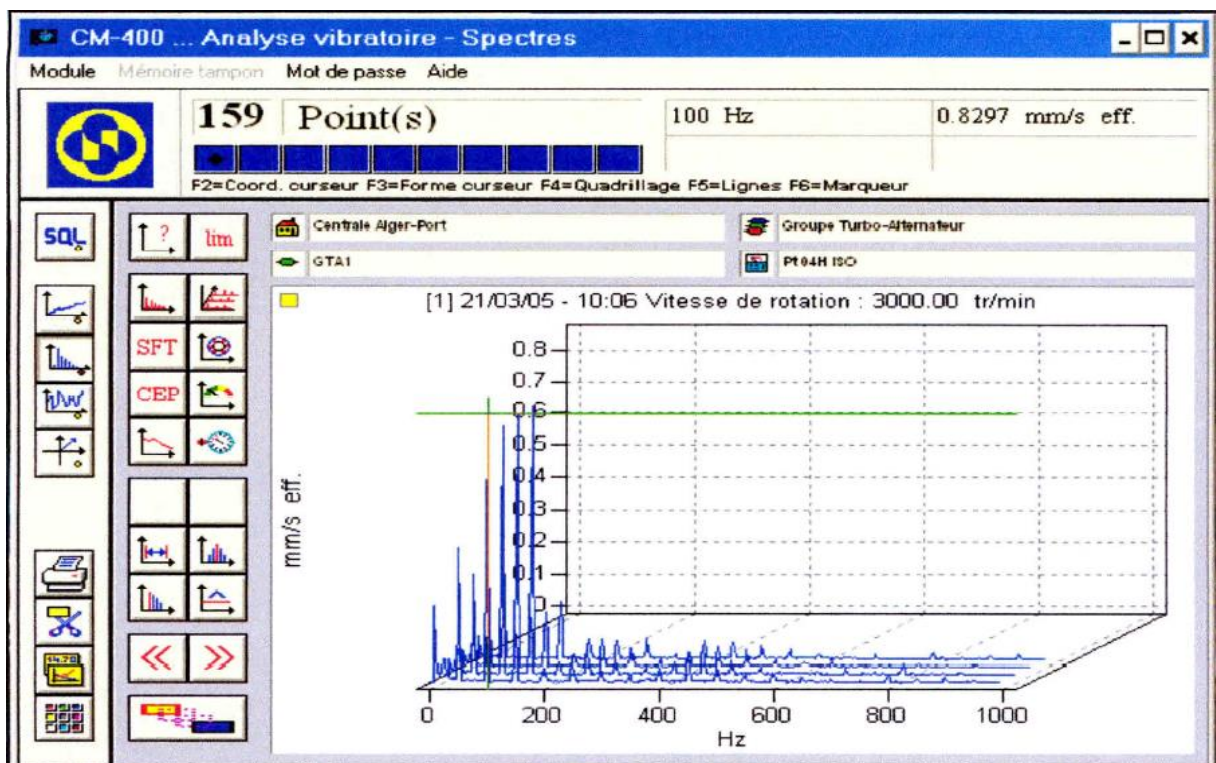


Figure 4.10: VIBROEXPERT CM 400

4.2.2. Choix des points de mesure

Les vibrations sont l'image des efforts engendrés par des défauts dans la machine, pour les détecter d'une façon fiable il faut bien choisir l'emplacement des points de mesure, la direction des captures et le type de fixation.

Selon les défauts, on choisit la direction du capteur, de sorte que la mesure principale soit suivant la direction de l'effort, les meilleurs points de mesure sont les paliers.

L'arbre de la pompe et les arbres intermédiaires sont immergés, on ne peut pas mesurer les vibrations dans cette partie, il nous reste que l'arbre de commande qu'on peut à travers lequel mesurer les niveaux vibratoires de la pompe. La figure suivante montre la partie commande et l'emplacement des capteurs dans chaque palier.

Les points sont répartis sur quatre niveaux différents, le premier se situe sur le moteur électrique et composé de deux capteurs radiaux horizontaux, PAL 1 RH et PAL 1RH1, déphasés de 90° , le deuxième est choisi au niveau de la liaison moteur-lanterne, PAL 2 (RH, RH1), comporte trois points radiaux horizontaux PAL 2 (RH, RH1) déphasés entre eux de 90° et l'autre point dans la direction axiale PAL 2-AX. Le troisième niveau se trouve sur palier butté avec un point dans la direction axiale PAL 3-AX et un autre dans la direction radiale PAL 3-RH. Le quatrième est choisi au niveau de la liaison lanterne-tête de refoulement et comporte aussi deux points, l'un dans la direction radiale PAL 4-RH et l'autre dans la direction axiale PAL 4-AX.

Afin d'obtenir des mesures fiables, il faut prendre en considération deux facteurs importants, le premier concerne l'emplacement des capteurs, l'autre tient compte des fonctions de transfert entre le défaut et capteur qui peut amortir ou amplifier la réponse.

Pour remarque, le niveau quatre n'est pas pris en compte parce que ces mesures ne sont pas fiables.

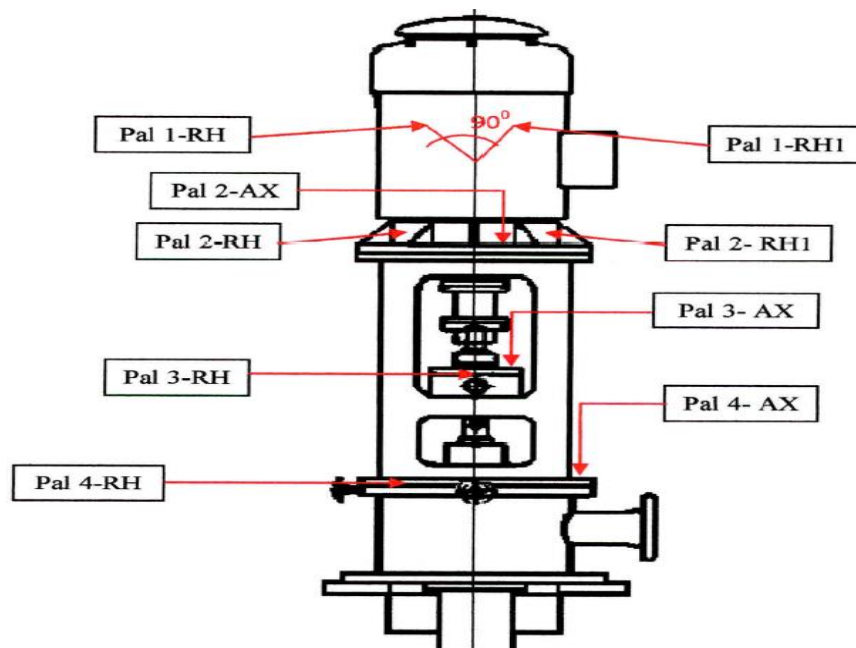


Figure 4.11: Représentation des points de mesure

Pour les noms des paliers dans les figures présentant les signaux, on adopte une autre nomenclature :

Pal 1-RH => pal 1-1 Ha, pal 1-RH1 => pal 1-1Hb

Pal 2-RH => pal 1 Ha, pal 2-RH1 => pal 1Hb

Pal 3-RH => pal 2Ha, pal 3-AX => pal 3A

La surveillance vibratoire des pompes se fait par l'analyse et le suivi des signaux vibratoires, l'analyse est faite par le logiciel **VIBROEXPERT CM400**. Deux méthodes essentielles sont utilisées la tendance ou l'analyse globale donne des informations sur l'état vibratoire de la machine, et l'analyse fréquentielle pour voir l'origine de la panne par la récupération des spectres vibratoires dans les paliers.

On procède à la surveillance de la pompe par l'analyse globale puis on passe à l'analyse spectrale. On prend les mesures dans un état normal de fonctionnement jusqu'à l'apparition d'une défaillance. On prend aussi des mesures juste après l'intervention sur la pompe.

5. Surveillance de la pompe WE

Les mesures sont prises dans **02/09/2015** le jour de déclenchement de l'alarme et après révision de la pompe le **06/09/2015** et vérifier la diminution des niveaux, cela est pour tous les points de mesures.

5.1. Analyse des niveaux globale

La surveillance des pompes commence par le suivi des indicateurs en mode globale (tendance vibratoire). Ce type de surveillance est rapide et économique, et il permet de connaître l'état vibratoire de la machine.

La figure suivante montre la tendance vibratoire, les niveaux vibratoires en fonction de temps et son évolution.

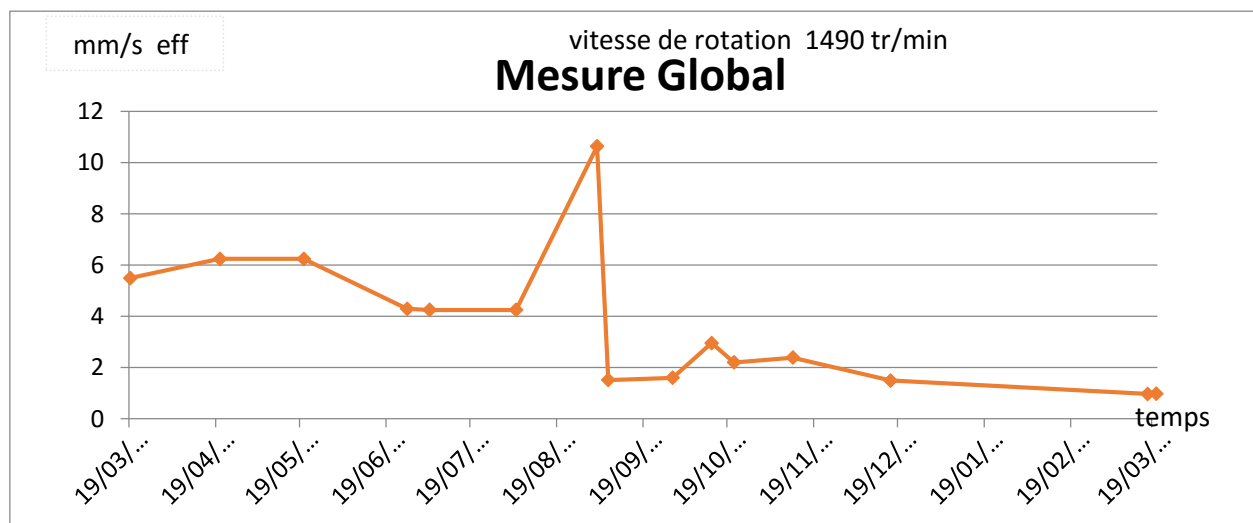


Figure 4.12: Niveau globale des vibrations sur tous les points de mesure pour Pal 1Ha

- Analyse des résultats :

On remarque que les niveaux vibratoires évoluent avec le temps, jusqu'à ce qu'ils deviennent inadmissibles 10.51mm/s et dépassent le seuil des vibrations qui est fixée à 4.5mm/s selon la norme ISO. La date du 02/09/2015 où l'alarme a été déclenché à cause de ces niveaux vibratoires élevés et où la pompe a nécessité une intervention. Afin d'identifier l'origine de la défaillance, une analyse spectrale est indispensable.

A cause de la sensibilité de l'alarme pour les valeurs de 4.5mm/s et pour les besoins de l'eau, le personnel technique décide de changer le seuil d'alarme à une valeur de 9mm/s, afin d'augmenter la durée entre les interventions et d'assurer la quantité d'eau dans les réservoirs.

Après l'intervention faite par l'équipe de maintenance sur la pompe on a constaté une diminution dans les niveaux vibratoires.

5.2. Analyse spectrale

L'analyse globale ne donne pas des informations sur l'origine de défaut, pour cela on est obligé de passer à l'analyse spectrale pour diagnostiquer d'une façon précise l'état de la pompe, on effectue l'analyse des spectres dans chaque palier pour connaître les causes, on a effectué une analyse pour la date 02/09/2016 où les niveaux vibratoires étaient inadmissibles (10.51mm/s) et une autre après l'intervention de l'équipe maintenance où les niveaux vibratoires ont diminué.

On présente dans les figures suivantes (figures 4.13, 4.14, 4.15), les signaux vibratoires traités à l'aide du logiciel VIBROEXPERT CM400. Ceci permet de diagnostiquer l'état de la pompe afin d'identifier l'origine de défaut qui fait augmenter les niveaux vibratoires.

Les signaux suivants sont enregistrés en date du 02/09/2015 et pour tous les points de mesures :

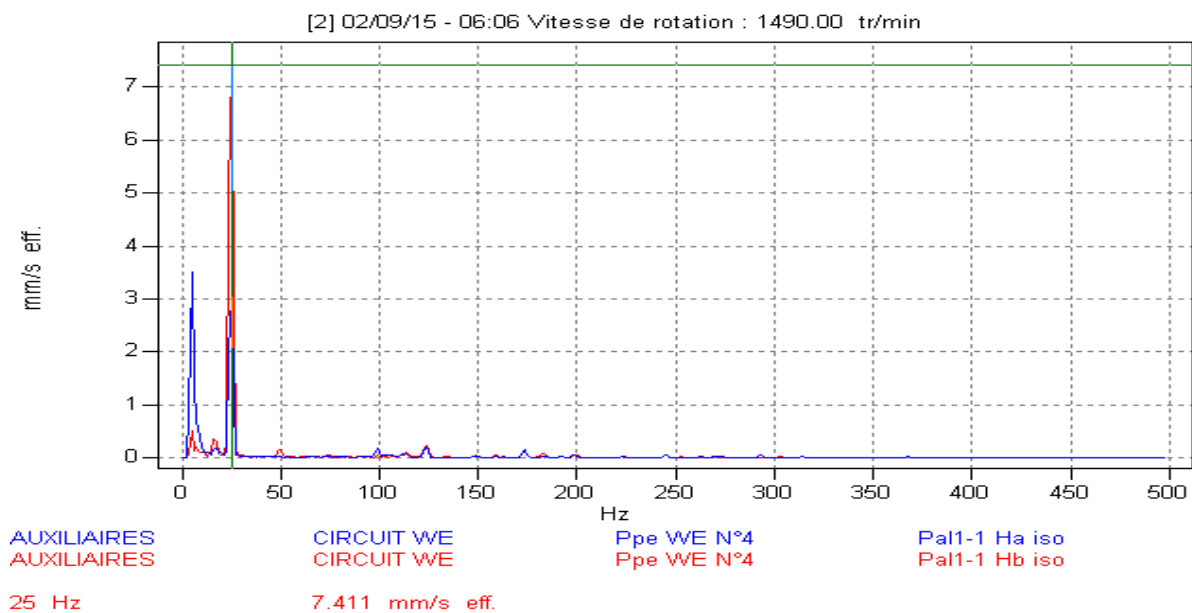


Figure 4.13 : le spectre vibratoire des paliers pal 1-1Ha et pal 1-1Hb

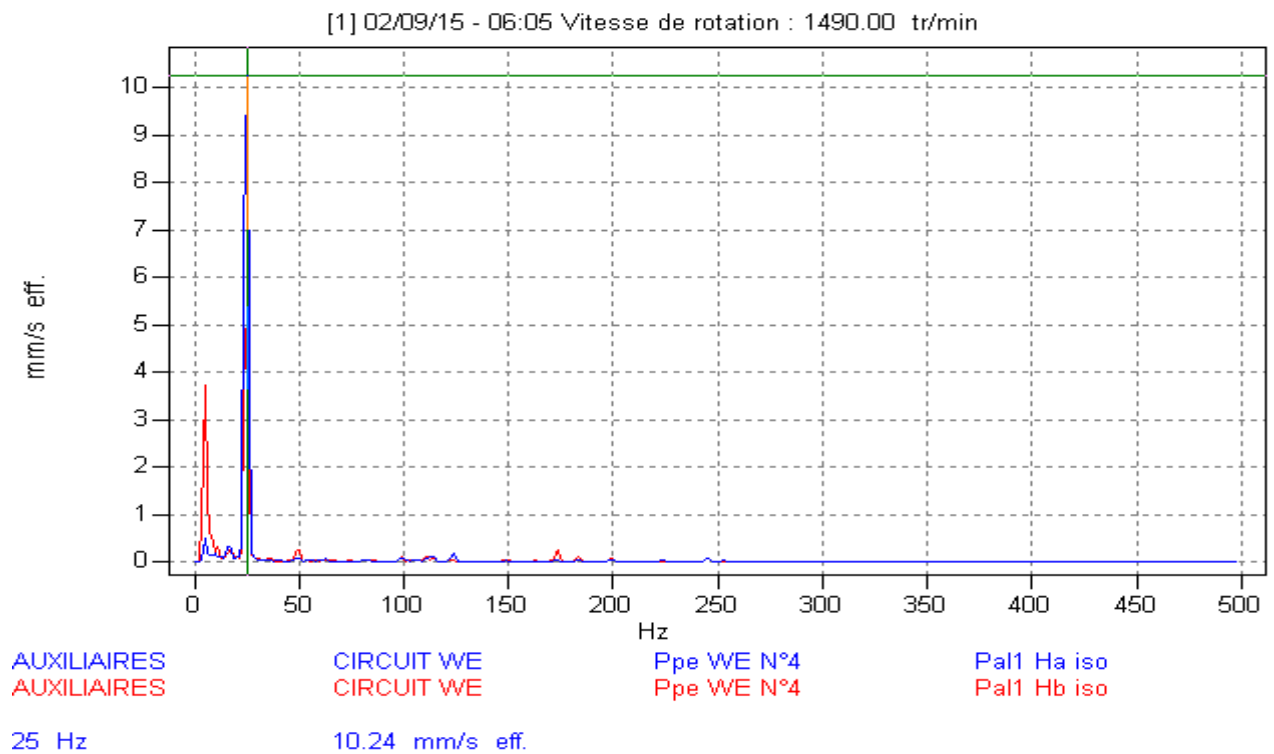


Figure 4.14 : le spectre vibratoire des paliers pal 1Ha et pal 1Hb

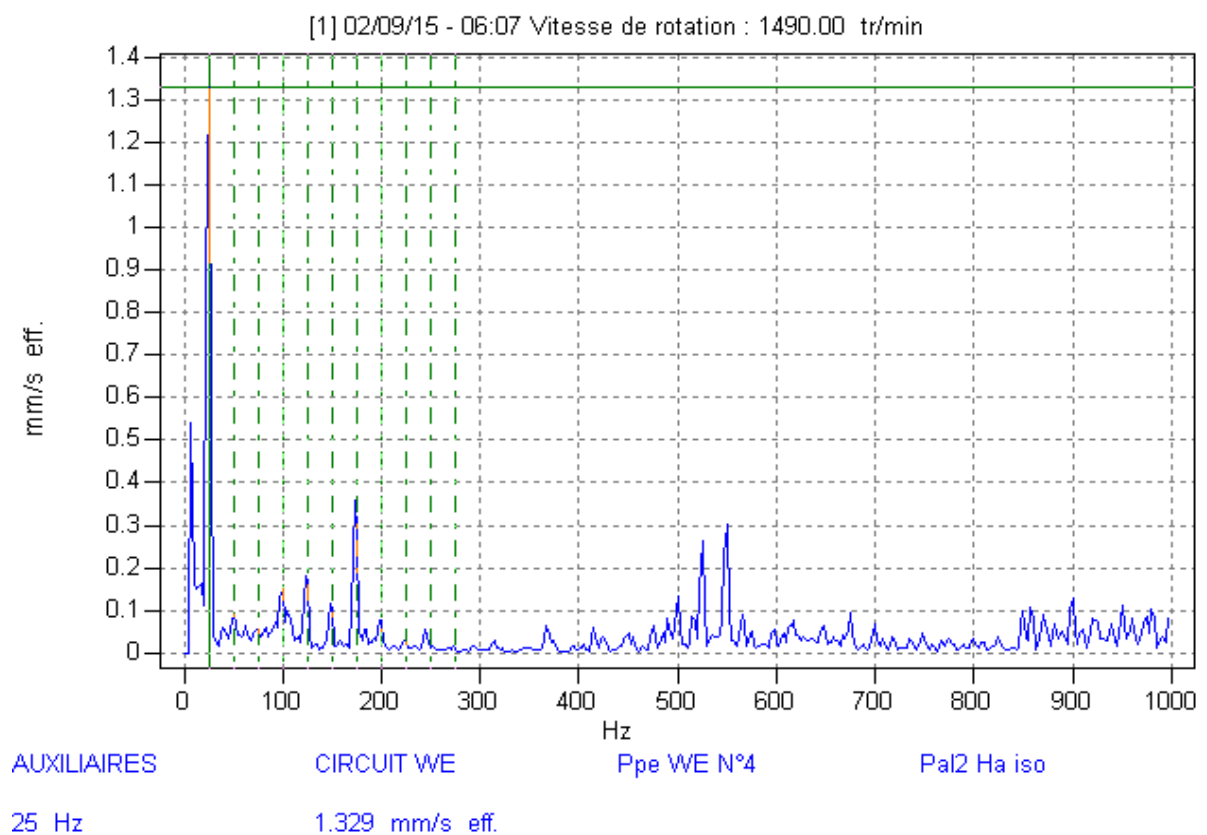


Figure 4.15 : spectre vibratoire de pal 2Ha

D'après les signaux présentés sur les figures ci-dessus, on remarque la présence d'un défaut se manifestant à la fréquence $f_0 = 25\text{Hz}$, fréquence de rotation de la pompe, correspondant à l'image vibratoire de balourd $f_{bal}=f_0=25\text{Hz}$. On remarque des pics très élevés (10.51mm/s , 7.41mm/s) à cette fréquence dans le palier **pal1-1Ha** et **pal1-1Hb**, respectivement, et dans le palier **pal 1Ha** et **pal 1Hb** (10.21mm/s , 9.3mm/s), dans le **pal 2Ha** les pics sont faibles (1.39mm/s) par rapport aux autres paliers. Il est remarquablement observé des pics à la fréquence de 7.5Hz avec des niveaux vibratoires élevés (3.6mm/s) dans les paliers **pal1-1Ha** et **pal1-1Hb** et aussi dans les paliers **pal1Ha** et **pal1Hb** (3.7mm/s). Ceci est dû à l'excitation externe des pompes de circulation. L'analyse modale précédemment faite, montre bien la présence d'une résonance à la fréquence de 7.5Hz due à une excitation des sources externes par les pompes de circulation, qui font exciter le mode 1. Ceci constitue un danger permanent pour l'arbre des pompes, danger auquel on doit y remédier. Par contre, dans la plage des hautes fréquences, on observe des pics de très faibles amplitudes.

Les figures ci-dessous montrent les spectres vibratoires après intervention sur la pompe (les figures de 4.16 à 4.20) présentent les spectres vibratoires des signaux récupérés par les accéléromètres placés dans les paliers.

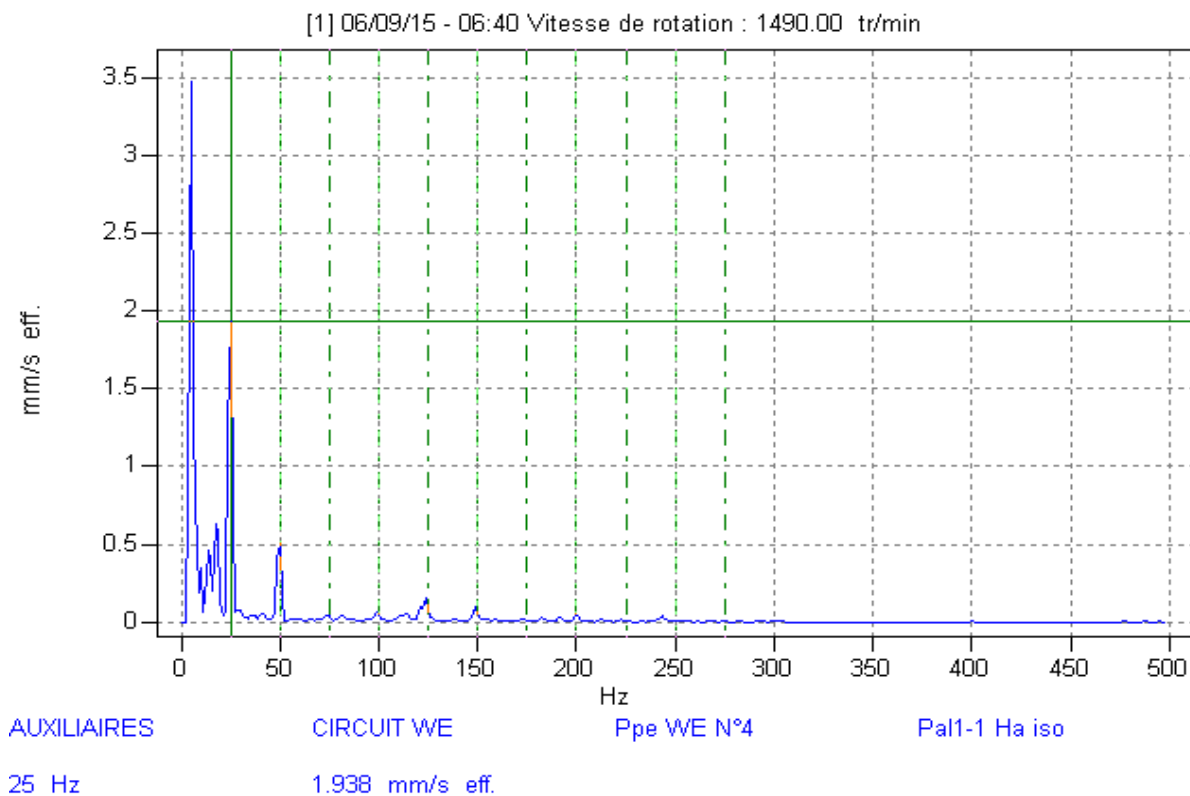


Figure 4.16 : le spectre vibratoire des paliers **pal 1-1Ha**

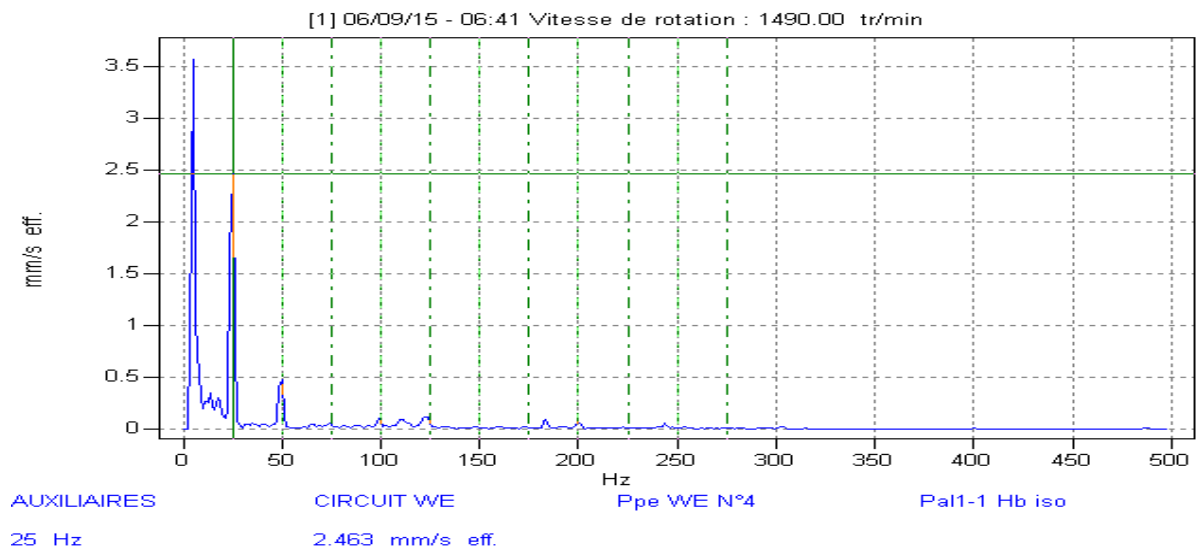


Figure 4.17 : le spectre vibratoire des paliers pal 1-Hb

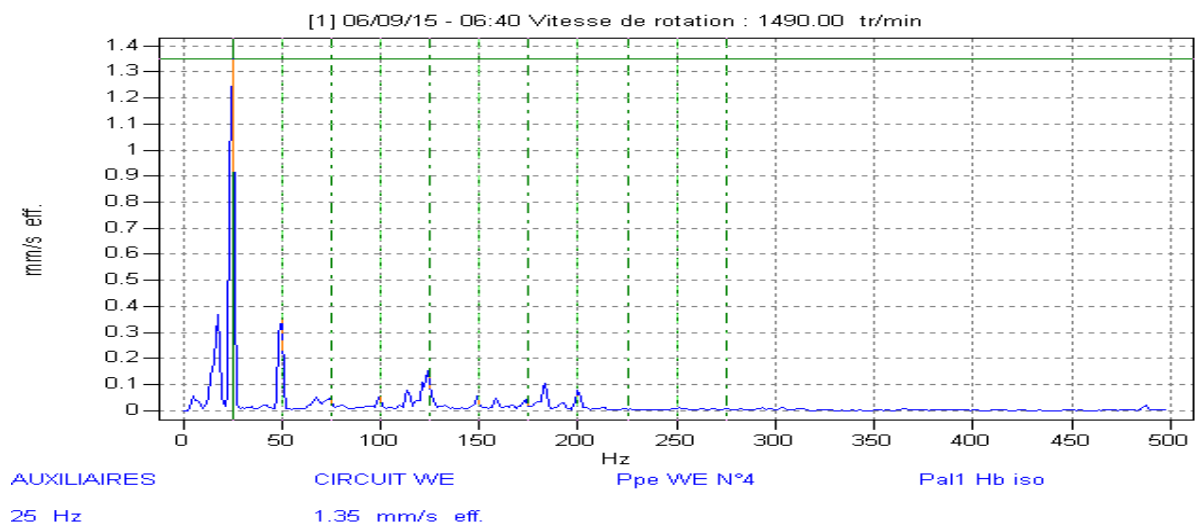


Figure 4.18 : spectre vibratoire de pal1-Hb

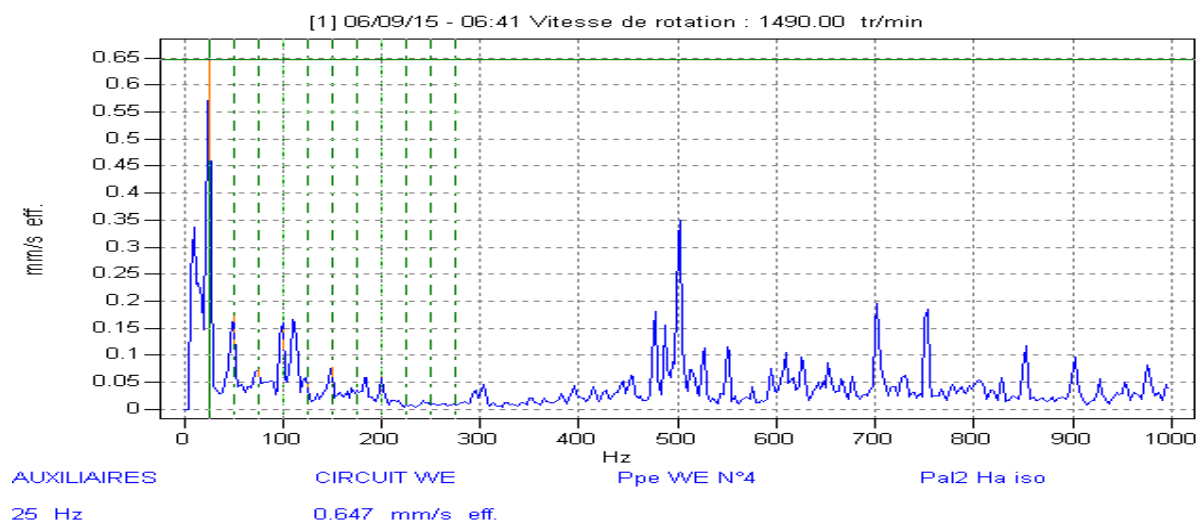


Figure 4.19 : le spectre vibratoire des paliers pal2-Ha

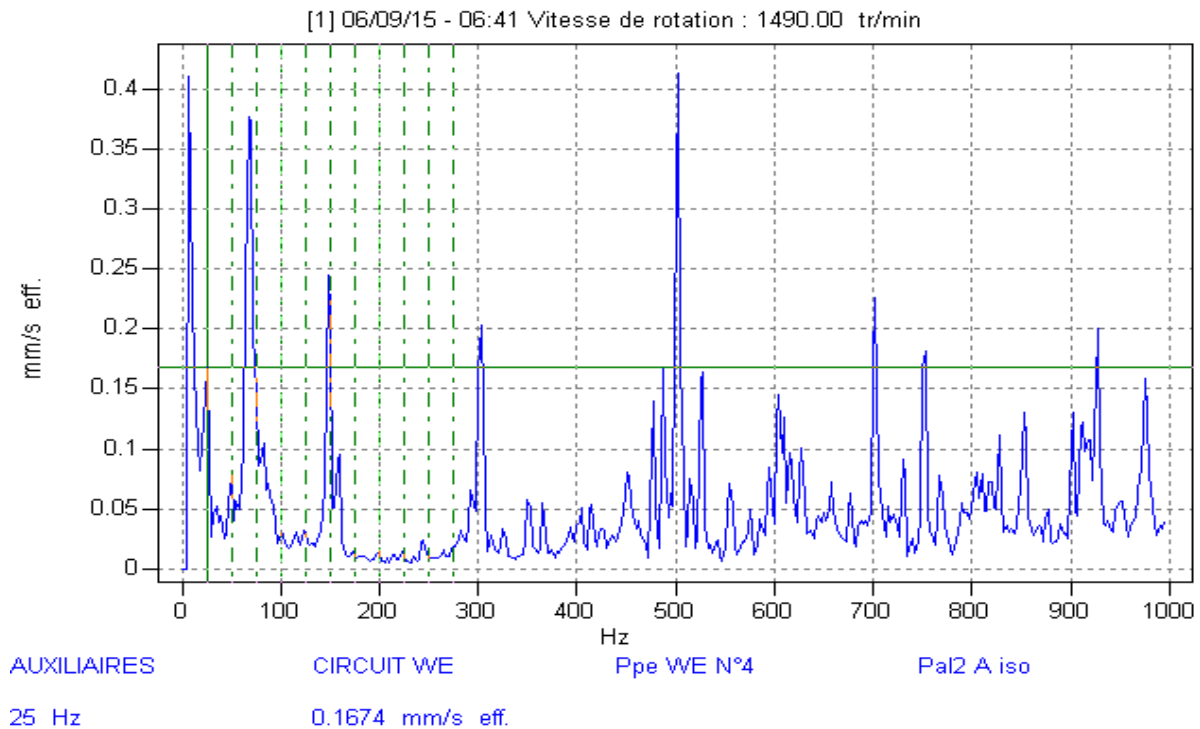


Figure 4.20 : spectre vibratoire de pal 2Ax

5.2.1. Analyse des résultats

L'intervention sur site de l'équipe de maintenance consiste en une révision sur la pompe avec le changement des chemises d'arbres usées par le PTFE et le sable. Les spectres des niveaux vibratoires ont bien diminué. On remarque par exemple pour les paliers **pal1-1Ha** et **pal1-1Hb** les niveaux sont devenus plus faibles, soit **1.93 mm/s** et **2.46mm/s**, pour les paliers **pal1-1Ha** et **pal1-1Hb**, respectivement. Les niveaux vibratoires des paliers **1Ha** et **1Hb** sont aussi faibles, soit **1.35mm/s**. Dans la direction axiale, les niveaux vibratoires dans les paliers **2Ha** et **2Ax** sont atténués, soit **0.647mm/s** et **0.1674mm/s**, respectivement. On conclue d'une façon générale que les niveaux vibratoires ont baissé d'une façon considérable après cette intervention.

D'après l'analyse globale on remarque les niveaux vibratoires sont toujours admissibles depuis cette date d'intervention à ce jour.

D'après le personnel technique de l'entreprise, la fréquence de répétition des pannes en hiver est plus importante par rapport à l'été, cela peut confirmer nos résultats trouvés concernant les causes de manifestation de balourd, qui sont dû aux infiltrations du sable et autres. Ces derniers passent à travers la pompe, puisqu'en hiver les conditions climatiques de la mer ont des effets néfastes sur la pompe. La nature des conditions climatiques sont turbulentes, voire chaotiques. Ceci provoque l'apparition du sable et divers infiltrations transportés par le courant vers la pompe, constituant ainsi un déséquilibre massique connu sous le nom de « balourd ».

6. Conclusion

La surveillance de la pompe par analyse vibratoire nous a conduit à des conclusions importantes sur l'état de santé de la pompe.

Selon l'analyse globale on a suivi l'évolution de défaut avec le temps et on a remarqué l'augmentation des niveaux vibratoires qui fait déclencher l'alarme, l'analyse des spectres nous a donné plus d'information sur l'origine de défaut de la pompe.

Les spectres montrent des pics très importants à la fréquence de rotation de la pompe $f_0=25\text{Hz}$, cela correspond à l'image vibratoire de balourd, après des recherches et discussion avec le personnel technique de la centrale on a pu connaître l'origine de ce balourd.

Le balourd a été créé par l'augmentation de jeu dans les paliers, ce jeu fait déplacer l'axe de rotation de l'arbre, et par conséquent la création de balourd qui se manifeste à la même fréquence de rotation de l'arbre, ce jeu est dû à l'usure des paliers lubrifiés par l'eau de mer.

L'eau pompée n'est pas filtrée parfaitement, il y a du sable et des infiltrations qui passent à travers la pompe et entre dans les paliers, avec le fonctionnement contenu à ces conditions, le sable se cumule et provoque le frottement avec les chemises d'arbres, car ce sable ne permet pas le passage de la quantité d'eau nécessaire pour la lubrification, c'est pourquoi les paliers s'usent après un certain temps.

L'usure des paliers augmente le jeu dans les paliers, ce qui provoque l'apparition de balourd et commence à évoluer jusqu'à ce que les niveaux vibratoires deviennent inacceptables, le personnel technique ont fait une révision sur la pompe défaillante et les niveaux vibratoires baissent après cette intervention. A partir de la date d'intervention 02/09/2015 à ce jour les niveaux devenus admissibles pour le fonctionnement de la pompe.

Selon le personnel technique de l'entreprise tous les chemises sont changées par d'autres, et également les paliers de PTFE.

Une autre remarque pour la fréquence de 7.5Hz, des pics élevés sont présent à cette fréquence dus essentiellement à la résonance de l'arbre avec une excitation par l'environnement externe de la pompe.

CHAPITRE 5

REMEDES ET CONCLUSION

Introduction

Après l'analyse qu'a été fait afin de connaître les causes des défaillances sur la pompe WE, notre étude repose dans la première partie sur l'analyse modale, après la modélisation de la pompe en éléments finis, une modélisation 3D dans SOLIDWORKS de la pompe faite, le calcul fait à l'aide de logiciel ANSYS WORKBENCH pour identifier les fréquences propres et leurs déformées correspondants.

Pour spécifier avec exactitude les défauts présents dans la pompe, on passe par l'analyse vibratoire, afin de chercher les fréquences des défauts probables qui peuvent affecter la machine à partir de la création des vibrations. L'analyse vibratoire a pour but de la surveillance de la pompe à l'aide d'un système de contrôle et d'acquisition des signaux vibratoires de marque SHENCK, les mesures sont faites dans les directions radiale et axial de l'arbre de commande et le moteur électrique, la partie hydraulique est immergée, par conséquent on ne peut pas mettre des capteurs dans cette partie, la récupération des signaux est faite par des accéléromètres placés au niveau des paliers et les données sont enregistrées dans une carte pour les transférées vers le logiciel VIBROEXPERT CM400 pour le traitement de ces signaux, notre travail consiste à prendre des mesures, les traité par ce logiciel et les analyser afin de connaître la cause de défaut présente dans cette pompe.

1. Les problèmes trouvés

L'analyse des résultats trouvés par l'analyse modale nous ont conduits à détecter une résonance à la fréquence de **7,82 Hz** qui correspond au premier mode propre, cette fréquence coïncide avec celle de fréquence de rotation des pompes de circulation qui fonctionne à la fréquence **7,5 Hz**, les efforts fournies par la rotation de ces pompes ont excité le premier mode, l'analyse de site est faite afin de connaître la transmission de ces efforts, ces derniers sont transmis à travers le sol et génèrent des vibrations sur la fondation à la même fréquence, et font exciter la pompe car ils ont placée au même plateforme. Pour la fréquence de rotation de la pompe **25 Hz**, toutes les fréquences propres sont loin de f_0 , donc il n'y a pas une résonance à cette fréquence,

On remarque aussi que les déplacements maximaux dans les différents modes sont important, ce qui permet de crée un mauvais guidage de l'arbre.

L'analyse vibratoire est faite pour analysé les signaux récupérés à partir des méthodes fréquentielles, on a constaté la présence des pics très élevées à la fréquence **25 Hz**, qui correspond à f_0 rotation du moteur, ces signaux correspond à l'image vibratoire de balourd. D'autre pics sont présents à la fréquence de **7.5 Hz** dus à l'excitation externe des pompes de circulation. Cela confirme bien nos résultats trouvés par l'analyse modale

Le phénomène de balourd mécanique est lié à une répartition non homogène de la masse autour de l'axe de rotation, l'axe d'inertie de l'arbre n'est pas confondu avec l'axe de rotation. Les causes de l'apparition de ce balourd sont dues généralement à l'usure sur les paliers, il existe d'autre origine mais n'évolue pas dans le temps, selon le personnel technique de l'entreprise et d'après l'historique des pannes, la cause major de l'apparition de ce balourd c'était l'usure des paliers.

Cette usure due essentiellement par la mauvaise lubrification des paliers, qui faite par l'eau de mer qui contient du sable et quelques infiltrations, ces dernières sont transportées avec l'eau et entre en contact avec les paliers, et comme le jeu est très petit avec les chemises d'arbres, il les empêche de passer, avec le cumule du sable et les infiltrations, le palier fonctionne avec frottement entre le sable et les parties cylindriques de PTFE et les chemises d'arbres après une durée de fonctionnement avec ces conditions les matériaux s'usent et le jeu devient plus grand, cela va générer un déséquilibre dans la rotation du rotor, ensuite des vibration excessives à travers la ligne d'arbre, cela est appelé un déséquilibre massique, l'arbre déséquilibré ne tourne pas autour de son axe de rotation et sa génère des vibrations à la fréquence de rotation de l'arbre qui est **25Hz**, et ça a été confirmé par les signaux récupéré dans les paliers pendant notre suivi de la pompe WE.

2. Les recommandations et remèdes

Nos remèdes sont basés sur les problèmes présentés ci-dessous d'après notre étude sur cette pompe, On présente les remèdes proposés on deux parties, qui sont :

- **Solution à partie des résultats scientifique**
- **Solutions technologiques préconisées**

2.1. Solution à partir des résultats scientifiques :

2.1.2. Isolateurs des vibrations

A fin de minimiser les niveaux vibratoires et d'absorber l'énergie d'excitation provoqués par l'excitation de la fréquence de forçage de **7.5 Hz** par les pompes de circulation à travers la plateforme, des mesures sur site ont été faites et ont montré des pics très importantes à **7.5 Hz** au niveau de la plateforme, pour cela on propose de mettre des isolateurs au niveau de fixation avec le sol de l'ensemble moteur-pompe, car cette dernière est en résonance avec la fréquence de rotation des pompes de circulation, cette fréquence coïncide avec celle de premier mode de notre pompe **7,82 Hz**.

Le but de la technique d'isolation est d'installer la machine de façon à ce que les effets négatifs dus aux excitations ne soient pas transmis à la pompe.

Pour ce cas, En utilisant des isolateurs interposés entre la pompe et le sol, on obtient une isolation très efficace. Le système d'isolation doit avoir une fréquence propre beaucoup plus basse que celle des vibrations avec une isolation sur-critique.

Le diagramme proposé permet facilement de définir la flèche de l'élément à utiliser en tenant compte de la fréquence de travail de la machine et du degré d'isolation des vibrations souhaité.

Ce diagramme est valable que pour des matériaux incompressibles et durablement élastiques, car s'il y a une dégradation dans l'élasticité du matériau il y aura donc dégradation dans la capacité d'isolation des vibrations.

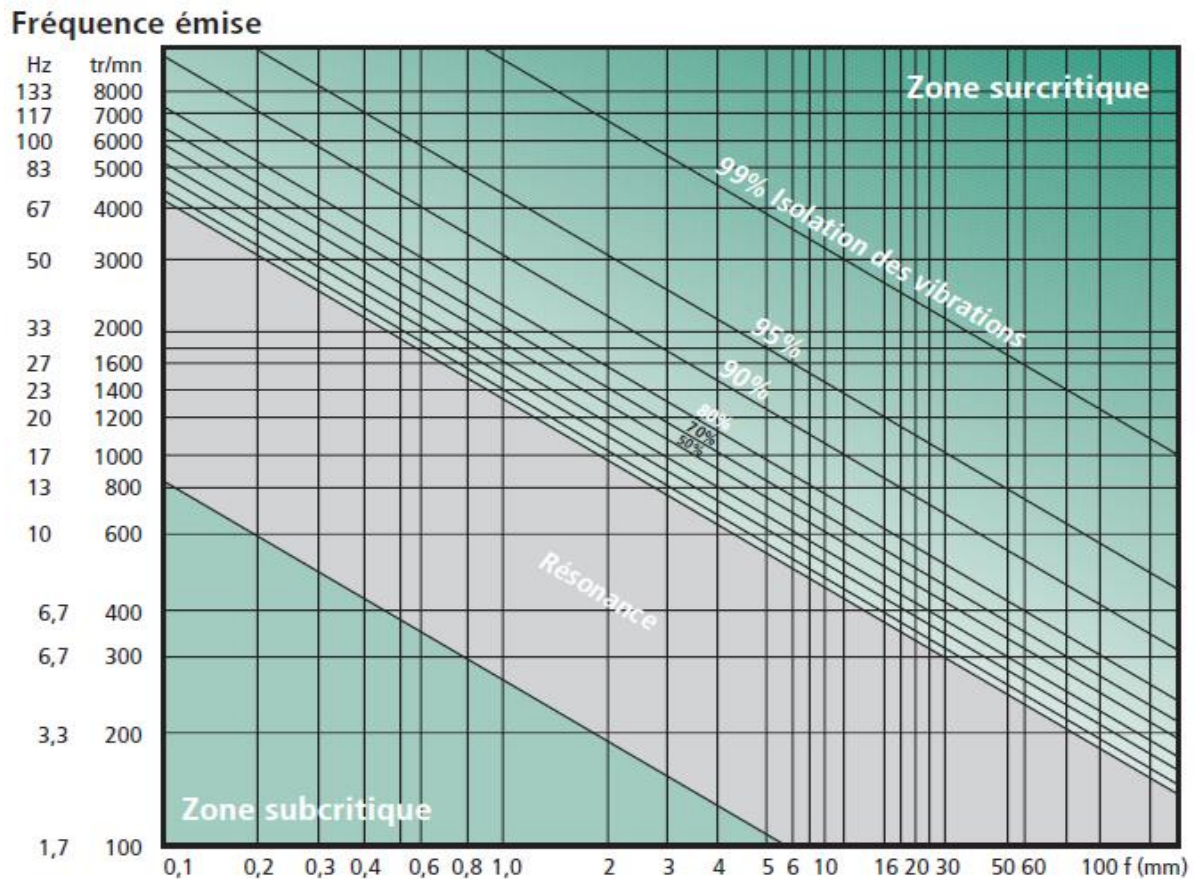


Figure 5.1 : diagramme d'isolation

A partir de ce diagramme et après une recherche on a trouvé un isolateur qui convient pour notre cas.

- **Plaque anti vibrations « SUROSOL INOX »**

Les platines sont fournies sans vis pour s'intégrer au système de réglage du constructeur.

Avec leur amortisseur en Nitrile auto-adhésif, elles assurent la totale immobilité de la machine et une excellente résistance aux huiles, à l'eau et aux détergents.

Les platines sont équipées d'une semelle amortisseuse orange pour deux types d'utilisation :

- **Implantation longue durée ou sous machine à forte amplitude vibratoire (Face orange auto-adhésive côté sol pour une résistance au glissement latéral).**
- **Implantation courte durée et mobilité (Face noire antidérapante côté sol avec un coefficient de résistance au glissement latéral).**

La platine Inox antivibratoire permet une grande flexibilité du parc machine avec sa semelle antidérapante non adhésive, tout en offrant une totale inertie aux produits chimiques, alimentaires, à la vapeur et aux hautes températures (acier inoxydable, amortisseur Nitrile).



Figure 5.2 : mettre en place d'isolateurs sur la pompe

- Les caractéristiques de l'isolateur

Tableau 5.1 : caractéristiques de l'isolateur

| Qualité | Duveté Shore | Isolateur | | | | Accessoires |
|---------|--------------|------------|------------|------------|---------------|---------------------------------|
| | | Résistance | | | | |
| Nitrile | 80 | Huiles | Détergente | Acides | T° | Acier E-24 |
| | | Excellente | Excellente | Excellente | -20à +95°C | Acier inoxydable 304 poli |

Les platines SURSOL sont fournies sans vis pour s'intégrer au système de réglage du constructeur. Avec amortisseur en nitrile autoadhésif, il assure la totale immobilité de la machine et une excellente résistance aux huiles, à l'eau et aux détergents.

- Caractéristique dimensionnelles (Inox)

Tableau 5.2 : dimensions de l'isolateur

| Référence | Φ mm | A | e max. en Kg |
|-----------|-----------|-----------|--------------|
| 50.80.76 | 60 | 20 | 450 |

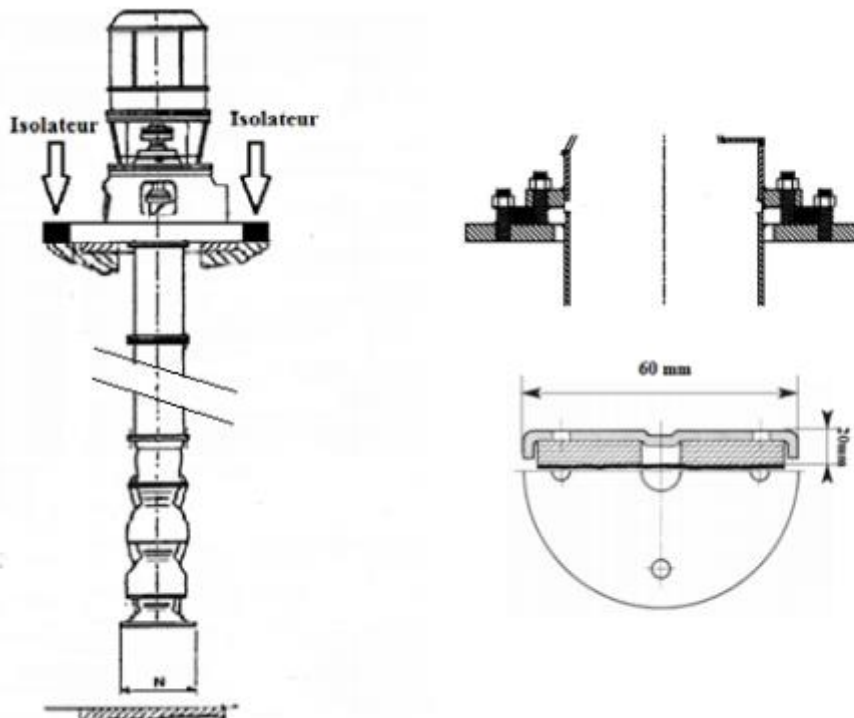


Figure 5.2 : la patine Inox SURSOL

D'après la fiche technique de la plaque anti vibratoire « **Inox SURSOL** » fournie par le constructeur, la courbe d'écrasement de cette dernière indique que la flèche de la plaque sous charge du pompe **1600Kg** est enivrent de **1.1mm** pour chaque plaque, donc, avec une fréquence de rotation 7.5Hz, et à partir de diagramme d'isolation dans la (Figure 5.1), on trouve que y a un pourcentage de d'isolation de vibration **40%**.

2.1.2. Changement des fréquences propres

Les résultats de l'analyse modale indiquent que les flèches des déplacements maximaux modales sont importantes, en remarque dans le mode 1 (la figure 3.13), la flèche déplacement maximal entre deux paliers est $D_{\max}=11\text{mm}$, ce qui permet de créés des forces de battement important, et ces derniers peut créer un mauvais guidage de rotor de la pompe, à partir de la création de jeu important entre l'arbre et le palier, donc les niveaux de vibration de la pompe augmente rapidement.

Pour la réduction de ces forces, on a proposé de diminuée la distance entre les paliers, ce qui permet changer aussi les fréquences propres pour éviter la résonance, donc on peut assurer un bon guidage de l'arbre.

Le constructeur met 3 paliers dans la partie hydraulique, et 1 palier et une butée au niveau de la partie commande, et 4 paliers au long de la ligne d'arbre de transmission entre le moteur et la partie hydraulique de la pompe, on remarque d'après l'analyse modale que la zone entre ces 4 paliers est celle qui connait les déplacements maximaux, donc on diminue la distance juste entre ces 4 paliers, par cela on fait augmenter la rigidité de l'arbre et assurer un bon guidage.

Actuellement, le constructeur met une distance de 1.5 m entre les paliers, cette distance est très grande et donne les résultats qui sont présentées dans le chapitre3. Pour l'optimisation de ces résultats, on ajoute 2 autres paliers dans la zone des arbres de transmission qui ont les mêmes caractéristiques que les autres, la distance entre deux paliers devient 1m au lieu de 1.5m. après la simulation dans le logiciel ANSYS donne :

Tableau 5.3 : les fréquences propres après modification

| Mode | Fréquence [Hz] | D _{max} [mm] |
|------|----------------|-----------------------|
| 1 | 8.92 | 2.145 |
| 2 | 35.684 | 3.001 |
| 3 | 47.80 | 5.695 |
| 4 | 49.214 | 4.612 |
| 5 | 59.631 | 4.542 |
| 6 | 61.162 | 5.102 |
| 7 | 69.24 | 6.365 |
| 8 | 70.7 | 6.408 |
| 9 | 77.15 | 5.019 |
| 10 | 79.51 | 6.89 |

Les résultats fournis par ANSYS après la simulation, indique que les modes propres sont changés carrément, on constate une diminution importante dans les flèches, et les fréquences propres sont changées aussi. Ce qui implique une diminution de la force de battement entre les paliers, et le guidage au long de l'arbre de la pompe sera plus mieux avec 10 paliers au lieu de 8 palier, et permet de s'éloigner de la fréquence de forçage de 7.5Hz.

Au niveau de l'entreprise, après la proposition de cette solution, le personnel technique dit que celle-là est parfaite, même elle est réalisable dans l'atelier du central, et économique.

2.2. Solutions technologiques préconisées

2.2.1. Mettre des filtres

Afin d'éliminer ces vibrations on procède par l'élimination des causes, l'une des causes sont les infiltrations et sable qui passent à travers la crépine et entrent dans les paliers ensuite faire user les chemises d'arbres et crée un balourd, donc notre proposition est de mettre des pré filtres avant la crépine ou dans celle-ci pour empêcher l'entrée du sable et infiltrations à travers la pompe, ça va augmenter la durée du vie des paliers et également la pompe, cela assure une bonne fiabilité de la pompe et d'éliminer cette cause.

Dans l'industrie il existe plusieurs modèles des filtres à eau, on choisira le model qui convient à notre pompe surtout pour la mise en place et ne perturbe pas le fonctionnement normal.



Figure 5.3 : le modèle du filtre proposé

Ce filtre ne permettra aux infiltrations et le sable de passer à travers la pompe, pour permettre à l'eau de passer avec le débit nominal, il faudrait agrandir le filtre et faire des étages pour augmenter la durée de vie de mécanisme.

Cette solution est importante parce que il ne permet pas aux infiltrations et les graines de sable de monté au long de rotor, ce qui minimise le phénomène de l'usure dans les paliers. Mais cette solution elle n'est pas parfaite dans notre cas, elle a un inconvénient lié aux rendements de moteur, des pertes de charge augmentent, pour avoir le même débit, il faut que le moteur produit une puissance plus qu'avant. Parce que la surface d'aspiration va diminuer.

2.2.2. La protection des paliers

Dans la même procédure d'élimination des causes, on peut aussi protéger les paliers pour empêcher le sable et infiltrations d'entrer dans les paliers, on peut proposer plusieurs configurations dans le but de les protéger on site par exemple ces trois méthodes :

➤ **Première méthode : Mettre des joints à l'entrée et à la sortie des paliers**

Dans le but d'empêcher le sable et les infiltrations d'entrer dans les paliers, on propose de fermer les entrées et les sorties de chaque-un, on laissera une petite partie pour la lubrification, les joints cherchés il faut qu'ils résistent contre la pression dynamique de l'eau pompée et on choisira les joints selon le critère de résistance contre la pression dynamique de fluide qui est égale à 3.9 bar.

➤ **Deuxième méthode : Protection de l'arbre tout entier**

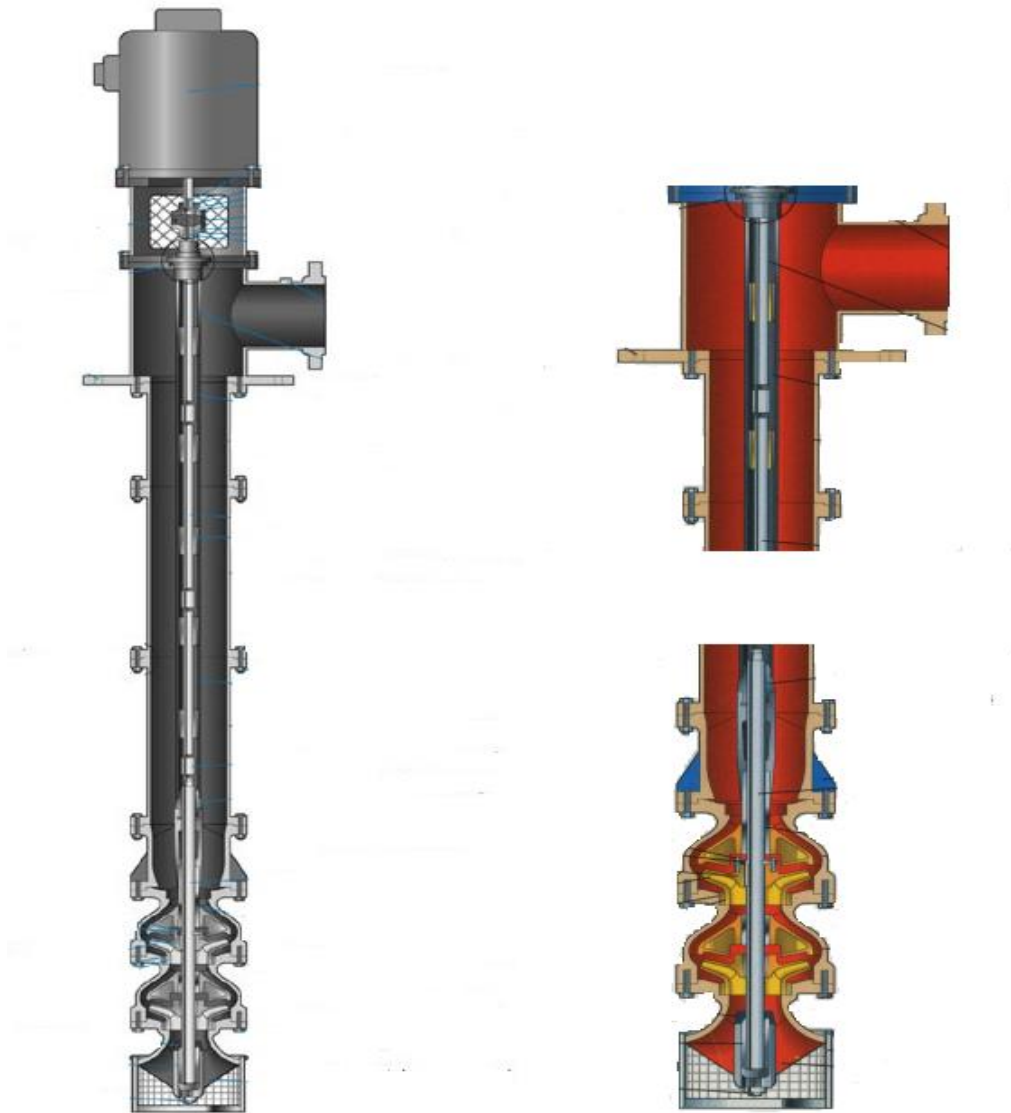


Figure 5.4 : la protection de l'arbre tout entier

Pour cette méthode et dans le même but d'empêcher le sable et les infiltrations de passer à travers la pompe, on a pensé de protéger l'arbre tout entière, cette configuration est existée déjà dans le marché donc il faut juste choisir une pompe qui convient aux conditions de

fonctionnement de la centrale et contacter le constructeur de la pompe pour acheter une pompe correspond à cette configuration, cela est un investissement à long terme.

Ou bien la centrale possède un atelier mécanique ils peuvent usiner un couvercle pour les arbres qui sont en contact avec le fluide.

Cela permet d'augmenter la durée de vie de la pompe et d'assurer le fonctionnement nominal de la centrale, et couvrir les besoins en eau de mer, en diminuant les interventions sur site par les équipes de maintenance.

➤ **Troisième méthode : Protéger le palier seulement**

Dans le même but et la même procédure, mais cette fois-ci on propose de protéger les paliers seulement, on met en place un couvercle sur les paliers sans perturber le fonctionnement de la pompe et sans changer la rigidité des arbres par ce que tout est calculé pour travailler à ces conditions avec cette conception par le constructeur, puis pour la lubrification on a deux choix :

- Avec l'eau de mer : la lubrification se fera avec l'eau de mer, on perturbe le moins possible la conception et par conséquent le fonctionnement de la pompe, donc pour cette configuration on propose de laisser une petite partie de l'eau de mer à passer à travers le couvercle construit, mais on fait un petit filtre à l'entrée de ce mécanisme, pour l'évacuation de l'eau aussi on laissera une petite ouverture dans la partie supérieure avec le courant, la pression dans le palier est supérieure à celle-ci à l'extérieure, donc le problème de dépression se posera pas.
- Avec un autre système de lubrification : pour cette configuration la lubrification se fera avec un autre système de lubrification avec l'huile, le problème se posera pas puisqu'il y a ce couvercle, mais cette configuration est coûteuse, car il ne faut pas laisser l'huile se mélanger avec l'eau de mer, ou bien faire des joints d'étanchéités, ou bien changer les coussinets par des roulements.

3. Conclusion

Dans ce chapitre diverses solutions sont présentées, utiles pour éliminer entièrement les causes des problèmes, notre analyse a été reposée sur l'analyse modale et l'analyse vibratoire par la récupération des signaux vibratoires sur les paliers de la pompe.

L'analyse modale montre une résonance autour de la fréquence de forçage de 7.5Hz par les pompes de circulation, qui correspond à la fréquence de 7.82Hz de mode 1, pour éliminer cette résonance on a proposé de mettre en place des isolateurs des vibrations ou bien de changer la structure on ajoutant des paliers pour augmenter la rigidité de l'arbre et minimiser les déplacement maximaux.

L'analyse vibratoire montre l'apparition d'un balourd qui tourne à la fréquence de rotation du moteur, du à l'usure sur les paliers qui crée un déséquilibre massique de rotor. Pour éliminer ce balourd on a procédé par l'élimination des causes, selon notre analyse et les informations données par le personnel technique de l'entreprise, des solutions ont été proposées.

CONCLUSION GENERALE

Ce projet s'inscrit dans le cadre des collaborations ENP- SONELGAZ. Dans le but de construire une approche pour l'identification des causes des anomalies sur la pompe WE de la centrale thermique CAP-DJINET. La connaissance approfondie de la Pompe WE et l'analyse des historiques des pannes nous a guider en partie de la nature des causes « Sources vibratoires ».

L'analyse modale par éléments finis nous a permis de déceler une fréquence dangereuse provenant des sources externes. Et ce résultat est confirmé par l'analyse vibratoire. Ce dernier montre en sus de la fréquence dangereuse, une autre fréquence correspondant au balourd. Ce phénomène est dû selon notre étude à l'usure des paliers et aux infiltrations des grains de sable.

Afin de résoudre ces problèmes, On a proposé des solutions, qui sont :

- **Solution à partie des résultats scientifique** : Représenté par :
 - ✓ Mettre des Isolateurs des vibrations.
 - ✓ Changement des fréquences propres.

- **Solutions technologiques préconisées** : Représenté par :
 - ✓ Mettre des filtres.
 - ✓ La protection des paliers.
 - ✓ Protection de l'arbre.

La simulation de la solution proposée montre bien la disparition de cette fréquence dangereuse et la réduction de l'amplitude vibratoire.

REFERENCE
BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] : Documentation de la centrale thermique de 'RAS-DJINET' + Cahier technique de la pompe de transfert d'eau de mer.
- [2] : G. PERROTIN J. LAUNAY, « Station de pompage », Techniques de l'ingénieur, B4340.
- [3] : A. BOUDEN, « Analyse optimisée de système de pompage photovoltaïques », Mémoire de Magister, Université de Constantine 2008.
- [4] : Jean POULAIN, « Pompes roto dynamiques », Techniques de l'ingénieur B 4300.
- [5] : MEFLAH AISSA « Modélisation et commande d'une chaîne de pompage photovoltaïque » Mémoire de Magister, Université de Tlemcen 2010.
- [6] : Jean-François LAPRAY « Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation » Techniques de l'ingénieur B 4313.
- [7] : Alain BOULANGER et christion Pachaud « Surveillance des machines par analyse des vibrations Du dépistage au diagnostic ».
- [8] : Ahmed LALOUCHE. Diagnostic des machines tournantes, étude numérique et expérimentale, mémoire de magister en mécanique présenté à l'UMBB le Mai 2006.
- [9] : équilibrage sur site des machines tournantes P/N 651.018F
- [10] : Michel LALANNE. Dynamique des rotors en flexion, (Technique de l'ingénieur) 2005 BM5110
- [11]: LALANNE (M.) et FERRARIS (G.). – *Rotordynamics Prediction in Engineering*. J.Wiley (G.B.), 198 (1990).
- [12]: CHILDS (D.). – *Turbomachine Rotordynamics*. J. Wiley (New York), p. 476 (1993)
- [13] : FRENE (J.), NICOLAS (D.), DEGUEURCE (B.), BERTHE (D.) et GODET (M.). Lubrification hydrodynamique, paliers et butées. Collection de la Direction des Études et Recherches de l'Electricité de France n° 72. Édition Eyrolles, 448 p. (1990).
- [14]: SOMEYA (T.). – *Journal Bearing Databook*. (Caractéristiques des paliers). Springer Verl (Berlin), 323 p. (1988).
- [15] : F.Champavier : analyse vibratoire des machines tournantes, 01dB-stell MVI technologiesgroup version juin 2002.
- [16] : L.Rasolofondraibe : Mise en oeuvre des méthodes paramétriques adaptatives pour la surveillance d'une machine de production par analyse vibratoire, Doctorat de l'Université de Reims, spécialité génie informatique, automatique et traitement de signal, 1995.
- [17] : J.Philippe : Savoir ausculter les machines tournantes, Laboratoire d'analyse des signaux et des processus industriels, Université Jean Monnet, Paris.
- [18]: Tandon N, Choudury A., "A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings"; *International Journal of Tribology*, 32 pp 469–480, 1999.

[19] : Dron J.P., "Elaboration et adaptation d'outils pour l'étude et le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire", Thèse de doctorat de l'Université de Reims 1995.

[20] : R. Bigret et J. -L. Féron : "Diagnostic - maintenance disponibilité des machines tournantes", MASSON 1995.

[21] : Cousinard O. "Contribution à l'étude et au développement d'un système intégré de suivi de l'endommagement des composants mécaniques sur les machines tournantes : Application au développement et au choix des outils d'analyse et de mesure vibratoire " Thèse de doctorat de l'Université de Reims 2002.

[22] : Boulenger, A., & Pachaud, C., "Surveillance des machines par analyse des vibrations", AFNOR, 1995.

[23] : Jean Héng : PRATIQUE DE LA MAINTENANCE PREVENTIVE –Mécanique- Pneumatique Hydraulique- Electrique- Froide É dition AFNOR 2002 DUNOD.

ANNEXE

