

République Algérienne Démocratique & Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



MÉMOIRE

Présenté pour obtenir le diplôme de Master

Université 8 Mai 1945 Guelma

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Présenté par :

MENAI Abd Elkarim Ibrahim

**Equilibrage des Machines Tournantes par le logiciel
«Balancing consultant»**

Encadreur : Pr. OUELAA Nouredine

Co-encadreur : Dr. OUELAA Zakarya

2023/2024

Dédicace

Je tiens à dédier ce mémoire :

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

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

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

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

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant le miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Je tiens vivement à exprimer toute ma reconnaissance au **Pr. OUELAA Nouredine** qui m'a honoré par son encadrement pour mener à bien ce travail. J'ai grandement apprécié son soutien, sa responsabilité et son expérience tout au long de cette période.

Je tiens à remercier mon Co-encadreur, **Dr. OUELAA Zakariya**, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, principalement dans la mise en service du logiciel d'équilibrage.

Je remercie également l'ingénieur du Laboratoire de Mécanique et Structures **Mr. OURFELLA Rabah** et les techniciens du Département de Génie Mécanique de l'Université 8 mai 1945-Guelma.

Je tiens aussi à remercier tous les enseignants du Département de Génie Mécanique, qui ont contribué à notre formation.

Un grand merci à mes collègues, pour leurs encouragements.

Résumé

Les problèmes vibratoires, tels que générés par les balourds sont reconnus comme étant l'un des problèmes les plus importants qui diminuent la durée de vie de la machine. Malgré les efforts fournis durant la phase de conception pour minimiser ces vibrations, elles restent la cause majeure de défaillances. Une étude bibliographique sur les différentes techniques de maintenance est présentée suivie d'une synthèse des travaux sur les méthodes de diagnostic des défauts et les techniques d'équilibrage des rotors. Les équations du mouvement permettant l'étude du comportement dynamique des rotors sont obtenues par le calcul des énergies cinétique, de déformation et des travaux virtuels des différents composants du rotor et par l'utilisation des équations de Lagrange. La résolution de ces équations s'effectue par la méthode de Newmark. Pour comprendre les différentes méthodes d'équilibrage, nous présentons dans un premier temps l'équilibrage statique, en un plan, de trois éléments : un disque et une roue de ventilateur à pâles fixes déséquilibré par un balourd et une roue de ventilateur à pâles libres déséquilibrée par la cassure partielle d'une pale. Dans un deuxième temps, nous avons étudié l'équilibrage dynamique, en deux plans, dans le cas de deux disques et de deux roues de ventilateurs. Les résultats montrent l'efficacité de l'équilibrage pour minimiser les vibrations dans le cas de présence de balourd, mais n'a pas d'influence sur l'amplitude vibratoire du pic correspondant au défaut de cassure de pale.

Mots clés :

Balourd / Machines tournantes / Dynamique des Rotors / Equilibrage statique / Equilibrage dynamique.

Abstract

Vibration problems, such as those generated by imbalances, are recognized as one of the most significant issues that reduce machine lifespan. Despite efforts made during the design phase to minimize these vibrations, they remain a major cause of failures. A bibliographic study on various maintenance techniques is presented, followed by a synthesis of work on fault diagnosis methods and rotor balancing techniques. The equations of motion for studying the dynamic behavior of rotors are obtained by calculating the kinetic and deformation energies, and the virtual work of the different rotor components, and by using Lagrange's equations. The solution to these equations is achieved through the Newmark method. To understand the different balancing methods, we first present static balancing, in one plane, of three elements: a disc, a fan wheel with fixed blades imbalanced by a weight, and a fan wheel with free blades imbalanced by a partial blade breakage. Secondly, we studied dynamic balancing, in two planes, in the case of two discs and two fan wheels. The results show the effectiveness of balancing in minimizing vibrations in the presence of an imbalance, but it does not influence the vibrational amplitude of the peak corresponding to the blade breakage fault.

Key words:

Unbalance / Rotating Machines / Rotor Dynamics / Static Balancing / Dynamic Balancing.

ملخص

تُعد المشكلات الاهتزازية، مثل تلك الناتجة عن عدم التوازن، واحدة من أهم المشكلات التي تقلل من عمر الآلة. على الرغم من الجهود المبذولة خلال مرحلة التصميم لتقليل هذه الاهتزازات، إلا أنها تظل السبب الرئيسي لفشل الآلات. يتم تقديم دراسة ببليوغرافية حول تقنيات الصيانة المختلفة متبوعة بتلخيص للأعمال حول طرق تشخيص العيوب وتقنيات توازن الآلات الدوارة. يتم الحصول على معادلات الحركة التي تسمح بدراسة السلوك الديناميكي للآلات من خلال حساب الطاقات الحركية، والتشوه، والأعمال الافتراضية للمكونات الدوارة المختلفة باستخدام معادلات لاغرانج. يتم حل معادلات الحركة باستخدام طريقة نيومارك. لفهم طرق التوازن المختلفة، نقدم أولاً التوازن الثابت، في مستوى واحد، لثلاثة عناصر: قرص وعجلة مروحة بشفرات ثابتة غير متوازنة بسبب عدم توازن الكتلة وعجلة مروحة بشفرات حرة غير متوازنة بسبب كسر جزئي في الشفرة. ثانياً، درسنا التوازن الديناميكي، في مستويين، في حالة قرصين وعجلتين للمراوح. تُظهر النتائج فعالية التوازن في تقليل الاهتزازات في حالة وجود عدم توازن في كتلة القطع الدوارة في الآلة، ولكنه ليس له تأثير على قيمة الاهتزاز للقيمة المقابلة لعب كسر الشفرة.

الكلمات المفتاحية :

عدم توازن / الآلات الدوارة / ديناميكا الأعمدة الدوارة / التوازن الثابت / التوازن الديناميكي.

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1.1. Différents Types de Maintenance.....	5
Figure 1.2. Schéma simplifié des éléments d'une machine tournante	5
Figure 1.3. Différents types d'engrenage	6
Figure 1.4. Spectre vibratoire d'un engrenage sain.....	7
Figure 1.5. Spectre d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	7
Figure 1.6. Spectre réel d'un engrenement en fond de denture sur un réducteur.....	8
Figure 1.7. Exemples de défauts induisant un balourd.....	9
Figure 1.8. Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre.....	10
Figure 1.9. Défauts d'alignement d'arbres.....	10
Figure 1.10. Spectre typologique des défauts d'alignement d'arbres.....	11
Figure 1.11. Spectre vibratoire de ventilateur.....	12
Figure 1.12. Transformation signal temporel au signal fréquentiel.....	13
Figure 1.13. Grandeurs mesurées avec l'accéléromètre.....	14
Figure 1.14. Cepstre du signal.....	17
Figure 1.15. Spectre d'enveloppe du signal $S(t)$	18
Figure 1.16. Différents détails et approximation issus de l'analyse d'ondelette du signal.....	20
Figure 1.17. Spectre d'enveloppe de signal.....	20
Figure 1.18. Traitement de signal avec la cyclostationarité.....	21

Chapitre 2

Figure 2.1. Présentation de balourd.....	32
Figure 2.2. Balourd statique.....	33
Figure 2.3. Balourd couple.....	34
Figure 2.4. Balourd dynamique.....	34
Figure 2.5. Signal vibratoire généré par le balourd.....	35
Figure 2.6. Modèle mathématique d'un rotor flexible.....	36
Figure 2.7. Repères de référence du disque rigide sur l'arbre flexible.....	38
Figure 2.8. Élément d'arbre en flexion	40
Figure 2.9. Section droite de l'arbre, mouvement dans le plan	40
Figure 2.10. Amortissement et raideur d'un palier	42
Figure 2.11. Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor.....	43

Chapitre 3

Figure 3.1. Equilibrage d'un rotor.....	50
Figure. 3.2. Détermination de la position et de la masse d'équilibrage.....	51
Figure 3.3. Analyseur PULSE Brüel&Kjær type 3160-A-042	52
Figure 3.4. Accéléromètre Brüel&Kjær type 4533 Bx.....	53
Figure 3.5. Fenêtre du logiciel Balancing consultant.....	54
Figure 3.6. Montage expérimentale.....	55
Figure 3.7. Montage d'équilibrage du disque.....	56
Figure 3.8. Variation de la position du centre de gravité de l'arbre durant les phases d'équilibrage..	57
Figure 3.9. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage.....	58
Figure 3.10. Zoom sur la fréquence de rotation.	58
Figure 3.11. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage.....	59
Figure 3.12. Montage expérimentale de l'équilibrage de la roue du ventilateur à pâles libre	60
Figure 3.13. Variation de la position du centre de gravité de l'arbre durant les phases d'équilibrage.	61
Figure 3.14. Spectres d'accélération des différentes phases d'équilibrage.....	62
Figure 3.15. Zoom sur la fréquence de rotation.....	62
Figure 3.16. Spectres d'accélération avant et après opération d'équilibrage.....	63
Figure 3.17. Montage expérimentale d'équilibrage de la roue de ventilateur à pâles fixe.....	64
Figure 3.18. Variation de la position du centre de gravité de l'arbre durant les phases d'équilibrage	65
Figure 3.19. Spectres d'accélération des différentes phases d'équilibrage.	66
Figure 3.20. Zoom sur la fréquence de rotation.....	66
Figure 3.21. Spectres d'accélération mesurés avant et après l'opération d'équilibrage.....	67

Chapitre 4

Figure 4.1. Equilibrage dynamique d'un rotor rigide.....	71
Figure 4.2. Matériel de mesure et d'acquisition utilis.....	72
Figure 4.3. Fenêtre d'affectation du déséquilibre résiduel admissible.....	72
Figure 4.4. Montage expérimental d'équilibrage deux plans de deux disques.....	73
Figure 4.5. Variation de la position et de l'amplitude vibratoire du centre de gravité de l'arbre..	75
Figure 4.6. Spectres d'accélération mesurés sur le palier 1 entre 0 et 400 Hz.....	75
Figure 4.7. Zoom autour de la fréquence de rotation (fréquence du balourd).....	76
Figure 4.8. Spectre d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan1).....	77
Figure 4.9. Variation de la position et de l'amplitude vibratoire du centre de gravité de l'arbre..	78
Figure 4.10. Spectres d'accélération mesurés sur le palier 2 entre 0 et 400 Hz.....	78
Figure 4.11. Zoom autour de la fréquence de rotation du plan 2 (fréquence du balourd)..	79

Figure 4.12. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan2).....	80
Figure 4.13. Montage expérimental d'équilibrage deux plans de deux ventilateurs.....	81
Figure 4.14. Variation de la position et de l'amplitude vibratoire du centre de gravité de l'arbre.	82
Figure 4.15. Spectres des accélérations mesurées sur le palier 1 entre 0 et 400 Hz.....	83
Figure 4.16. Zoom autour de la fréquence de rotation du plan 1 (fréquence du balourd).	83
Figure 4.17. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan1).....	85
Figure 4.18. Variation de la position et de l'amplitude vibratoire du centre de gravité de l'arbre.	86
Figure 4.19. Spectres d'accélération mesurés sur le palier 2 entre 0 et 400 hz.....	86
Figure 4.20. Zoom autour de la fréquence de rotation du plan 2 (fréquence du balourd)...	87
Figure 4.21. Mesure du spectre d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan2)..	88

Liste des tableaux

Chapitre 1

Tableau 1.1. Spectre typologiques des défauts roulement.....	8
---	---

Chapitre 2

Tableau 2.1. Classification des éléments du système rotor	31
Tableau 2.2. Les cas de balourd	33

Chapitre 3

Tableau 3.1. Données du projet.....	54
Tableau 3.2. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire....	57
Tableau 3.3. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.....	57
Tableau 3.4. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire....	61
Tableau 3.4. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage	61
Tableau 3.4. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire	65
Tableau 3.4. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage	65

Chapitre 4

Tableau 4.1. Désignations et caractéristiques des capteurs d'accélération.....	71
Tableau 4.2. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire....	74
Tableau 4.3. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.....	74
Tableau 4.4. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire et de la phase.....	82
Tableau 4.5. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.....	82

Table des matières

Dédicace.....	ii
Remerciements.....	iii
Résumé.....	iv
Abstract.....	v
ملخص.....	vi
Liste des figures.....	vii
Liste des tableaux.....	x
Table des matières.....	xi
Introduction générale.....	1

Chapitre 1 Généralités et Synthèse Bibliographique

1. Introduction.....	3
2. Notion générale de maintenance.....	3
2.1. Maintenance corrective.....	4
2.2. Maintenance préventive systématique.....	4
2.3. Maintenance préventive conditionnelle.....	4
2.4. Maintenance prédictive.....	4
3. Machines tournantes.....	5
3.1. Importance du suivi de vibrations dans les machines tournantes.....	6
3.2. Différent spectres typologiques des principaux défauts.....	6
3.2.1. Défaut d'engrenage.....	6
3.2.2. Défaut de Roulement.....	8
3.2.3. Défaut de Balourd.....	9
3.2.4. Défaut de Désalignement d'arbre.....	10
3.2.5. Défaut de ventilateur.....	11
3.3. Les mesures des vibrations.....	12
3.3.1. Grandeurs mesurées.....	13
3.4. Différents outils de diagnostic et de surveillance vibratoire.....	13
3.4.1. Les outils surveillance par des indicateurs scalaire.....	13
3.4.2. Les outils du diagnostic.....	16
4. Synthèse bibliographique.....	21
4.1. Synthèse de quelques travaux de diagnostic des défauts d'ordre général.....	21
4.2. Synthèse de travaux diagnostic concernant la dynamique des rotors.....	23
5. Conclusion.....	25
6. Références.....	26

Chapitre 2

Modélisation Mathématique de la Dynamique Des Rotor

1.	Introduction.....	29
2.	Dynamique des rotors	30
2.1.	Définition des dynamique des rotors	30
2.2.	Types de rotors	30
2.2.1.	Rotor rigide.....	30
2.2.2	Rotor flexible.....	30
2.3.	Classification des éléments du système rotor.....	30
3.	Équilibrage des rotors.....	32
3.1.	Le balourd.....	32
3.2.	Analyse des mouvements de rotors avec balourd.....	32
3.3.	Différents types de balourd.....	33
3.3.1	Balourd statique.....	33
3.3.2	Balourd couple.....	34
3.3.3	Balourd dynamique.....	34
3.4.	Principes généraux de l'équilibrage.....	34
3.4.1.	Masse et force centrifuge.....	34
3.4.2	Vibration.....	35
3.5.	Modes d'équilibrage.....	35
3.5.1	Equilibrage sur machine.....	35
3.5.2.	Equilibrage sur site.....	36
4.	Caractéristiques des éléments de rotor.....	36
4.1.	Détermination de l'énergie cinétique le travaux virtuels du disque.....	37
4.2.	Détermination des énergies cinétique et potentielle de l'arbre.....	39
4.3.	Détermination du travail virtuel des paliers.....	42
4.4	Détermination de l'énergie cinétique du balourd.....	43
4.5	Détermination des équations du mouvement par la méthode de Lagrange.....	44
4.5.1.	Equation de mouvement.....	44
4.5.2.	la résolution des équations de mouvement.....	46
5.	Conclusion.....	47
6.	Références.....	48

Chapitre 3

Équilibrage statique des rotors

1. Introduction.....	49
2. Procédure d'équilibrage.....	49
2.1. Principe d'équilibrage statique.....	50
2.2. Formulation.....	50
3. Plan expérimental et matériel utilisé.....	51
3.1. Matériels utilisé.....	51
3.1.1. Analyseur Pulse Brüel&Kjær.....	51
3.1.2. Capteur de vibrations.....	52
3.1.3. Logiciel de diagnostic et d'analyse Balancing consultant.....	53
4. Réglage du logiciel « Balancing consultant » et du banc d'essais.....	54
5. Equilibrage statique.....	55
5.1. Cas du disque.....	55
5.2. Cas de la roue du ventilateur à pâles libre.....	59
5.3. Cas de la roue de ventilateur à pâles fixe.....	64
6. Conclusion.....	68
7. Références.....	69

Chapitre 4

Équilibrage dynamique des rotors

1. Introduction.....	70
2. Principe d'équilibrage dynamique.....	70
3. Plan expérimental et matériel utilisé.....	71
3.1. Réglage de la fenêtre de l'équilibrage deux plans.....	72
4. Equilibrage deux plans de deux disques.....	73
4.1. Résultats du plan 1.....	74

4.2. Résultats du plan 2.....	76
5. Equilibrage deux plans de deux ventilateurs à pâles libres et fixes.....	80
5.1 Résultats du plan 1.....	82
5.2. Résultats du plan 2.....	85
6. Conclusion.....	89
7. Références.....	90
Conclusion générale.....	91

Introduction générale

Les machines tournantes, telles que les moteurs électriques, les turbines, les ventilateurs, les pompes et les compresseurs, sont aujourd'hui des éléments indispensables dans une multitude de domaines industriels. Leur rôle est crucial pour assurer le bon fonctionnement et l'efficacité des systèmes modernes. Face à l'usure et aux défaillances potentielles de ces machines critiques, l'analyse vibratoire s'impose comme un outil de maintenance conditionnelle redoutable. En effet, elle permet de détecter les défauts mécaniques à un stade précoce, avant qu'ils ne provoquent des pannes critiques, des accidents ou des arrêts de production coûteux.

Parmi les défaillances les plus fréquentes des machines tournantes, les défauts de balourd figurent en première ligne. Ces déséquilibres, souvent négligés, peuvent engendrer des vibrations considérables, menaçant l'intégrité de la machine elle-même, des structures environnantes et compromettant la sécurité du personnel. La présence des balourds sur les machines tournantes sont susceptibles d'endommager les équipements industriels, ils sont générés par l'usure des paliers, la dégradation des roulements, l'augmentation des jeux, les fuites, le bruit...etc.

Heureusement, l'analyse vibratoire couplée à des techniques d'équilibrage adéquates permet de corriger efficacement les défauts de balourd. En identifiant la source du déséquilibre et en procédant à un rééquilibrage précis, l'équilibrage des machines tournantes est un processus essentiel pour minimiser ces vibrations et garantir un fonctionnement fiable et sûr, prolongeant la durée de vie des machines, optimisant la production et assurant un environnement de travail sûr.

Ce projet de fin d'études vise à approfondir les connaissances dans le domaine de l'équilibrage des machines tournantes et à proposer une approche méthodologique pour la résolution des problèmes d'équilibrage rencontrés dans des cas concrets. Le mémoire est structuré en quatre chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre est consacré à une étude bibliographique sur les différents types de maintenance des installations et des machines tournantes. Nous présenterons les différents défauts courants des machines tournantes ainsi que les spectres typologiques associés à certains de ces défauts. Plusieurs outils de diagnostic et de surveillance basés sur l'analyse vibratoire seront présentés, accompagnés d'exemples issus des signaux traités dans des travaux développés

au sein du laboratoire. Une synthèse bibliographique sur quelques travaux de diagnostic des défauts d'ordre général et de quelques travaux de diagnostic concernant la dynamique des rotors sera également incluse.

Dans le deuxième chapitre, l'aspect théorique de l'équilibrage des rotors des machines tournantes est traité en présentant les différents types de balourd. Les expressions de l'énergie cinétique sont nécessaires pour caractériser le disque, l'arbre et le balourd. L'énergie de déformation est nécessaire pour caractériser l'arbre. Pour obtenir l'équation de mouvement, la méthode de Rayleigh-Ritz, bien adaptée aux systèmes simples, est choisie car elle permet de réduire le nombre de degrés de liberté. Pour la résolution de cette équation de mouvement est utilisée la méthode de Newmark.

Le troisième chapitre est consacré à la mise en service du logiciel «Balancing Consultant» acheté par l'LMS en 2011. Une présentation détaillée de la démarche à suivre pour l'équilibrage statique d'une machine tournante est fournie, illustrée par trois exemples d'équilibrage : l'équilibrage d'un disque, l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles libres et l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles fixes.

Dans le quatrième chapitre, deux exemples d'équilibrage dynamique sont présentés en suivant la démarche décrite au chapitre 3. Le premier exemple concerne l'équilibrage de deux disques, tandis que le second exemple traite l'équilibrage de deux roues de ventilateurs à pâles libres et fixes, en deux plans.

Chapitre 1

Généralités et synthèse bibliographique

1. Introduction

Aujourd'hui, les machines tournantes sont omniprésentes dans de nombreuses applications industrielles, telles que les centrales nucléaires, les usines pétrochimiques, l'aéronautique, et bien d'autres domaines. La maintenance et le diagnostic par surveillance vibratoire sont des pratiques essentielles pour gérer efficacement ces équipements industriels. Ces méthodes permettent de surveiller l'état de santé des machines, de prévenir les défaillances et d'optimiser les interventions de maintenance. Ce chapitre présente un aperçu des concepts clés de la maintenance des machines tournantes et des principaux défauts typologiques affectant ces machines, en se basant principalement sur l'analyse des signaux vibratoires par différentes méthodes de traitement des signaux.

1. Notion générale de maintenance

Selon la norme NF-X60-010, « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement pour accomplir une fonction requise » [1]. Les activités de maintenance permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Selon l'évolution de la maintenance, on distingue quatre types de maintenance (figure 1.1).

1.1. Maintenance corrective

La maintenance corrective consiste à effectuer des actions de maintenance après qu'une panne a eu lieu. Elle peut se décomposer en deux branches :

- **La maintenance corrective curative** : Après une défaillance, l'intervention vise à rétablir le niveau de performance optimal du matériel.
- **La maintenance corrective palliative** : Le dépannage vise à ramener temporairement le matériel à un niveau de performance acceptable, bien qu'inférieur à son niveau optimal.

1.2. Maintenance préventive systématique

Cela implique d'effectuer des actions de maintenance à intervalles réguliers, en se basant sur la durée de vie minimale des composants mécaniques de la machine, calculée sur la base de formules empiriques tenant compte principalement des conditions de travail.

1.3. Maintenance préventive conditionnelle

La maintenance est déclenchée uniquement en réponse à des événements prédéterminés tels que des indicateurs vibratoires, température, analyse d'huile et autres.

1.4. Maintenance prédictive

Il s'agit de prédire le moment où une action de maintenance doit être réalisée en se basant sur un modèle théorique de dégradation des composants mécaniques de la machine.

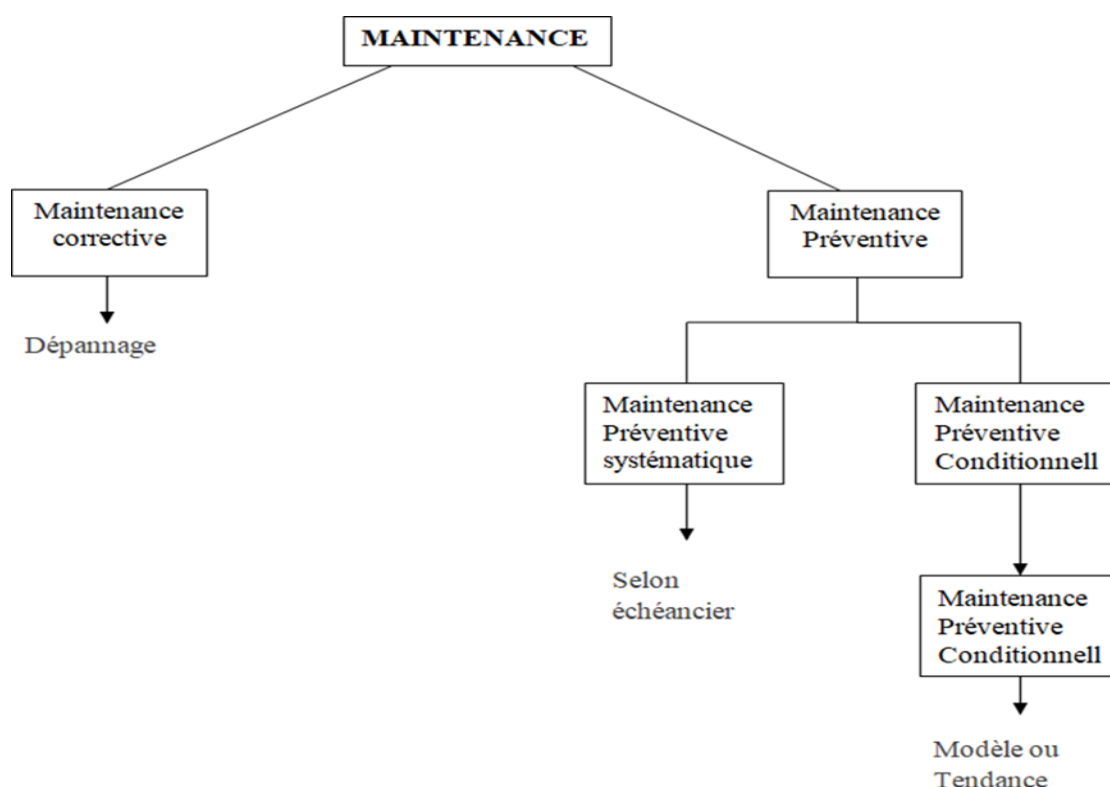


Figure 1.1. Différents Types de Maintenance [2].

2. Machines tournantes

Dans le domaine de l'industrie, le terme "machine tournante" désigne tout équipement industriel sous la forme d'objets techniques moteurs ou récepteurs. Il est composé d'une partie fixe dénommée "STATOR" et d'une partie mobile tournante dénommée "ROTOR".

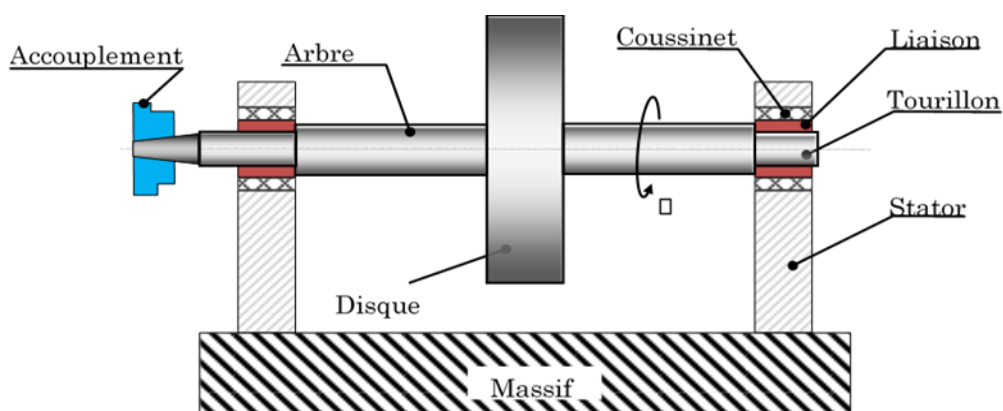


Figure 1.2. Schéma simplifié des éléments d'une machine tournante [3].

2.1. Importance du suivi de vibrations dans les machines tournantes

La totalité des milieux industriels actuels utilisent des machines dans leur processus de production. On peut classer ces machines selon leur usage ou leur technologie. Celles qui nous intéressent dans notre étude sont les machines tournantes. La conception de ces machines est complexe, notamment à cause des effets inertiels qui peuvent apparaître lors de leur fonctionnement. On en peut classées les sources d'excitation vibratoire qui influe sur le fonctionnement régulier des machines en différentes catégories :

- Forces périodiques (déséquilibre ou balourd).
- Forces transitoires (variations de charge).
- Forces impulsionnelles (chocs).
- Forces aléatoires (frottements).

Ces forces sont transmises par les composants de la machine et entraînent des déformations de la surface de la structure, ce qu'on appelle les vibrations [4]. Il est donc crucial de surveiller attentivement les vibrations de ces machines. Une gestion efficace des vibrations peut non seulement prolonger leur durée de vie utile, mais également garantir leur fonctionnement optimal, réduisant ainsi les arrêts coûteux et améliorant la sécurité des opérateurs et des équipements environnants.

2.2. Diffèrent spectres typologiques des principaux défauts

2.2.1. Défaut d'engrenage

L'engrenage est l'un des mécanismes de transmission de puissance le plus utilisé pour transmettre du mouvement entre deux organes tournant, moteurs et récepteurs, en variant la vitesse et le couple. La figure 1.3 représente quelques types d'engrenages et la figure 1.4 représente le spectre typologique d'un engrenage sain.



Figure 1.3. Différents types d'engrenage [5].

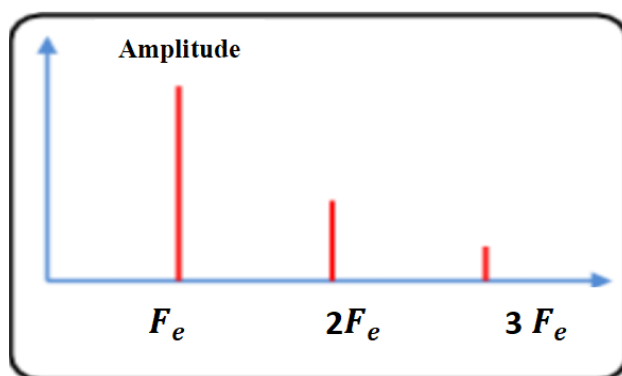


Figure 1.4. Spectre vibratoire d'un engrenage sain [5].

On distingue principalement deux catégories de défauts d'engrenages :

- Les défauts affectant toutes les dents : usure, piquûres...
- Les défauts localisés sur des dents particulières : fissuration, écaillage.

Le défaut d'engrenage introduit une modulation d'amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre, ce qui se traduit par l'apparition dans le spectre, de raies à la fréquence de rotation des arbres et des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques. Ces bandes latérales se composent de plusieurs raies espacées de F_1 et/ou F_2 , [6][7].

• Signatures vibratoires de quelques défauts d'engrènements

- **Détérioration d'une dent** : Si l'une des roues présente une dent détériorée, un choc dur se produit à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant figure 1.5, montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré, s'étendant jusqu'aux hautes fréquences [5].

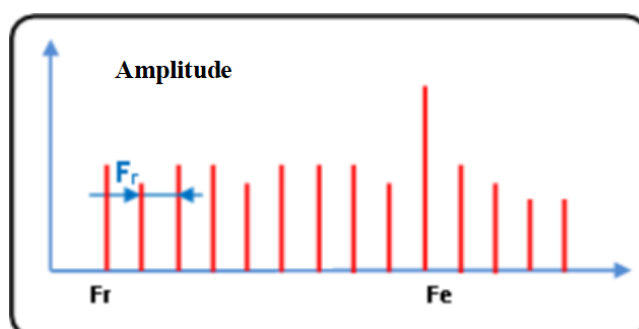


Figure 1.5 Spectre d'un engrenage présentant une dent détériorée.

- **Entraxe insuffisant (jeu insuffisant au fond de denture)** : Si l'entraxe des arbres portant les deux roues est insuffisant, il se produit un engrènement en fond de denture. La dent menante force à l'engagement et au déengagement, ce qui provoque une usure des deux côtés de la denture.

En analyse spectrale, ce phénomène se traduit par l'apparition d'une raie d'amplitude prépondérante à deux fois la fréquence d'engrènement (F_e) et par la disparition partielle, voire totale, de l'amplitude à cette fréquence, voir figure 1.6 [5].

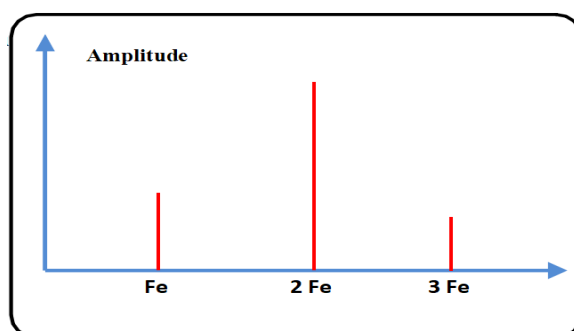


Figure 1.6. Spectre réel d'un engrènement en fond de denture sur un réducteur.

2.2.2. Défaut de Roulement

Les paliers sont des composants critiques des machines tournantes, il est donc crucial de surveiller leur état pour éviter les défaillances catastrophiques et minimiser les temps d'arrêt des machines [8].

Le tableau 1 présente quelques défauts de roulement avec leurs spectres associés :

<p>Défaut de bague intérieure</p>	
<p>Défaut de bille</p>	

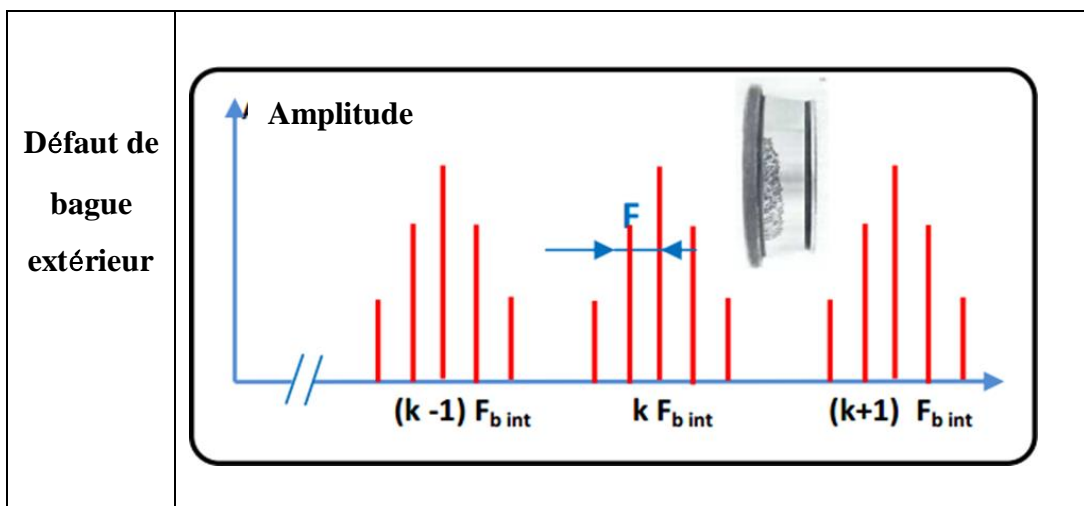


Tableau 1.1. Spectre typologiques des défauts roulement [8].

2.2.3. Défaut de Balourd

Le balourd résulte généralement de défauts lors de la fabrication ou de l'assemblage, créant un déséquilibre de masse. Cette disparité entre l'axe d'inertie et l'axe de rotation induit une force centrifuge sur le rotor lors de sa rotation. Cette force provoque des vibrations radiales significatives à la fréquence de rotation.

Le balourd provient aussi de l'un des conséquences suivantes :

- Altération mécanique : perte d'ailette, érosion ou encrassement, voir figure 1.7.
- Altération thermique : déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou à des différences de température localisées.

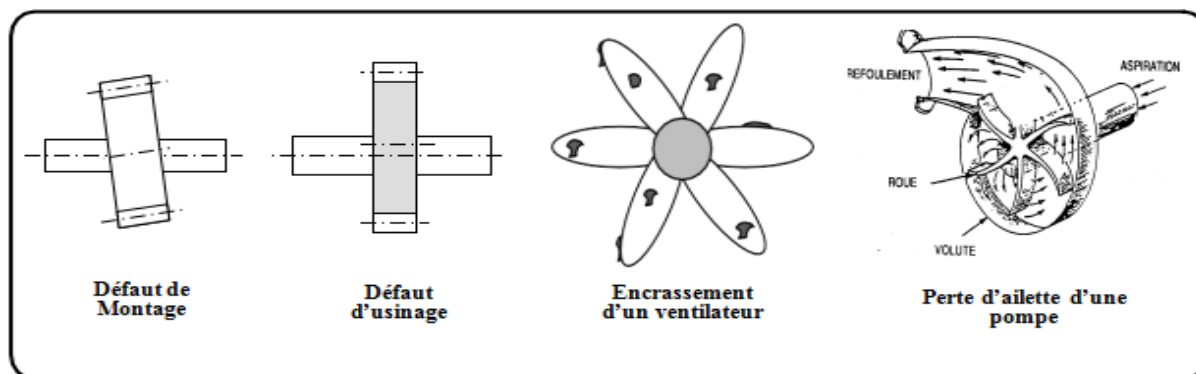


Figure 1.7. Exemples de défauts induisant un balourd [5].

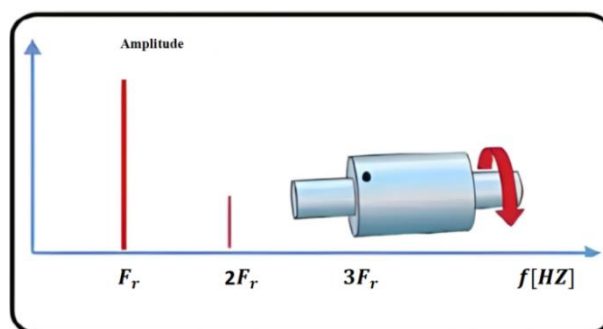


Figure 1.8. Spectre typologique d'un défaut de balourd [5].

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation F_r . Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de F_r , voir figure 1.8. La bande de mesure est conçue de façon à prendre en compte de légères variations autour de la vitesse de rotation affichée par le constructeur [5].

2.2.4. Défaut de Désalignement d'arbre

Les arbres sont essentiels dans les machines tournantes pour transmettre la puissance et le mouvement d'un organe à un autre. Cependant, le désalignement des arbres est un problème fréquent, responsable de plus de 70 % des problèmes de vibrations. Cela se produit lorsque les axes de rotation des deux arbres ou plus ne sont pas correctement alignés, ce qui entraîne une augmentation des forces axiales et radiales sur les composants mécaniques tels que, les roulements, les engrenages, poulies, les joints et les accouplements. Cet alignement incorrect peut entraîner une usure prématurée et une flexion de l'arbre, réduisant ainsi l'efficacité de la transmission de puissance. Il y a deux types de défaut de désalignement d'arbre, voir figure 1.9, [5].

- **Désalignement des paliers** : Les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques.

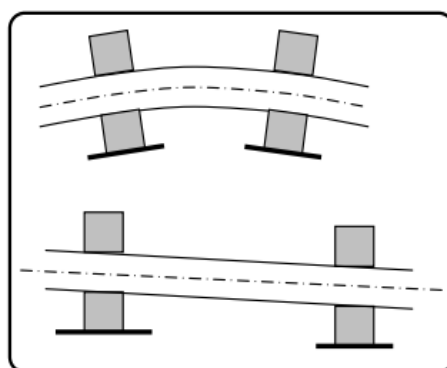


Figure 1.9. Désalignement de paliers se traduisant par une flexion de l'arbre.

- **Désalignement d'arbres accouplés** : Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement, un désalignement radial (défaut de concentricité), ou une combinaison des deux (voir figure 1.10 et figure 1.11).

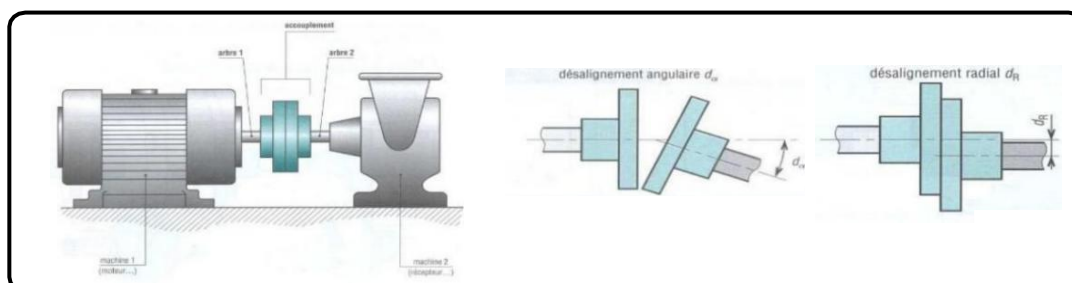


Figure 1.10. Défauts d'alignement d'arbres [5].

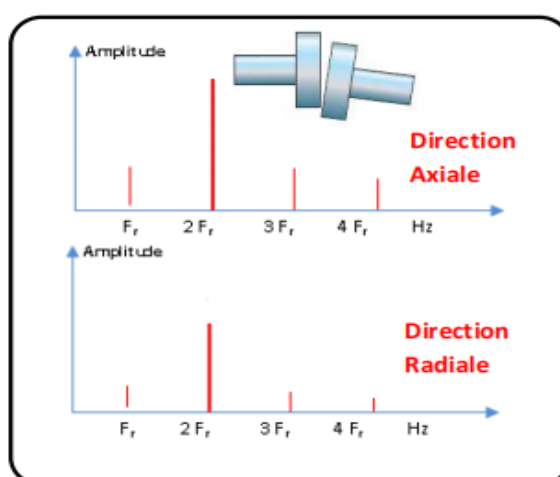


Figure 1.11. Spectre typologique des défauts d'alignement d'arbres.

2.2.5. Défaut de ventilateur

Tout fluide (air, eau, etc.) véhiculé par un équipement tel qu'un ventilateur ou une turbine produit des vibrations liées à la vitesse de rotation et au nombre de composants en mouvement. Ces équipements sont soumis à des rotations à haute vitesse et à des charges variables.

Une des fréquences caractéristiques des vibrations générées est la fréquence de passage des pâles (BFE), qui est calculée en multipliant le nombre de pâles (Z) par la fréquence de rotation en Hz.

Ainsi, la formule pour la fréquence de passage des pâles est la suivante : $BFE = Z \times Fr$

Ces vibrations peuvent entraîner des déséquilibres et des défauts au fil du temps, affectant la performance et la durabilité de l'équipement. La figure 1.11 présente le spectre vibratoire d'un ventilateur.

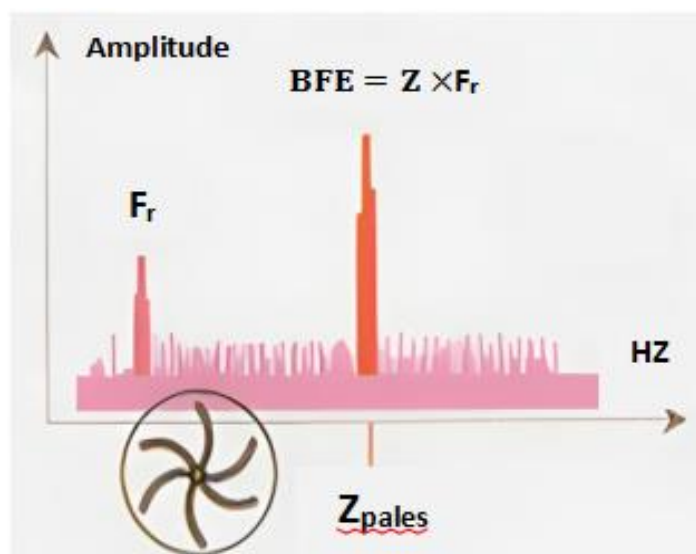


Figure 1.11. Spectre vibratoire de ventilateur.

2.3. Les mesures des vibrations

Les vibrations dans les machines tournantes sont principalement causées par les effets dynamiques des jeux, des contacts de frottement et des déséquilibres des pièces en rotation. Elles sont inévitables et se propagent du rotor à la structure à travers les paliers. Pour évaluer ces vibrations, on les mesure généralement au niveau des paliers.

La caractéristique amplitude-temps donne la forme du signal, également connu sous le nom de signal temporel. En revanche, la caractéristique amplitude-fréquence révèle les différentes composantes du signal, appelé signal fréquentiel ou spectre comme dans la figure 1.12 [9].

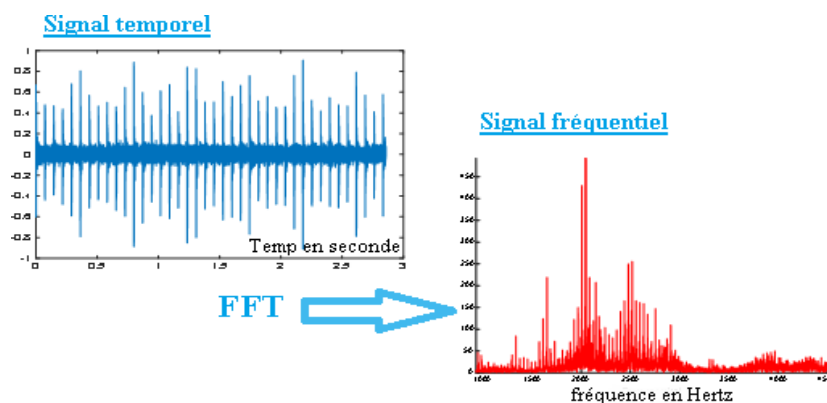


Figure 1.12. Transformation signal temporel au signal fréquentiel [9].

2.3.1. Grandeurs mesurées

On peut mesurer le signal vibratoire par l'utilisation d'un accéléromètre et à partir de ce dernier on peut calculer le signal de vitesse et le signal de déplacement, voir figure 1.13 :

- **Accélération** (mm/s^2 ou g : $9,81\text{m/s}^2$),
- **Vitesse** (mm/s),
- **Déplacement** (μm ou mm).

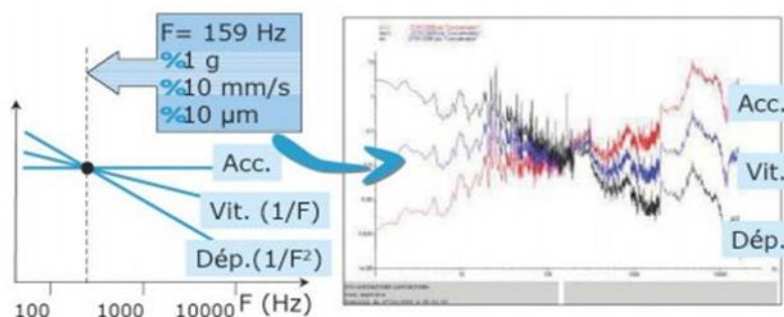


Figure 1.13. Grandeurs mesurées avec l'accéléromètre [10].

2.4. Différents outils de diagnostic et de surveillance vibratoire

Les outils utilisés pour la surveillance et diagnostic vibratoire peuvent être classés en deux catégories.

2.4.1. Les outils de surveillance par des indicateurs scalaires

- **La valeur crête-à-crête** : Indique la différence entre les amplitudes maximales et minimales du mouvement. C'est une quantité utile pour déterminer le déplacement d'un composant [11].

- **La valeur crête :** La valeur crête (VC) représente la valeur maximale du signal. Pour un signal $S(t)$ la valeur crête est donnée par l'expression suivante :

$$\text{Valeur crête} = \text{Sup}|S(t)| \quad (1.1)$$

Et s'avère utile dans les mesures concernant les phénomènes de courte durée ; les chocs en sont un exemple. Cependant, elle ne tient pas compte de l'évolution de la vibration dans le temps [11].

- **La valeur moyenne :** la valeur moyenne ne prend pas en compte l'évolution temporelle des vibrations. Bien que la valeur moyenne intègre cette évolution, elle n'a pas de lien direct avec une grandeur physique spécifique, contrairement à la valeur efficace [11].

$$V_m = \text{means}(x) \quad (1.2)$$

- **La valeur efficace (RMS) :** C'est un indicateur scalaire très utilisé, bien qu'il présente des inconvénients. Il est sensible à l'effet de masque, c'est-à-dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts. Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Le RMS (Root Mean Square) a été appliqué avec succès limité pour la détection de défauts localisés. Pour un signal $S(t)$ le RMS est donné par [12].

$$V_{\text{efficace}} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (1.3)$$

- **Facteur de Crête (FC) :** Le facteur de crête est le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace du signal. Plus la vibration devient impulsive, plus la valeur de crête augmente, cependant ce facteur présente les mêmes valeurs pour les deux extrêmes de l'état d'une machine.

$$\text{Facteur de Crête} = \frac{S|S_K|}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N_e} (S_k)^2}} \quad (1.4)$$

Étant donné que le facteur de crête d'un signal dont la distribution des amplitudes est gaussienne, compris entre 3 et 6, cet indicateur n'est apte à la détection de défaut que si sa valeur est supérieure ou égale à 6 [13].

- **Kurtosis** : Il définit la distribution d'amplitude d'un signal et est déterminé par le rapport du moment d'ordre 4 sur le carré du moment d'ordre 2 du signal.

Certains mathématiciens utilisent le kurtosis excès, qui est égal au kurtosis moins trois (-3). Ainsi, le kurtosis excès d'une distribution gaussienne est égal à zéro. Mathématiquement, il est donné par l'équation suivante [14] :

$$Kurtosis = \frac{M_4 * S(t)}{M_2^2 * S(t)} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{s})^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{s})^2\right)^2} \quad (1.5)$$

Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2 et \bar{s} la valeur moyenne des amplitudes.

- **Centres de gravité spectrale (CGS)** : Par analogie au centre de gravité d'un spectre acoustique, qui généralement correspond à une balance spectrale entre grave et aigu, on peut dire que cet indicateur caractérise l'énergie vibratoire. La répartition de l'énergie vibratoire en fonction du contenu fréquentiel d'une source se traduit par le calcul du Centre de Gravité Spectral. Ce dernier est un paramètre analytique qui s'est avéré "très adapté" pour décrire l'attribut "brillance" du timbre [15, 16]. Plus sa valeur est élevée, plus le son sera perçu comme brillant. V. Roussarie [15] a calculé le centre de gravité spectral comme la position du centre de gravité pour une distribution spectrale de l'énergie par l'expression suivante.

$$CGS = \frac{\int f * L(f) df}{L(f) df} \quad (1.6)$$

Avec f : fréquence et $L(f)$ la valeur de l'auto-spectre du signal à cette fréquence.

- **Facteur K (FK)** : Le facteur K est défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace. Le facteur K est plus sûr pour effectuer une analyse ponctuelle des roulements. Sa valeur est directement liée à l'état du ou des roulements. Contrairement au facteur de crête, le facteur K est un indicateur instable [17].

$$Facteur K = Valeur crête * Valeur efficace = SUP |S_K| * \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} (S_k)^2} \quad (1.7)$$

2.4.2. Les outils diagnostic

- **Analyse spectrale** : L'analyse de spectre détecte les anomalies par leurs fréquences spécifiques, suivant l'amplitude de certaines raies. Introduite par Fourier en 1822, sa

transformée permet de passer du domaine temporel au domaine fréquentiel pour diagnostiquer les signaux. Mathématiquement, la transformée de Fourier rapide est donnée par l'expression suivante [18].

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t)e^{-2j\pi ft} dt \quad (1.8)$$

Où $(S(f))$ est la transformée de Fourier du signal $(S(t))$, t est la variable temps, et f est la variable fréquence.

- **Analyse cepstrale :** Cette technique, bien qu'elle soit principalement utilisée pour la détection des défauts d'engrenages, a également été appliquée aux roulements. Basée sur les travaux de Randall [19][20], elle calcule un vecteur appelé cepstre, qui est la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre.

$$C[S(f)] = C(\tau) = TF^{-1}[\log TF[S(f)]] \quad (1.9)$$

τ : a la dimension d'un temps mais elle est appelée quéfreance.

Le spectre est un outil pour identifier les périodicités dans un signal, tandis que le cepstre est utilisé pour détecter des périodicités dans le spectre lui-même [21]. Cette méthode est particulièrement efficace dans la détection des défauts périodiques comme ceux présents dans les engrenages, en mettant en évidence les intervalles entre les harmoniques d'un spectre. Son utilité s'étend des vitesses de rotation élevées aux plus basses [22].

La représentation cepstrale du même signal $S(t)$ sur la figure 1.14 montre clairement l'apparition des deux harmoniques des fréquences d'entrée et de sortie du réducteur avec un peigne décroissant de ces harmoniques, ce qui confirme la présence du défaut sur la denture de la roue et du pignon.

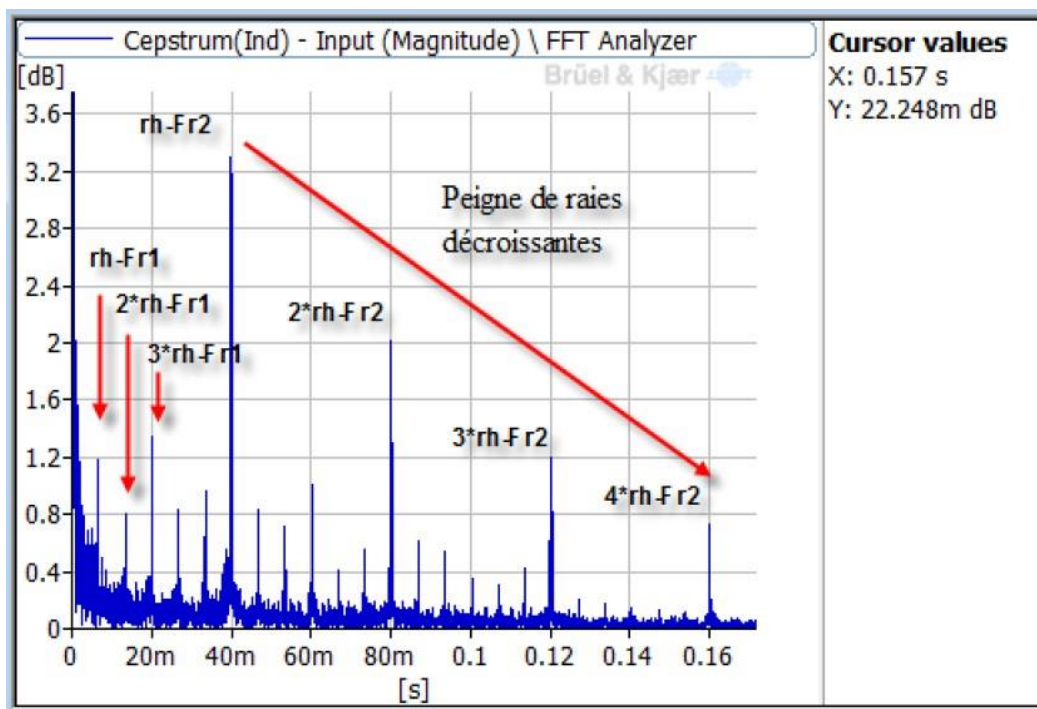


Figure 1.14. Cepstre du signal[10].

- **Analyse d'enveloppe « HFRT » :**

L'analyse d'enveloppe, ou HFRT (High Fréquence Résonance Technique), s'avère une technique complémentaire au cepstre, lequel est pénalisé par sa grande sensibilité au bruit et aux fluctuations aléatoires de la vitesse de rotation. Comme le cepstre, la HFRT permet de détecter et de suivre l'évolution de défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques, mais dans une plage fréquentielle considérablement plus étendue [23]. La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert, après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure. En général, ce sont les composantes fréquentielles les plus énergétiques dans le spectre du signal. Ainsi, il devient possible d'extraire des informations basse fréquence difficiles à détecter sur une porteuse haute fréquence.

La figure 1.15 montre le spectre d'enveloppe du signal $S(t)$. Il apparaît clairement sur le spectre les fréquences de rotation $Fr1$ et $Fr2$ ainsi que plusieurs de leurs harmoniques, ce qui confirme la présence de défauts sur la roue et le pignon.

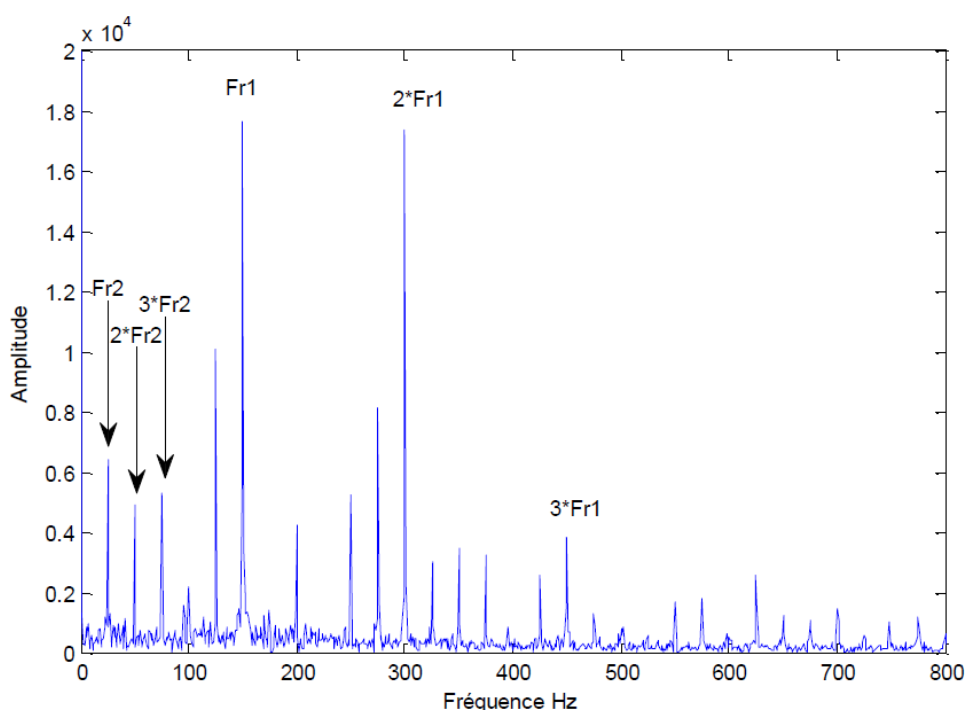


Figure 1.15. Spectre d'enveloppe du signal $S(t)$ [23].

- **Transformée de Hilbert :** La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert, Mathématiquement est donnée par [24] :

$$H[S(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{S(\tau)}{t-\tau} d\tau \quad (1.10)$$

Avec $H[S(t)]$ la transformée de Hilbert du signal $S(t)$.

L'analyse d'enveloppe a pour principaux champs d'application : Démodulation d'amplitude (détection par représentation spectrale et temporelle du signal de modulation) et Identification spectrale (fréquence d'apparition) et temporelle (à quel endroit du cycle) des impulsions associées à des défauts mécaniques en développement dans les machines tournantes [25].

- **La transformée en ondelettes**

En 1980, J. Morlet [26] a proposé une approche d'analyse différente mais similaire à celle de Gabor. Au lieu d'utiliser une fenêtre glissante le long d'un signal, Morlet a suggéré l'utilisation des ondelettes, qui sont des fonctions semblables mais qui varient uniquement par leur taille. Cette méthode offre la capacité de dilater et de translater la fonction d'analyse, une caractéristique absente dans l'utilisation de fenêtres [23]. Un signal peut alors être représenté comme une combinaison de telles ondelettes décalées et dilatées.

Les pondérations de ces ondelettes dans la décomposition, appelées coefficients d'ondelettes, forment ce qu'on appelle la « transformée en ondelettes ». Cette transformée remplace les sinusoides de la transformée de Fourier par une famille de translations et de dilatations d'une même fonction, nommée ondelette.

Mathématiquement la famille d'ondelettes se met sous la forme :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (1.11)$$

Avec : a paramètre d'échelle ou de dilatation et b paramètre de translation. En notant ψ^* la conjugué de ψ la transformée en ondelette d'une fonction $S(t)$ est définie par :

$$CWT(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * \psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (1.12)$$

Cette transformée est dite continue, notée CWT « Continuous Wavelet Transform ». La transformée correspondante est souvent nommée TOR « **Transformée en Ondelettes Rapide** ».

La transformée en ondelettes discrète DWT « **Discret Wavelet Transform** » est une discrétisation de la transformée en ondelettes continu. En remplaçant respectivement a et b par 2^m et 2^n , avec n et m des entiers, son expression devient :

$$DWT(m, n) = 2^{\frac{-m}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * \psi^*(2^{-m}t - n) dt \quad (1.13)$$

La figure 1.16 présente les détails et approximations de la décomposition en ondelettes du signal, tandis que la figure 1.17 illustre le spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes du signal reconstruit (D2), mettant en évidence les fréquences de rotation Fr1 et Fr2 ainsi que plusieurs de leurs harmoniques, confirmant la présence de défauts sur la roue et le pignon.

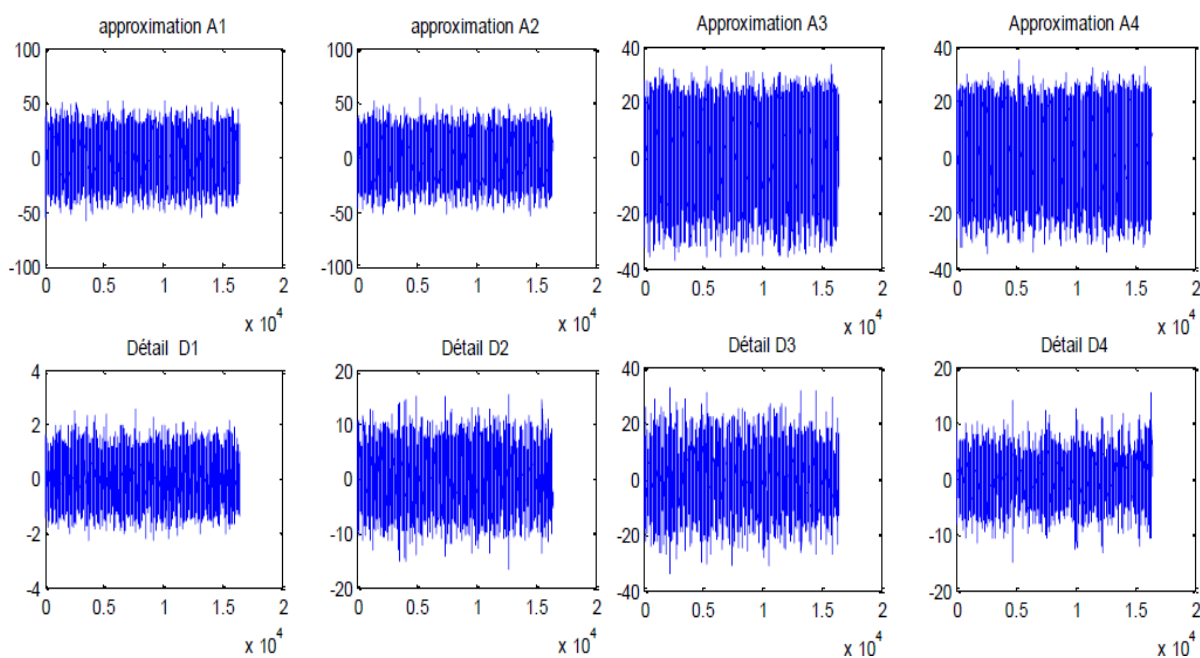


Figure 1.16. Différents détails et approximation issus de l'analyse d'ondelette du signal [11].

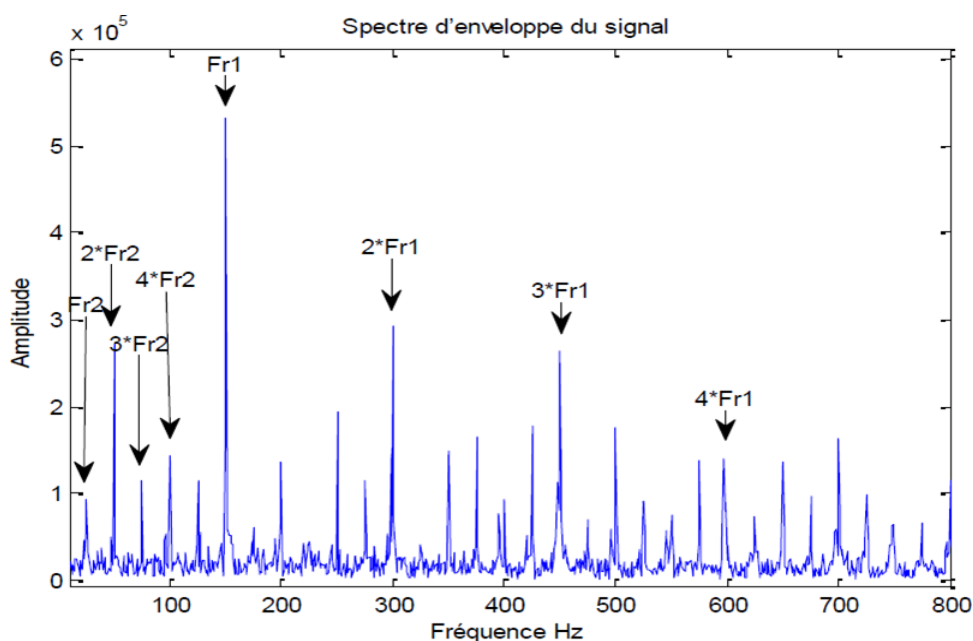
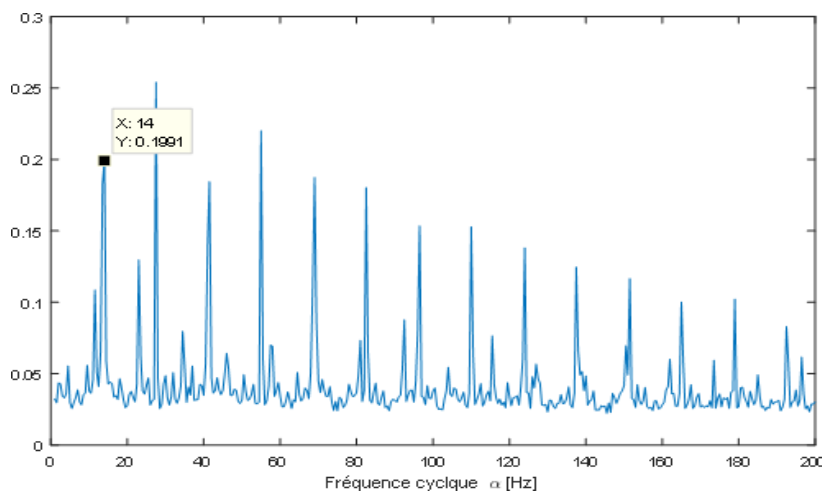


Figure 1.17 . Spectre d'enveloppe de signal [11].

- **Analyse Cyclostationnaire :** L'analyse des signaux cyclostationnaires a pour origine le domaine des télécommunications où l'on peut transmettre des signaux dont les propriétés statistiques sont périodiques. Cette hypothèse correspond à la nature physique des signaux issus des machines tournantes. Généralement, on a coutume, pour des machines tournantes, on utilise l'analyse synchrone [27].

L'analyse synchrone, exploitant la cyclostationnarité, utilise la corrélation spectrale pour détecter précocement les défauts d'engrenage grâce à des liens entre composantes du signal, offrant ainsi une approche prometteuse pour le diagnostic des machines tournantes, notamment en étudiant les corrélations entre harmoniques et phénomènes cycliques [28].

Dans la Figure 1.18, on présente le traitement d'un signal mesurer sur le banc d'essais du Laboratoire de Vibration & Acoustique (LVA), pour un grand défaut sur la roue 2, en utilisant l'analyse cyclostationnaire.



3. Synthèse bibliographique

3.1. Synthèse de quelques travaux de diagnostic des défauts d'ordre général

Beaucoup de travaux de recherches ont permis l'émergence et le développer d'une nouvelle forme de maintenance des machines tournante, elle est appelée, la maintenance conditionnelle basée principalement sur l'analyse des signaux vibratoire. Dans cette partie, nous présentons une synthèse de quelques travaux de recherches sur les différentes méthodes utilisées et les résultats du diagnostic vibratoire des défauts détecté :

L'article de R. Younes et al. [29], est focalisé sur l'identification des défauts dans les machines tournantes par l'analyse vibratoire, en exploitant différentes méthodes de diagnostic, utilisées pour détecter et identifier les différents défauts tels que : les roulements et les engrenages.

Dans l'ouvrage de David Augeix et al. [30], les auteurs donnent plus de détaille sur les techniques de surveillance vibratoire utilisées pour maintenir et optimiser le fonctionnement des machines industrielles. Les auteurs expliquent comment l'analyse des vibrations peut être utilisée pour prévenir les défaillances mécaniques et prolonger la durée de vie des équipements.

L'article de V. Lenaerts et al. [31], les auteurs ont exploré diverses méthodes de détection basées sur l'analyse vibratoire pour anticiper les pannes dans les processus industriels. En adoptant une approche de détection précoce, ces méthodes permettent de prévenir les arrêts de production non planifiés en surveillant en temps réel l'état des machines. Des techniques telles que la méthode d'enveloppe ou la décomposition en valeurs singulières sont utilisées pour prédire ces pannes. L'objectif de leur travail est d'évaluer l'efficacité de ces méthodes dans la prévision des défauts précédant les pannes et de les comparer entre elles.

Dans l'article de A. Djebala et al. [32], les auteurs ont présenté une étude sur les conditions optimales pour la mesure des signaux de leurs d'ébruitement, basée sur l'optimisation paramétrique de l'analyse multirésolution d'ondelette. Dans leurs travaux, ils ont utilisé le Kurtosis comme critère d'optimisation et d'évaluation. La contribution de ce travail c'est pour adapter l'AMRO pour la détection des défauts. Pour cette raison, ils ont sélectionné plusieurs paramètres. Les résultats expérimentaux montrent la viabilité de cette méthode dans la détection des défauts de roulement. Les auteurs trouvent que l'application de l'AMRO pour filtrer le signal, donne des résultats meilleurs que l'utilisation du filtrage passe bande et large bande.

Dans les travaux de C. Benchaabane et al. [33] et [34], les auteurs ont proposé une méthodologie numérique et expérimentale qui aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts d'écaillage sur les dentures d'engrenage. Pour cela, ils ont utilisé des points de mesures situés sur les paliers de roulements du banc d'essai permettant de réaliser une surveillance vibratoire efficace. L'analyse des signaux permettra de sélectionner les moyens de mesures et de traitement nécessaires à la définition d'indicateurs d'avaries, tels que l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale et les indicateurs scalaires (kurtosis, RMS, facteur de crête,...etc.).

L'article de Z. Ouelaa [35] explore l'application de méthodes à la fois objectives et subjectives pour diagnostiquer les défauts des machines tournantes, qu'elles fonctionnent en régime constant ou variable. Il vise à combiner l'analyse technique basée sur des mesures tangibles avec l'expertise humaine basée sur l'observation directe et la perception sensorielle. En intégrant ces deux approches, l'article met en avant l'importance de cette combinaison pour obtenir des diagnostics plus précis et fiables, conduisant à des interventions de maintenance plus efficaces et à une meilleure gestion des machines tournantes.

B. Bouzouane et al. [36] ont proposé une méthode de suivi et de diagnostic des défauts de machines tournantes, et qui peut être intégrée à un programme de maintenance. Ils ont utilisé deux types de transformation d'ondelettes dans le cas réels : Daubechies et Morlet, pour mettre en œuvre cette méthode deux signaux ont été mesurés sur un banc d'essai sur lequel sont simulés

deux types de défauts : Le premier résultant d'un balourd, le second d'un défaut d'engrènement. Les résultats obtenus montrent que la méthode multi résolution (Daubechies) est mieux adaptée à l'identification et au suivi du balourd et que la transformée continue (Morlet) est plus adaptée à l'analyse de signaux non stationnaires tels que ceux générés par un défaut de dentures d'engrenages.

4.2. Synthèse de quelques travaux de diagnostic concernant la dynamique des rotors

De nombreux mathématiciens et mécaniciens ont étudié la dynamique des rotors et ont publié plusieurs articles pour approfondir ce domaine. Parmi ceux-ci, on trouve les articles suivants :

Dans l'article de M. Duchemin[37], offre une l'analyse se concentre sur le comportement dynamique des rotors embarqués. Ces rotors sont des composants critiques dans de nombreux systèmes mécaniques et électriques, où leur fiabilité et performance sont essentielles pour le bon fonctionnement de ces systèmes. L'objectif principal de cette recherche est de comprendre et de modéliser les dynamiques complexes des rotors embarqués, incluant l'étude des vibrations, des modes de défaillance et des interactions avec d'autres composants mécaniques.

L'article de A. S. Kumar et al [38] offre un examen des récents développements en dynamique des rotors. Il aborde les avancées en modélisation mathématique, les méthodes d'analyse numérique, ainsi que les techniques de surveillance et de diagnostic. L'article met en lumière les principaux défis et les progrès réalisés dans la compréhension et la gestion des vibrations et des instabilités des rotors.

Campbell en 1924, a publié un article dans le journal "ASME" intitulé "The protection of steam-turbine disk wheels from axial vibration" [39], où il détailla les vibrations des turbines à vapeur. Leur diagramme représentant la vitesse critique par rapport aux points de croisement des courbes de fréquences naturelles et les lignes droites proportionnelles à la vitesse de rotation est maintenant largement utilisées et appelé le diagramme de Campbell.

E. L. Thearle décrit dans son article intitulé "Équilibrage dynamique des machines tournantes : Méthodes et techniques" [40], les méthodes et un équipement portable pour équilibrer les machines tournantes en fonctionnement normal, offrant une solution directe et exacte au problème en utilisant des données obtenues à partir de seulement trois essais d'équilibrage de la machine.

L'article de K. H. Hsu et al. [41] offre une introduction approfondie aux fondamentaux de l'analyse dynamique des rotors, en se concentrant sur un système rotor-palier de pompe turbo-

moléculaire. Cette étude évalue les performances et la stabilité du système en combinant des analyses théoriques avec des tests expérimentaux. Les auteurs décrivent en détail les modèles mathématiques utilisés pour appréhender le comportement dynamique du rotor et des paliers, ainsi que les méthodes de test utilisées pour confirmer les résultats théoriques. En mettant en évidence les défis de conception et d'exploitation rencontrés dans de tels systèmes, l'article propose des solutions visant à renforcer la fiabilité et les performances globales..

L'article de T. Zheng et al. [42] explore en détail les comportements complexes d'un système rotor-palier, mettant en évidence les aspects non linéaires qui peuvent influencer sa stabilité et ses performances. Les auteurs utilisent des méthodes d'analyse numérique pour étudier les vibrations et les instabilités du système, en prenant en compte des facteurs tels que les jeux, les forces gyroscopiques et les frottements. Leurs découvertes révèlent des phénomènes complexes comme les mouvements fractionnés et le chaos, qui peuvent avoir un impact significatif sur la durabilité et la fiabilité du système. L'article souligne l'importance cruciale de comprendre ces phénomènes pour concevoir des systèmes rotor-palier plus efficaces et plus robustes. Cette recherche offre ainsi des perspectives précieuses pour les chercheurs et les ingénieurs spécialisés dans la dynamique des rotors, en fournissant des éclairages sur les défis rencontrés et les solutions envisageables pour les systèmes rotor-palier complexes.

Dans l'article de J. Padovan et al. [43], les interactions dynamiques non linéaires entre le rotor, les pales et le carter d'un système rotatif sont examinées. Les auteurs étudient comment les frottements entre ces composants affectent le comportement global du système. Leur analyse met en lumière les effets des interactions de frottement sur les vibrations et les instabilités des rotors. En utilisant des modèles mathématiques et des simulations, ils explorent ces phénomènes et fournissent des insights importants pour améliorer la conception et la performance des systèmes rotatifs, tout en réduisant les risques de défaillance dus aux frottements excessifs. Dans l'ouvrage de J.S. Rao [44], l'auteur fournit une exploration exhaustive de la dynamique des rotors, incluant les fondements théoriques et les applications pratiques. Il aborde les vibrations, les forces centrifuges, les effets gyroscopiques, et les méthodes de modélisation et de simulation pour prédire le comportement des rotors. Dans le travail de M. J. Goodwins [45], l'auteur concentre son travail sur les défis spécifiques associés aux machines rotatives à grande vitesse. L'article couvre les forces dynamiques, les instabilités, et les techniques de conception pour améliorer la performance et la fiabilité des rotors à haute vitesse.

A la lumière de ces travaux de recherche, nous allons présenter dans ce mémoire de master, la modélisation mathématique détaillée d'un rotors dans le chapitre 2, suivi par une étude expérimentale très riche sur l'équilibrage des machines sur site en utilisant un matériel de mesure très performant du laboratoire de mécanique et structures. Nous traitons plusieurs cas d'équilibrage un plan (chapitre 3) et deux plans chapitre 4, le mémoire sera clôturé par une conclusion générale.

4. Conclusion

Les machines tournantes, largement utilisées dans divers secteurs industriels, sont exposées à différentes contraintes et conditions de fonctionnement pouvant entraîner l'émergence de défauts. Si ces défauts ne sont pas identifiés et traités à temps, ils peuvent causer des pannes coûteuses et des interruptions imprévues dans les installations industrielles. Assurer le bon fonctionnement de ces machines est donc essentiel pour garantir la continuité des processus industriels.

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu des concepts clés de la maintenance des machines tournantes ainsi que les principaux défauts typologiques affectant ces machines. Nous appuyons principalement sur l'analyse des signaux vibratoires à travers différentes méthodes de traitement des signaux.

Finalement, une riche synthèse bibliographique sur les différentes méthodes de diagnostic des machines tournantes et principalement les études qui traitent la modélisation et l'équilibrage des rotors.

Référence

- [1] Monchy, F., & Mirochnikoff, Y. (1991). La fonction maintenance: Formation à la gestion de la maintenance industrielle.
- [2] Deloux, E. (2008). Politiques de maintenance conditionnelle pour un système à dégradation continue soumis à un environnement stressant (Doctoral dissertation, Université de Nantes).
- [3] Rezaiguia, A. Cours Dynamique des Machines Tournantes « Chapitre 2 : Dynamique des rotors en flexion ».
- [4] Cours de soutien scolaire de mécanique industrielle valable sur le site suivant:
<https://www.maxicours.com/soutien-scolaire/mecanique-industrielle/bac-pro/129749.html>
- [5] Cours techniques de surveillance des machines valable sur le site suivant:
<https://www.technologuepro.com/cours-genie-mecanique/cours-1-techniquessurveillance/>
- [6] Cherif, H. (2014). Détection des défauts statorique et rotorique dans la machine asynchrone en utilisant l'analyse par FFT et ondelettes (Doctoral dissertation, Université Mohamed Khider Biskra).
- [7] Bensana, T. (2008). Diagnostic des défaillances basé sur l'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur (Doctoral dissertation, Université de Annaba-Badji Mokhtar).
- [8] Soualhi, A. (2013). Du diagnostic au pronostic de pannes des entraînements électriques (Doctoral dissertation, Université Claude Bernard-Lyon I).
- [9] Patel, T. H., & Darpe, A. K. (2009). Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(7), 2236-2252
- [10] Ouelaa, Z. (2019). Application de la Perception Sonore pour le Diagnostic des Défauts d'Engrenage dans les Machines Tournantes.
- [11] Younes, R. (2015). Perception sonore au service de l'optimisation du diagnostic des défauts mécaniques de machines tournantes (Doctoral dissertation).
- [12] Pachaud, C., Salvétat, R., & Fray, C. (1997). Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces. *Mechanical systems and signal processing*, 11(6), 903-916.
- [13] Djebala, A. (2008). Application de la transformée par ondelettes à l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques (Doctoral dissertation, Annaba).
- [14] Bolaers, F., Cousinard, O., Marconnet, P., & Rasolofondraibe, L. (2004). Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals. *Control Engineering Practice*, 12(2), 181-190.

- [15] Roussarie, V. (1999). Analyse perceptive de structures vibrantes simulées par modèle physique. Unpublished doctoral dissertation, Université du Maine, France.
- [16] Grey, J. M., & Gordon, J. W. (1978). Perceptual effects of spectral modifications on musical timbres. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 63(5), 1493-1500.
- [17] Augeix, D. (2001). Analyse vibratoire des machines tournantes. Ed. Techniques Ingénieur.
- [18] Bonebright, T. L. (1996). An investigation of data collection methods for auditory stimuli: Paired comparisons versus a computer sorting task. *Behavior Research Methods, Instruments, & Computers*, 28(2), 275-278.
- [19] Stevens, S. S. (1966). A Metric for the Social Consensus: Methods of sensory psychophysics have been used to gauge the intensity of opinions and attitudes. *Science*, 151(3710), 530-541.
- [20] Randall, R. B. (1982). A new method of modeling gear faults.
- [21] Roskam, E. E. (1970). The methods of triads for multidimensional scaling. *Nederlands Tijdschrift Voor de Psychologie*, 25, 404-417.
- [22] Michael, L., Burton, and Nerlove, S. B. «Balanced designs for triads tests: Two examples from English». *Social Science Research* 5.3: 247-267, 1976.
- [23] Boulenger, A., & Pachaud, C. (2003). Analyse vibratoire en maintenance, surveillance et diagnostic des machines, Edition Dunod. L'USINE NOUVELLE.
- [24] Fan, X., & Zuo, M. J. (2006). Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform. *Mechanical systems and Signal processing*, 20(4), 966-982.
- [25] Bolaers, F., Cousinard, O., Marconnet, P., & Rasolofondraibe, L. (2004). Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals. *Control Engineering Practice*, 12(2), 181-190.
- [26] Morel, J. (1992). Surveillance vibratoire et maintenance prédictive. Ed. Techniques Ingénieur.
- [27] Capdessus, C., Sidahmed, M., & Lacoume, J. L. (2000). Cyclostationary processes: application in gear faults early diagnosis. *Mechanical systems and signal processing*, 14(3), 371-385.
- [28] Sidahmed, M. (1997). Panorama des méthodes d'analyse et de diagnostic des machines tournantes. *RFM Revue française de mécanique*, (4), 291-298.
- [29] Younes, R. (2015). Perception sonore au service de l'optimisation du diagnostic des défauts mécaniques de machines tournantes (Doctoral dissertation)..
- [30] Augeix, David (2008). Analyse vibratoire des machines tournantes : Outils de diagnostic. Éditions Techniques de l'Ingénieur,

- [31] Milisen, X., & Lenaerts, V. (2006). Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements. *Revue Scientifique des ISILF*, (20), 1-15.
- [32] Djebala, A., Ouelaa, N., & Hamzaoui, N. (2006). Optimization of wavelet multiresolution analysis of shock signals. Application to the signals generated by defective rolling bearings. *Mechanics & Industry*, 8(4), 379-389.
- [33] Benchaabane, C. (2008). Optimisation des paramètres d'identification des défauts dans les transmissions par engrenages par analyse vibratoire (Doctoral dissertation).
- [34] Benchaabane, C., Djebala, A., Ouelaa, N., & Guenfoud, S. (2008). Diagnostic vibratoire des défauts d'engrenages base sur les indicateurs scalaires. *Groupe Comportement Dynamique des Structures et Maintenance Industrielle, Guelma, Algerie*, 10.
- [35] Ouelaa, Z. (2024), Application of objective and subjective methods for the diagnosis of rotating machine faults: constant and variable regime, thèse de doctorat, Université de Guelma
- [36] Bouzouane, B., Miloudi, A., Hamzaoui, N., & Benchaala, A. Détection de défauts de machines tournantes par la méthode des ondelettes.
- [37] Duchemin, M. (2003). Contribution à l'étude du comportement dynamique d'un rotor embarqué (Doctoral dissertation, Lyon, INSA).
- [38] Kumar, C., & Rastogi, V. (2009). A brief review on dynamics of a cracked rotor. *International Journal of Rotating Machinery*.
- [39] Campbell, W. (1924). The protection of steam-turbine disk wheels from axial vibration. *Journal of Fluids Engineering*, 46, 31-140.
- [40] Thearle, E. L. (1932). A new type of dynamic-balancing machine. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 54(2), 131-140.
- [41] Hsu, C. N., Chiang, H. W. D., Huang, Y. M., Fu, Y. C., Hsu, K. H., & Li, C. H. (2011, January). Rotor dynamics analysis and testing of a turbomolecular pump rotor-bearing system. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 54662, pp. 409-416).
- [42] Zheng, T., & Hasebe, N. (2000). Nonlinear dynamic behaviors of a complex rotor-bearing system. *J. Appl. Mech.*, 67(3), 485-495.
- [43] Padovan, J., & Choy, F. K. (1987). Nonlinear dynamics of rotor/blade/casing rub interactions.
- [44] Rao, J. S. (1996). *Rotor dynamics*. New Age International.
- [45] Goodwin, M. J. (1992). *Rotordynamics '92: Proceedings of the International Conference on Rotating Machine Dynamics*. Springer-Verlag London

Chapitre 2

Modélisation mathématique de la dynamique des rotors

1. Introduction

L'équilibrage des rotors constitue une application pratique des principes de la dynamique des rotors. Ce processus vise à corriger les déséquilibres de masse dans un rotor, lesquels peuvent entraîner des vibrations excessives et des dommages aux composants mécaniques. Un rotor déséquilibré exerce des forces centrifuges variables sur ses supports, pouvant provoquer une usure prématurée, des défaillances de roulements, et des bruits indésirables. Par conséquent, l'équilibrage est crucial pour prolonger la durée de vie des machines, améliorer leur performance et réduire les coûts de maintenance.

En somme, la dynamique des rotors fournit les outils théoriques et analytiques nécessaires pour comprendre les comportements complexes des rotors en rotation. En appliquant ces connaissances, l'équilibrage des rotors résout des problèmes pratiques liés à la maintenance et à l'optimisation des systèmes mécaniques. Ensemble, ces disciplines jouent un rôle fondamental dans le développement de machines tournantes plus fiables, efficaces, et durables.

2. Dynamique des rotors

2.1. Définition de dynamique des rotors

La dynamique des rotors des machines tournantes est un domaine fondamental de la dynamique des systèmes tournants. Elle concerne notamment les ensembles mécaniques dans lesquels au moins un composant, généralement appelé rotor, tourne à une vitesse angulaire autour de l'axe de rotation [1]. L'objectif principal de la dynamique du rotor est d'étudier le comportement dynamique, la stabilité et la conception des machines tournantes. Cette spécialité revêt une grande importance dans l'amélioration de la sécurité et des performances de divers systèmes, tels que les machines-outils, les turbines, les compresseurs, les turbines d'avions, les moteurs d'automobiles, la propulsion marine, ainsi que dans de nombreuses autres applications industrielles et quotidiennes.

2.2. Types de rotors

2.2.1. Rotor rigide

Un rotor est en état rigide, si on peut déterminer des balourds correcteurs disposés dans un ou deux plans d'équilibrage quelconques tels que les élongations des grandeurs définies pour l'appréciation de son comportement vibratoire, soient égaux ou inférieurs à des limites fixées quelle que soit la vitesse de rotation dans un ou des domaines définis.

2.2.2. Rotor flexible

Un rotor est en état flexible, s'il faut disposer des balourds correcteurs dans au moins trois plans d'équilibrages (l'équilibrage est multi plans).

2.3. Classification des éléments du système rotor

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








Composants	Structures	Matériaux	Geometries	Exemples
ARBRE	Rigide	Isotrope	Rectiligne	
	Flexible	Anisotrope	Brisée	
DISQUE	Rigide	Isotrope	Symétrie de révolution	
	Flexible	Anisotrope	Symétrie cyclique	
PALIERS	Rigide	Isotrope	Non amorti	
		Anisotrope		
	Flexible	Isotrope	Amorti	
		Anisotrope		

Tableau 2.1. Classification des éléments du système rotor.

3. Équilibrage des rotors

L'équilibrage du rotor est un processus essentiel dans diverses industries, destiné à garantir le bon fonctionnement et la longue durée de vie des machines tournantes. Le rotor est un élément central des machines telles que les turbines, les moteurs, les compresseurs et les ventilateurs. Lorsqu'un rotor est déséquilibré, cela peut entraîner des vibrations excessives, une usure prématurée des composants, des bruits indésirables et même de graves défaillances mécaniques. Parmi ceux-ci figurent le balourd

3.1. Le balourd

Le balourd se réfère au déséquilibre massique qui se produit lorsque l'axe de rotation d'une machine ne correspond pas au centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor. Cette désynchronisation entraîne des forces centrifuges qui déforment l'arbre en rotation. Le balourd peut être causé par divers facteurs, tels que des défauts d'usinage, d'assemblage ou des échauffements dissymétriques du rotor pendant son fonctionnement [2] et [3].

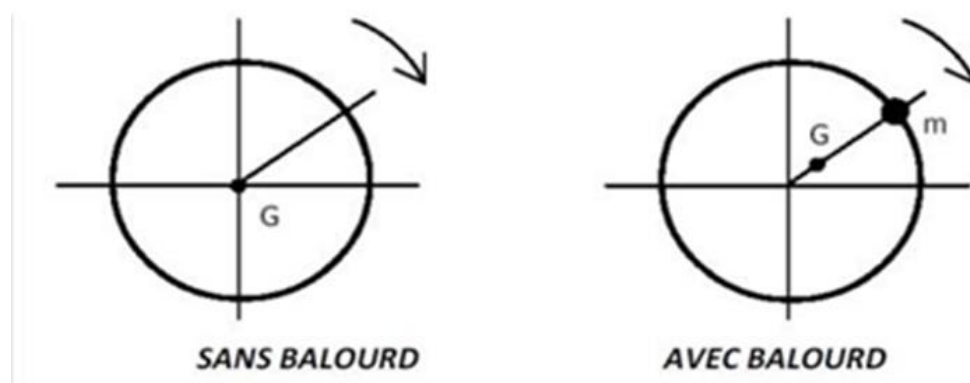


Figure 2.1. Présentation de balourd [2].

3.2. Analyse des mouvements de rotors avec balourd

Un rotor tournant librement dans l'espace est souvent simulé en le faisant tourner au-dessus de la résonance dans des roulements flexibles. Dans cette configuration, le mouvement du rotor déséquilibré peut être décomposé [4]. Le tableau 2.2 représente deux cas de balourd : une seule force centrifuge et couple de force centrifuges.

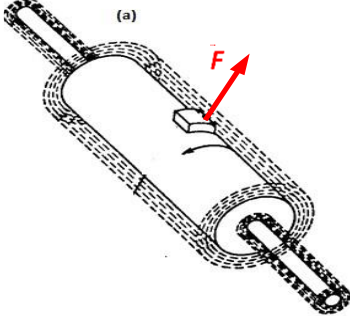
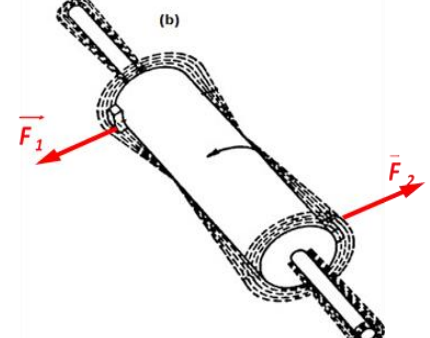
Cas de balourd	Description	/
Balourd dû à une seule force centrifuge	Un balourd est observé en raison d'une seule force centrifuge. La ligne moyenne de l'arbre produit ainsi une surface cylindrique.	
Balourd dû à un couple de forces centrifuges	Le balourd est causé par un couple de forces centrifuges. La ligne moyenne de l'arbre du rotor forme alors deux cônes dont les sommets se trouvent au centre de gravité du rotor.	

Tableau 2.2. Les cas de balourd [4].

3.3. Différents types de balourd

Il existe plusieurs types de balourd : balourd statique, balourd de couple et balourd dynamique.

3.3.1. Balourd statique : Cet état se caractérise par la position centrale du balourd dans le rotor, tandis que l'axe principal d'inertie (Δ) est déplacé exclusivement parallèlement à l'axe de rotation de l'arbre (voir Figure 2.2). En pratique, cela concerne principalement les rotors où le déséquilibre est significatif dans un seul plan de diamètre important, comme c'est le cas pour les ventilateurs ou les disques. Dans cette configuration, l'équilibrage du rotor peut être réalisé en plaçant une seule masse diamétralement opposée au balourd, ce qui permet d'effectuer un équilibrage dans un seul plan [5].

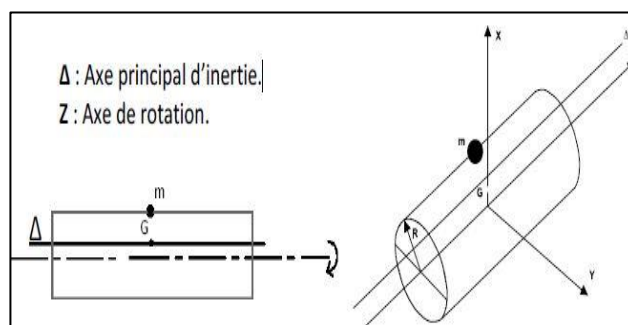


Figure 2.2. Balourd statique [5].

3.3.2. Balourd couple

Le centre de gravité est effectivement situé sur l'axe de rotation, assurant ainsi un équilibre statique. Cependant, les deux axes ne se superposent pas. L'axe central d'inertie (Δ) traverse l'axe de rotation de l'arbre au niveau du centre de gravité (voir Figure 2.3). Pour équilibrer ce rotor, il est nécessaire d'installer au moins deux masses, telles que m_1 et m_2 , diamétralement opposées (équilibrage en deux plans) [5].

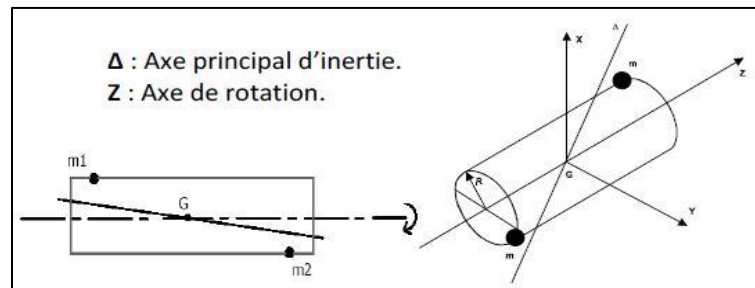


Figure 2.3. Balourd couple [5].

3.3.3. Balourd dynamique

C'est une combinaison des deux balourds ci-dessus. Le centre de gravité n'est pas sur l'axe de rotation et cet axe n'est pas parallèle à l'axe principal d'inertie (Voir figure 2.4).

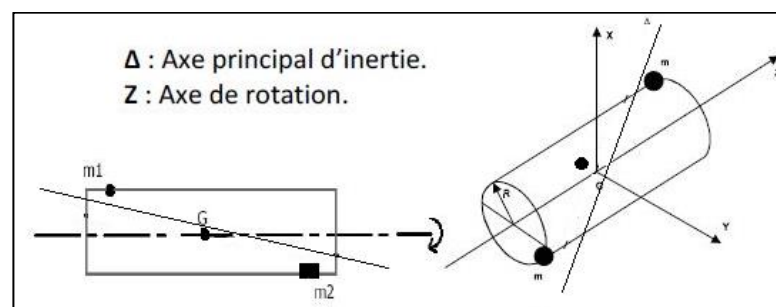


Figure 2.4. Balourd dynamique [5].

Il faut en général deux masses pour rattraper ce type de déséquilibre (équilibrage en deux plans).

3.4. Principes généraux de l'équilibrage

3.4.1. Masse et force centrifuge :

Soit une particule de masse m située à une distance \vec{r} d'un axe (y, \dot{y}) et tournant autour de ce cet axe à une vitesse angulaire $\vec{\Omega}$. Cette masse est soumise à une force centrifuge \vec{F} qui tend à l'écarter de l'axe.

Cette force tourne donc autour de l'axe (y, \hat{y}) à la même vitesse $\vec{\Omega}$ et pour valeur :

$$\vec{F} = m\vec{r}\Omega^2$$

Ainsi, la force centrifuge est donc proportionnelle à la masse de la particule au carré de la vitesse angulaire de rotation et à la distance de la particule à l'axe de rotation [4].

3.4.2. Vibration

Sous l'effet du balourd, le palier aura un mouvement autour de sa position d'équilibre (représentée par sa position, machine à l'arrêt). Projeter sur un axe, ce mouvement aura l'allure indiquée sur la figure 2.5. Les repères 1, 2, 3 et 4 indiquent les correspondances entre la position verticale du palier et la position angulaire de la masse de déséquilibre. Ce mouvement est la vibration du palier généré par le balourd. Il est périodique et sinusoïdal, à la période d'un tour, ou à la fréquence de rotation f_0 .

En conclusion, l'amplitude de la vibration générée par le balourd est directement proportionnelle au balourd, c'est-à-dire à la masse de déséquilibre.

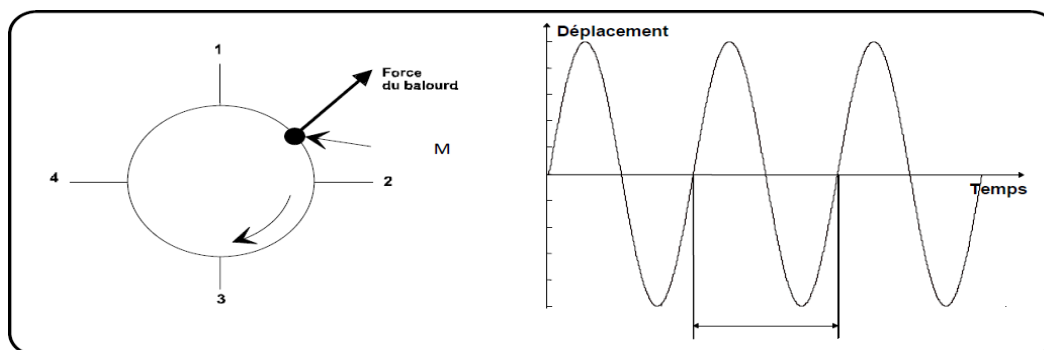


Figure 2.5. Vibration générée par le balourd.

3.5. Modes d'équilibrage

On distingue deux modes d'équilibrage :

3.5.1. Équilibrage sur machine

L'équilibrage sur une machine à équilibrer est nécessaire lorsque le déséquilibre provient de la rupture ou de la détérioration d'une partie du rotor, ce qui nécessite le démontage du rotor. De plus, si le déséquilibre provoque de fortes vibrations, il y a un risque d'endommagement des roulements ou de la structure.

3.5.2. Équilibrage sur site

L'équilibrage d'un rotor directement sur ses paliers, sans le démonter, est appelé équilibrage sur site. C'est la méthode d'équilibrage la plus couramment utilisée par le personnel de maintenance. En effet, elle présente de nombreux avantages par rapport à l'équilibrage en atelier :

- Le rotor est équilibré dans des conditions de fonctionnement normales (charges, températures, vitesse, etc.).
- Il n'est pas nécessaire de démonter, remonter ou réaligner le rotor.

Il existe deux types d'équilibrage sur site : L'équilibrage statique et l'équilibrage dynamique.

- **Équilibrage statique** : Il s'agit d'un équilibrage sur un plan unique. Cette méthode est appropriée lorsque le déséquilibre est principalement axial et ne nécessite pas de correction sur plusieurs plans.
- **Équilibrage dynamique** : Il s'agit d'un équilibrage sur deux plans. Cette méthode est utilisée pour corriger les déséquilibres qui se produisent sur plusieurs plans et qui peuvent causer des vibrations complexes nécessitant une correction plus sophistiquée.

4. Caractéristiques des éléments de rotor

Les éléments de base d'un rotor sont l'arbre, les disques et les paliers. Les expressions des énergies cinétiques sont nécessaires pour caractériser l'arbre, le disque et le balourd.

L'énergie de déformation est nécessaire pour caractériser l'arbre. Les forces dues aux paliers sont nécessaires pour calculer le travail virtuel pour déduire les forces généralisées qui agissent sur l'arbre (figure 2.6) [6].

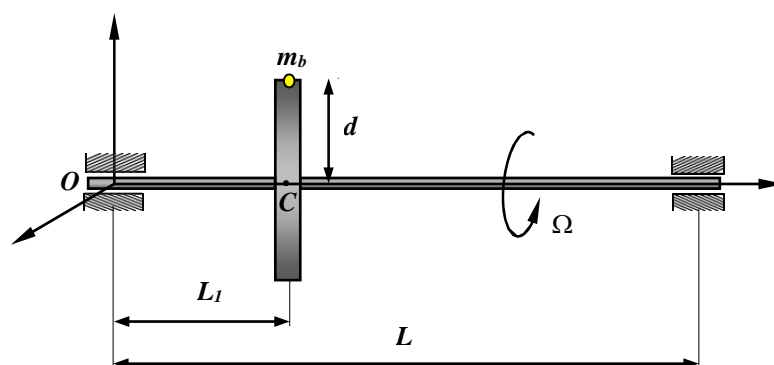


Figure 2.6. Modèle mathématique d'un rotor flexible [6].

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

- L'énergie cinétique T , l'énergie de déformation U et le travail virtuel δW sont calculés pour tous les éléments du système.
- Une méthode de discrétisation est choisie : la méthode de Rayleigh-Ritz est bien adaptée aux systèmes simples et résulte en un faible nombre de degrés de liberté, la méthode des éléments finis est adaptée aux applications réelles.
- Les équations de Lagrange sont utilisées pour l'obtention des équations du mouvement, soit :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.1)$$

4.1. Détermination de l'énergie cinétique et les travaux virtuels du disque

Le disque est supposé rigide caractérisé par son énergie cinétique. Les différents repères de références utilisés dans l'étude de la cinématique et la dynamique des rotors flexibles sont présentés sur la figure 2.7.

$R_0(O, X_0, Y_0, Z_0)$: Repère fixe lié au bâti de la machine ;

$R(C, X, Y, Z)$: Repère finale lié au disque ;

$R_1(C, X_1, Y_1, Z_1), R_2(C, X_2, Y_2, Z_2)$: Repères intermédiaires

Le système de coordonnées $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est relié au système de coordonnées est relié au système de coordonnées $(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ par l'intermédiaire des angles d'Euler Ψ, θ et ϕ .

Pour déterminer la position du disque, on tourne initialement d'un angle Ψ autour de l'axe (c, z_0) puis d'un angle θ autour du nouvel axe (c, x_1) en fin d'un angle ϕ autour de l'axe de rotation propre du disque (c, y) .

Le vecteur rotation traduisant l'orientation instantanée de la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ par rapport la base $(\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ s'écrit:

\vec{z}_1, \vec{x}_1 et \vec{y}_1 : Vecteurs unitaires des axes $(C, Z_1), (C, X_2)$ et (C, Y) respectivement.

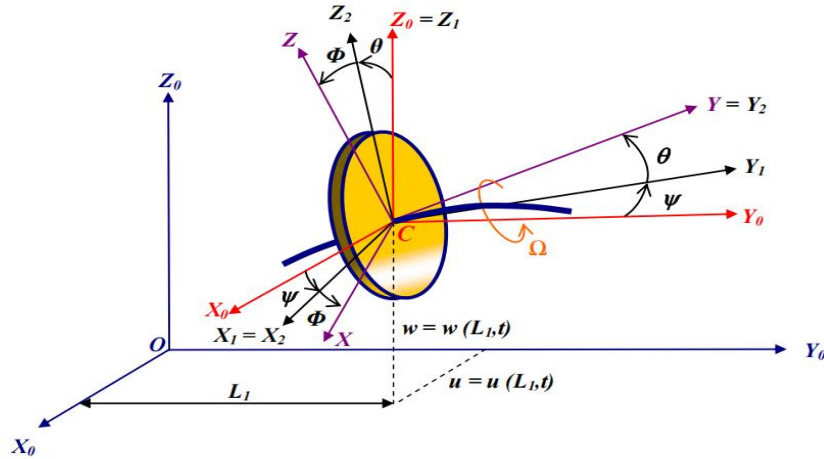


Figure 2.7. Repères de référence du disque rigide sur l'arbre flexible [6].

Le vecteur rotation $\omega(R/R_0)$, exprimé dans la base $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$, s'écrit :

$$\omega(R/R_0)_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} = \begin{Bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{Bmatrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} = \begin{Bmatrix} \dot{\psi} \cos \theta \sin \phi + \dot{\theta} \cos \phi \\ \dot{\phi} + \sin \theta \\ \dot{\psi} \cos \theta \cos \phi + \dot{\theta} \sin \phi \end{Bmatrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad (2.2)$$

Soient u et w , les déplacements en flexion de C dans les plans $(0, X_0, Y_0)$ et $(0, Y_0, Z_0)$ respectivement. Le mouvement de traction compression suivant $(0, Y_0)$ est négligé. La masse du disque est notée M_d , son tenseur d'inertie en C , comme (C, X) , (X, Y) , (C, Z) sont les directions principales d'inertie, a comme expression [6] :

$$[I_C(D)]_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} = \begin{bmatrix} I_{dx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \quad (2.3)$$

L'énergie cinétique du disque est la somme de l'énergie cinétique de translation et l'énergie cinétique de rotation du centre de masse C :

$$T_d = \frac{1}{2} M_d \left(\vec{V}(C/R_0) \right)^2 + \frac{1}{2} \{\omega\}_R^T [I_C(D)]_R \{\omega\}_R \quad (2.4)$$

Avec $\vec{V}(C/R_0)$ est le vecteur vitesse absolue de C exprimé dans R_0 , obtenu en dérivant par rapport au temps le vecteur position \vec{OC} avec $\dot{\phi} = \Omega$ constante :

$$\vec{V}(C/R_0) = \left[\frac{d\vec{OC}}{dt} \right]_{R_0} = \frac{d}{dt} (u \vec{x}_0 + L_1 \vec{y}_0 + \omega \vec{z}_0) = \dot{u} \vec{x}_0 + \dot{\omega} \vec{z}_0 \quad (2.5)$$

Remplaçons (2), (3) et (5) dans (4), l'expression de l'énergie cinétique du disque devient alors :

$$T_d = \frac{1}{2} M_d (\dot{u}^2 + \dot{\omega}^2) + \frac{1}{2} (I_{dx} \omega_x^2 + I_{dy} \omega_y^2 + I_{dz} \omega_z^2) \quad (2.6)$$

L'expression (6) peut être simplifiée car le disque est symétrique ($I_{dx} = I_{dz}$), les angles θ et ψ sont petits (vibrations linéaires) et la vitesse angulaire $\phi = \Omega$ est constante. L'expression (6) devient alors :

$$T_d = \frac{1}{2} M_d (\dot{u}^2 + \dot{\omega}^2) + \frac{1}{2} I_{dx} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_{dy} \Omega^2 + I_{dy} \Omega \dot{\psi} \theta \quad (2.7)$$

Le terme $\frac{1}{2} I_{dy} \Omega^2$ n'a pas d'influence sur les équations de mouvement et il représente l'énergie cinétique du disque tournant à la vitesse Ω dans le cas où tous les autres déplacements sont nuls. Le terme $I_{dy} \Omega \dot{\psi} \theta$ représente l'effet gyroscopique.

Le vecteur représentant le poids propre du disque dans le repère absolu s'écrit [8]:

$$\{P_d\}_{R_0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_d g \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

En utilisant l'équation (2), il est transformé dans le repère lié à la base par

$$\{P_d\}_{R_b} = [R_{R_b}^{R_0}] \{P_d\}_{R_0} \quad (2.9)$$

Soit

$$\{P_d\}_{R_0} = -m_d g \begin{Bmatrix} -\cos \beta \sin \gamma \\ \sin \beta \\ \cos \beta \cos \gamma \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

Compte tenu que les déplacements suivant l'axe du rotor sont négligés, le travail virtuel du poids propre du disque exprimé dans le repère lié à la base s'écrit:

$$\delta W_{pd} = -m_d g (-\cos \beta \sin \gamma \delta u(y = y_d) + \cos \beta \cos \gamma \delta w(y = y_d)) \quad (2.11)$$

4.2. Détermination des énergies cinétique et potentielle de l'arbre

L'arbre est assimilé à une poutre de section circulaire et caractérisé par ses énergies cinétique et potentielle. Sur la Figure 2.8, on présente un élément d'arbre considéré comme un disque élémentaire.

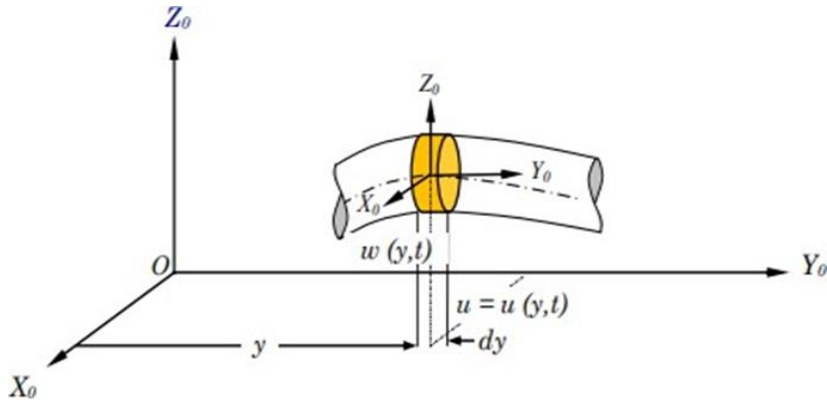


Figure 2.8. Élément d'arbre en flexion [6].

L'énergie cinétique de l'arbre s'écrit alors :

$$\begin{aligned}
 T_a &= \int_0^L \left(\frac{1}{2} m_a (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} I_{ax} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2} I_{ay} (\Omega^2 + 2\Omega\dot{\psi}\theta) \right) dy \\
 &= \frac{1}{2} \rho S \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{1}{2} \rho I \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2\rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

La première intégrale de l'équation (12) 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.

Le point C de la figure 2.9 est le centre géométrique d'une section de la poutre à l'état déformée, B(x, y) est un point de cette section droite, E est le module d'Young du matériau, ε et σ représentent la déformation et la contrainte, u*, w* sont les déplacements du centre O₁ par rapport aux axes (O, X) et (O, Z). La déformation longitudinale du point B s'écrit,

$$\varepsilon_{yy} = -x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \tag{2.13}$$

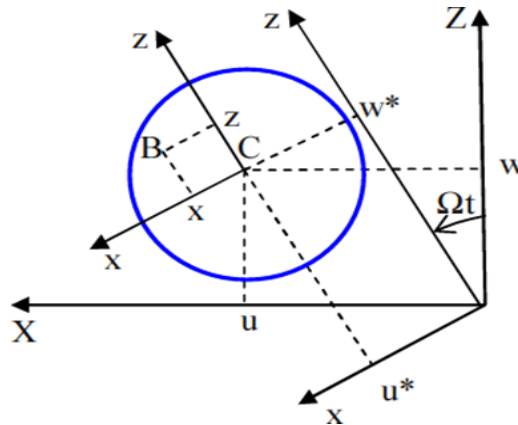


Figure 2.9. Section droite de l'arbre, mouvement dans le plan (O, X₀, Z₀) [7].

L'énergie de déformation de l'arbre a comme expression :

$$U_a = \frac{1}{2} \int \sigma_{yy} \varepsilon_{yy} dv \quad (2.14)$$

Avec V est le volume de la poutre, σ_{yy} est la contrainte longitudinale. La relation entre la contrainte et la déformation est :

$$\sigma_{yy} = E \varepsilon_{yy} \quad (2.15)$$

Compte tenu de (15), l'expression (14) devient :

$$U_a = \frac{1}{2} E \int \varepsilon^2 dv \quad (2.16)$$

En tenant compte de l'expression (13) l'énergie de déformation (16) s'écrit :

$$\begin{aligned} U_a &= \frac{E}{2} \int_0^L \int_{sa} \left(-x \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 ds dy \\ &= \frac{E}{2} \int_0^L \int_{sa} \left[x^2 \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + z^2 \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 + 2xz \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right] ds dy \end{aligned} \quad (2.17)$$

Par suite de la symétrie de la section de l'arbre, l'intégrale correspondant au troisième terme de (17) est nulle. En introduisant les inerties diamétrales de la section droite par rapport à (O, X) et à (O, Z) on a :

$$I_x = \int_s z^2 ds \quad (2.18)$$

$$I_z = \int_s x^2 ds \quad (2.19)$$

et l'énergie de déformation de l'arbre a donc comme expression :

$$U_a = \frac{E}{2} \int_0^L \left(I_z \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (2.20)$$

De préférable exprimer U_a en fonction des déplacements u et w . Le passage de u, w à u^*, w^* s'écrit (voir Fig.2.9) :

$$u^* = u \cos \Omega t - w \sin \Omega t \quad (2.21)$$

$$w^* = u \sin \Omega t + w \cos \Omega t \quad (2.22)$$

En tenant en compte (21) et (22), l'expression (20) devient alors :

$$U_a = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\cos \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \sin \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\sin \Omega t \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \cos \Omega t \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (2.23)$$

Finalement, pour le cas le plus courant d'un arbre symétrique ($I_x = I_y = I_z$) l'énergie de déformation se simplifie à :

$$U_a = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right) dy \quad (2.24)$$

Le travail virtuel du poids propre d'un élément infinitésimal de l'arbre (Figure 2.2), exprimé dans le repère lié à la base, est obtenu en suivant la même démarche que pour le disque (8)-(11). Le travail virtuel du poids propre d'un arbre de longueur L est obtenu après intégration.

$$\delta W_{pa} = - \int_0^L \rho A g (-\cos \beta \sin \gamma \delta u + \cos \beta \cos \gamma \delta w) dy \quad (2.25)$$

4.3. Détermination du travail virtuel des paliers

Les caractéristiques de raideurs et d'amortissements sont supposées connues. Le travail virtuel δW des forces extérieures agissant sur l'arbre se met sous la forme, figure 2.10.

$$\delta W = F_u \delta u + F_w \delta w \quad (2.26)$$

F_u et F_w sont les composants de la force généralisée qui s'expriment sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{Bmatrix} F_u \\ F_w \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 \\ 0 & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & 0 \\ 0 & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{Bmatrix} \quad (2.27)$$

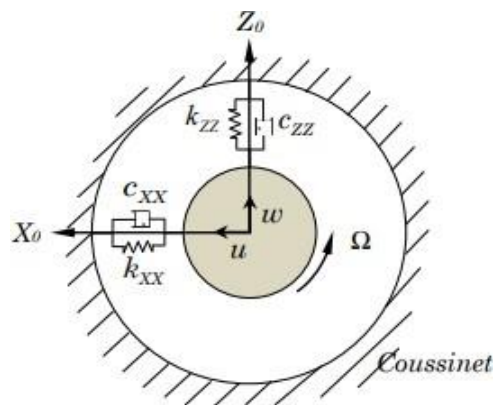


Figure 2.10. Amortissement et raideur d'un palier [6].

4.4. Détermination de l'énergie cinétique du balourd

Le balourd (Figure.2.11) est dû à une masse m_b située à la distance d du centre géométrique C du disque et son énergie cinétique doit être calculé. La masse reste dans un plan perpendiculaire à l'axe (O, Y) et sa coordonnée selon cet axe est constante. Dans le repère R_0 , les coordonnées de la masse m_b sont :

$$\overrightarrow{OD} = \overrightarrow{OC} = \overrightarrow{CD} = \begin{cases} u + d \sin \Omega t \\ cte \\ w + d \cos \Omega t \end{cases}_{R_0} \quad (2.28)$$

D'où la vitesse absolue :

$$\vec{V}(D/R_0) = \left[\frac{d\overrightarrow{OD}}{dt} \right]_{R_0} = \begin{cases} \dot{u} + d\Omega \cos \Omega t \\ 0 \\ \dot{w} - d\Omega \sin \Omega t \end{cases}_{R_0} \quad (2.29)$$

Et l'énergie cinétique sera :

$$T_b = \frac{1}{2} m_b \left[\vec{V} \left(\frac{D}{R_0} \right) \right]^2 = \frac{1}{2} m_b (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega d(\dot{u} \cos \Omega t - \dot{w} \sin \Omega t)) \quad (2.30)$$

Le terme $\frac{m_b \Omega^2 d^2}{2}$ est constant et donc sans influence sur les équations du mouvement. La masse m_b est négligée devant celle du disque, alors l'énergie cinétique du balourd peut se mettre sous la forme :

$$T_b = m_b \Omega d (\dot{u} \cos \Omega t - \dot{w} \sin \Omega t) \quad (2.31)$$

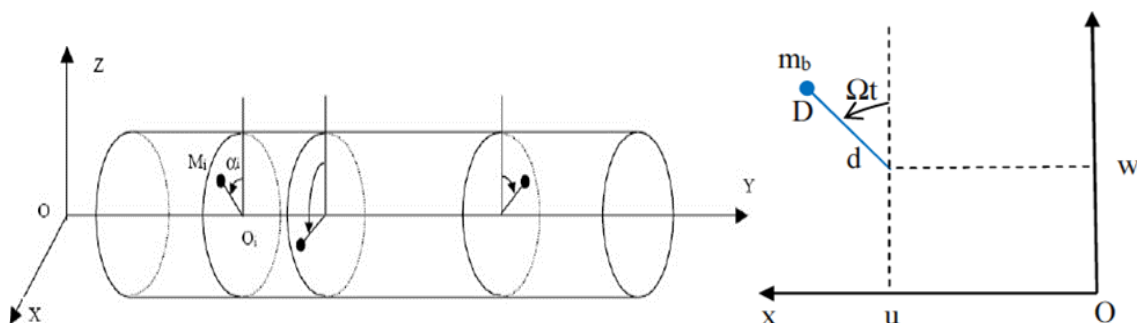


Figure 2.11. Modélisation de la répartition du balourd sur le rotor [7].

4.5. Détermination des équations du mouvement par la méthode de Lagrange

4.5.1. Equation de mouvement

Après avoir calculé les énergies cinétique et de déformation, ainsi que les travaux virtuels des forces généralisées des éléments du système, nous pouvons appliquer la méthode de Rayleigh-Ritz, [8]. Cette méthode est particulièrement avantageuse car elle permet d'écrire les équations du mouvement en utilisant un nombre réduit de degrés de liberté, simplifiant ainsi l'analyse des systèmes complexes.

Selon la théorie des poutres en flexion, le premier mode propre domine la réponse jusqu'à 95 %. Ainsi, les déplacements u et w , projetés dans la base modale, peuvent être exprimés comme suit :

$$u(y, t) = f(y)q_1(t) \quad (2.32)$$

$$w(y, t) = f(y)q_2(t) \quad (2.33)$$

En substituant les équations (32) et (33) dans les expressions des énergies cinétiques du disque (7), de l'arbre (8) du balourd (26) et dans l'énergie de déformation de l'arbre (20), ainsi que dans les expressions des travaux virtuels des forces du palier (26), du poids propre du disque (11) et de l'arbre, par les expressions données ci-dessus et en appliquant les équations de Lagrange (1), nous obtenons les équations de mouvement complètes du système.

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{F(t)\} \quad (2.34)$$

Les composantes des matrices et du vecteur force contenues dans l'équation (34), sont données ci-après :

$\{q\}$: Vecteur des degrés de liberté contenant les coordonnées généralisées.

$[M]$: Matrice de masse symétrique.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_2 + I_{m2} - I_{a2} \cos 2\phi & I_{a2} \sin 2\phi \\ I_{a2} \sin 2\phi & M_2 + I_{m2} + I_{a2} \cos 2\phi \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

$[C]$: Matrice incluant l'effet gyroscopique, l'amortissement de palier et l'effet du mouvement de la base.

$$\begin{aligned}
C_{11} &= 2I_{a2}\dot{\phi} \sin 2\phi + c_{xx} f^2(l_2) \\
C_{22} &= -2I_{a2}\dot{\phi} \sin 2\phi - c_{xx} f^2(l_2) \\
C_{12} &= \dot{I}^2(2M_2 + 2l_{m2} - l_{y2}) - \dot{\phi}l_{y2} + 2l_{a2}\dot{\phi} \cos 2\phi + C_{zxx}f^2(l_2) \\
C_{21} &= -C_{12}
\end{aligned} \tag{2.36}$$

[K] : Matrice de rigidité incluant la rigidité en flexion de l'arbre, l'effet du mouvement de la base, l'effet de la variation de vitesse et les rigidités de paliers

$$\begin{aligned}
K_{11} &= k + \dot{I}_x^2(I_{m2} - l_{y2}) - \dot{I}_y^2(M_2 + I_{m2} - l_{y2}) - \dot{I}_z^2M_2 + \dot{I}_y\dot{\phi}l_{y2} + \\
&\quad \left(((\dot{I}_x^2 - \dot{I}_y^2 - 2\phi\dot{I}_y)I_{a2} - k_a) \cos 2\phi - (\ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_z)I_{a2} \sin 2\phi \right) + k_{xx}f^2(l_2) \\
K_{22} &= k + \dot{I}_z^2(I_{m2} - l_{y2}) - \dot{I}_y^2(M_2 + I_{m2} - l_{y2}) - \dot{I}_x^2M_2 + \dot{I}_y\dot{\phi}l_{y2} \\
&\quad + \left(((-\dot{I}_z^2 + \dot{I}_y^2 + 2\phi\dot{I}_y)I_{a2} + k_a) \cos 2\phi - (\ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_z)I_{a2} \sin 2\phi \right) + k_{zz}f^2(l_2) \\
K_{12} &= (\ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_z)(M_2 + I_{m2} - l_{y2}) - l_{y2}\ddot{\phi} + \left((\dot{I}_y^2 - \dot{I}_x^2 - 2\phi\dot{I}_y)I_{a2} + k_a \right) \sin 2\phi \\
&\quad - (\ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_z)I_{a2} \cos 2\phi + k_{xz}f^2(l_2) \\
K_{21} &= (-\ddot{I}_y - \dot{I}_x\dot{I}_z)(M_2 + I_{m2}) - l_{y2}\dot{I}_x\dot{I}_z \\
&\quad + \left((\dot{I}_y^2 - \dot{I}_x^2 - 2\phi\dot{I}_y)I_{a2} + k_a \right) \sin 2\phi - (\ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_z)I_{a2} \cos 2\phi + k_{zx}f^2(l_2)
\end{aligned} \tag{2.37}$$

{F}: Vecteur dans lequel toutes les forces sont regroupées.

$$\begin{aligned}
F_1 &= m_u df(l_1) \left(-(\ddot{\phi} + \ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_z) \cos \phi + \left((\dot{I}_y + \dot{\phi})^2 + \dot{I}_z^2 \right) \sin \phi \right) + (M_5 + I_{m1})(\ddot{I}_z + \\
&\quad \dot{I}_x\dot{I}_y) + l_{y1}\dot{I}_x(\dot{I}_y + \dot{\phi}) + M_1 \left(\dot{I}_z(2\dot{y}_b + \dot{I}_z x_b - \dot{I}_x z_b) - \dot{I}_y(2\dot{z}_b + \dot{I}_x y_b - \dot{I}_y x_b) - \ddot{x}_b - \right. \\
&\quad \left. \ddot{I}_y z_b + \ddot{I}_z y_b \right) + I_{a1} \left((\ddot{I}_y + \dot{I}_x\dot{I}_y + 2\phi\dot{I}_x) \cos 2\phi + (-\dot{I}_x + \dot{I}_y\dot{I}_z) \sin 2\phi \right) + \cos \beta \sin \gamma M_1 g \\
F_2 &= m_u df(l_1) \left((\ddot{\phi} + \ddot{I}_y - \dot{I}_x\dot{I}_z) \sin \phi + \left((\dot{I}_y + \dot{\phi})^2 + \dot{I}_x^2 \right) \cos \phi \right) \\
&\quad - (M_5 + I_{m1})(\ddot{I}_x + \dot{I}_y\dot{I}_z) + l_{y1}\dot{I}_z(\dot{I}_y + \dot{\phi}) \\
&\quad + M_1 \left(-\dot{I}_x(2\dot{y}_b + \dot{I}_z x_b - \dot{I}_x z_b) - \dot{I}_y(2\dot{x}_b + \dot{I}_x y_b - \dot{I}_y z_b) - \ddot{z}_b + \ddot{I}_y x_b - \ddot{I}_x y_b \right) \\
&\quad + I_{a1} \left((-\ddot{I}_y + \dot{I}_y\dot{I}_z + 2\phi\dot{I}_z) \cos 2\phi + (\dot{I}_z + \dot{I}_x\dot{I}_y) \sin 2\phi \right) - \cos \beta \cos \gamma M_1 g
\end{aligned} \tag{2.38}$$

4.5.2. Résolution des équations du mouvement par la méthode de Newmark

La résolution des équations de mouvement (34) en utilise la méthode de de Newmark, utilisée habituellement pour résoudre les systèmes d'équations différentielles se résume comme suit [9]:

En supposant que l'accélération moyenne soit constante, i.e.

$$\{q(t + \Delta t)\} = \{q(t)\} + \Delta t\{\dot{q}(t)\} + \frac{\Delta t^2}{4} (\{\ddot{q}(t)\} + \{\ddot{q}(t + \Delta t)\}) \quad (2.39)$$

Et :

$$\{\dot{q}(t + \Delta t)\} = \{\dot{q}(t)\} + \frac{\Delta t}{2} (\{\ddot{q}(t)\} + \{\ddot{q}(t + \Delta t)\}) \quad (2.40)$$

L'accélération à l'instant $t + \Delta t$ peut être déduite de l'équation :

$$\{\ddot{q}(t + \Delta t)\} = \frac{4}{\Delta t^2} (\{q(t + \Delta t)\} - \{q(t)\} - \Delta t\{\dot{q}(t)\}) - \{\ddot{q}(t)\} \quad (2.41)$$

L'introduction de (40) dans (39) donne

$$\{\dot{q}(t + \Delta t)\} = \frac{2}{\Delta t} (\{q(t + \Delta t)\} - \{q(t)\}) - \{\dot{q}(t)\} \quad (2.42)$$

La substitution des équations (39) et (40) dans (34)

$$\left(\frac{4M}{\Delta t^2} + \frac{2}{\Delta t} C(t + \Delta t) + K(t + \Delta t) \right) \{q(t + \Delta t)\} = \quad (2.43)$$

$$\left(\frac{4M}{\Delta t^2} + \frac{2}{\Delta t} C(t + \Delta t) \right) \{q(t)\} + \left(\frac{4M}{\Delta t} + C(t + \Delta t) \right) \{\dot{q}(t)\} + M\{\ddot{q}(t)\} + F(t + \Delta t)$$

Connaissant les déplacements, vitesses et accélérations du système à l'instant t , l'équation (42) permet de déterminer les déplacements à l'instant $(t + \Delta t)$, l'équation (41) les vitesses et l'équation (40) les accélérations au même instant.

5. Conclusion

La dynamique des rotors et l'équilibrage des rotors sont étroitement liés, car ils influent tous deux sur le comportement et les performances des systèmes rotatifs. Dans ce chapitre, nous avons abordé un type de défaut des rotors, qui est le balourd fréquemment présent sur les machines tournantes. Nous avons discuté des différents types de déséquilibres ainsi que les méthodes d'équilibrage pour corriger ces défauts.

Nous avons présenté la théorie de la dynamique des rotors en mettant particulièrement l'accent sur l'élément le plus crucial : le rotor lui-même. En utilisant les équations de Lagrange, nous avons déterminé les équations du mouvement pour la méthode de Rayleigh-Ritz. Cette méthode, relativement simple, permet d'étudier les rotors simples et de mettre en évidence les phénomènes rencontrés dans leur dynamique. Elle offre l'avantage notable de réduire considérablement la taille du système d'équations différentielles, ce qui rend leur résolution numérique rapide.

Enfin, la méthode de résolution pas à pas de Newmark est présentée pour son application à la résolution des équations différentielles obtenues.

6. Référence

- [1] Rezaiguia.A , Cours Dynamique des Machines Tournantes « Chapitre 1 : introduction Dynamique des rotors ».
- [2] Boulenger, A. (2006). Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations. Ed. Techniques Ingénieur.
- [3] Morel, J. (1992). Surveillance vibratoire et maintenance prédictive. Ed. Techniques Ingénieur.
- [4] Heinz, P. Bloch and Fred K. Geitner , " machinery componen maintenance and repair" ,ELSEVIER, 2005.
- [5] Cours techniques de surveillance des machines valable sur le site suivant: [https://www.technologuepro.com/cours-techniques-de-surveillance/equilibrage-des-machines-tournantes.html#google_vignette:~:text=diam%C3%A8tre,\(ventilateur.](https://www.technologuepro.com/cours-techniques-de-surveillance/equilibrage-des-machines-tournantes.html#google_vignette:~:text=diam%C3%A8tre,(ventilateur.)
- [6] Rezaiguia, A, Cours Dynamique des Machines Tournantes « Chapitre 2 : Dynamique des rotors en flexion ».
- [7] R. Gharbi, "Analyse des phénomènes vibratoires en dynamique des rotors modélisation et expérimentation", mémoire de magister, Université de Batna, 2014
- [8] B. Ryad, (2018) Comportement dynamique et stabilité des rotors", Thèse de doctorat, Université de Guelma
- [9] Rao, S. S., & Yap, F. F. (1995). Mechanical vibrations (Vol. 4, pp. 75-848). New York: Addison-Wesley

Chapitre 3

Équilibrage statique des rotors

1. Introduction

L'équilibrage d'un rotor tournant sur ses propres paliers, sans être démonté, est appelé équilibrage sur site, il y a de type d'équilibrage : équilibrage statique et équilibrage dynamique. L'équilibrage statique des rotors vise à atténuer les effets des balourds sur les vibrations du rotor lorsque celui-ci est à l'arrêt. Son principe consiste à réaligner le centre de gravité du rotor sur l'axe de rotation pour éliminer la composante statique du déséquilibre.

Dans ce chapitre, nous traitons l'équilibrage sur un plan pour une roue de ventilateur, une roue de turbine et un disque en utilisant le logiciel « Balancing consultant » pour l'équilibrage. Cette pratique revêt une importance capitale car elle permet de réduire les vibrations, d'étendre la durée de vie et d'optimiser les performances de ces équipements industriels essentiels. L'objectif fondamental de l'équilibrage est de ramener les efforts exercés sur les paliers et les déformations de l'arbre à des valeurs acceptables, assurant ainsi un fonctionnement fluide et fiable de la machine.

2. Procédure d'équilibrage

2.1. Principe d'équilibrage statique

L'équilibrage statique consiste à repositionner le centre de gravité du rotor sur l'axe de rotation. Cela permet de corriger la partie statique d'un déséquilibre, c'est-à-dire l'excentricité du centre de gravité par rapport à l'axe. En pratique, cela se fait en ajoutant une masse correctrice sur le rotor,

comme dans notre cas la roue d'un ventilateur, un disque ou la roue d'une turbine, de manière à déplacer son centre de gravité pour qu'il se retrouve sur l'axe de rotation.

Cependant, l'équilibrage statique ne corrige pas la partie dynamique du déséquilibre qui persiste. En résumé, l'équilibrage statique permet de réduire les vibrations dans le plan de la roue en mouvement en supprimant l'excentricité du centre de gravité. Mais il est également nécessaire d'effectuer un équilibrage dynamique pour supprimer les vibrations dans l'axe du guidon dues à une répartition asymétrique des masses [1].

2.2. Formulation

Le premier lancer permet la mesure de l'état initial de la machine, correspondant au déséquilibre à compenser : Amplitude vibratoire V_1 , phase ϕ_1 figure 3.1.

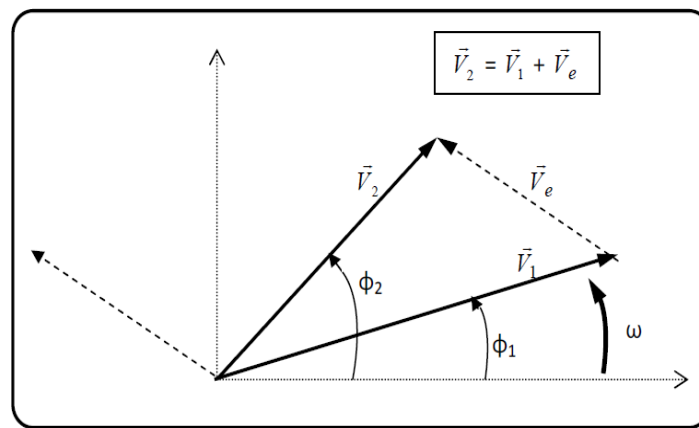


Figure 3.1. Équilibrage d'un rotor.

La mise en place de la masse d'essai m_e (permettant l'étalonnage masse/amplitude vibratoire) fournit une nouvelle mesure donnant V_2 et ϕ_2 , amplitude et phase de l'état (balourd initial + masse d'essai).

Par différence vectorielle, on déduit : $\vec{V}_e = \vec{V}_2 - \vec{V}_1$

\vec{V}_e : Vibration due à la masse d'essai seule.

La relation amplitude vibratoire/masse est alors connue (module de \vec{V}_e ramené à la masse d'essai m_e).

✓ Le calcul de la masse de correction : $m_c = m_e \times \frac{V_e}{V_c} = \frac{V_e}{V_1}$

✓ La position angulaire du balourd est repérée par l'angle ϕ_c entre \vec{V}_e et $\vec{V}_c (= -\vec{V}_1)$, le sens positif étant celui de la rotation de l'arbre.

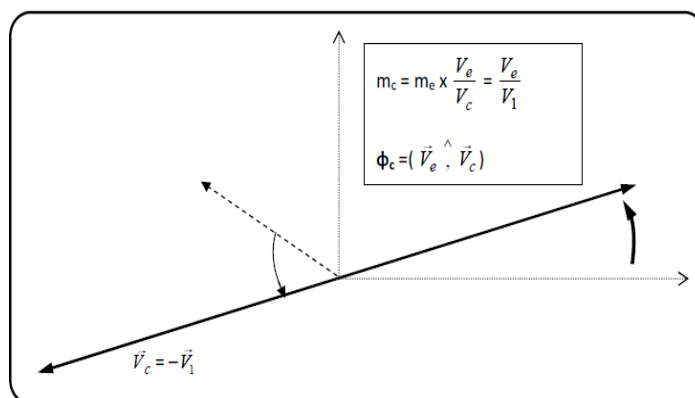


Figure 3.2. Détermination de la position et de la masse d'équilibrage.

- ✓ La masse d'équilibrage m_c doit être positionné sur le même rayon que la masse d'essai m_e

3. Plan expérimental et matériel utilisé

Dans ce chapitre, nous allons effectuer l'équilibrage deux roues et un disque faisant partie des composants du simulateur de défaut de machines « SpectraQuest ». Ce dispositif pédagogique, nous donne la possibilité de simuler différents types de défauts, tels que : les défauts de roulement, les défauts d'engrenage, le désalignement d'arbre, l'équilibrage un plan et deux plans des rotors. Pour la procédure d'équilibrage, on utilise le logiciel Balancing consultant du Laboratoire de Mécanique et Structures (LMS) de l'université de Guelma.

3.1. Matériels utilisé

3.1.1. Analyseur Pulse Brüel&Kjær

Système multi-analyseur type 3160-A-042, de marque Brüel&Kjær, 4 entrées/2 sorties, figure 3.3. Tous les canaux d'entrée et de sortie ont une plage de fréquence de DC à 51,2 kHz. Cet analyseur fonctionne aussi bien comme un système de test avec un seul module, ou comme une partie d'un grand système de mesure LAN-XI. La combinaison des canaux d'entrée et de sortie fait l'un des modules d'acquisition de données les plus polyvalents disponibles, tandis que les panneaux avant interchangeables donnent la flexibilité d'utiliser une grande variété de capteurs.

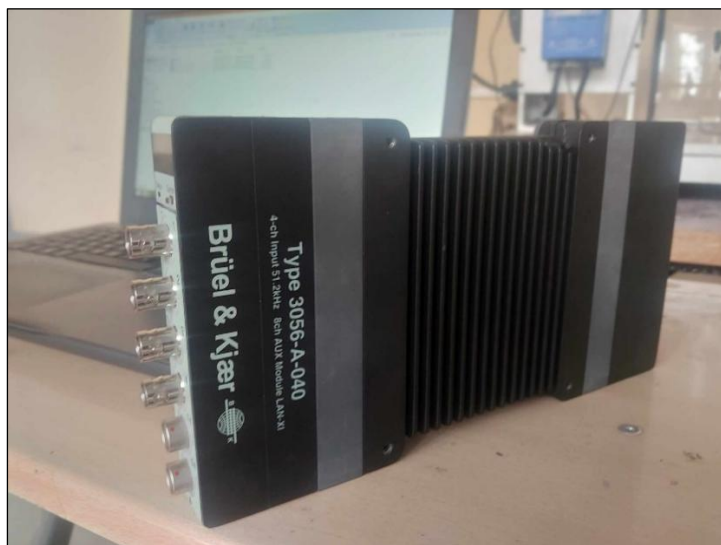


Figure 3.3. Analyseur PULSE Brüel&Kjær type 3160-A-042.

Domaines d'utilisation :

- Mesures générales acoustiques et vibratoires.
- Canaux de sortie du générateur pour l'excitation des systèmes pour les mesures acoustiques et vibratoires.
- Idéal pour les mesures audio et électro-acoustiques.
- Mesures mono-module.
- Mesures multi-modules / système distribué.
- Enregistrement autonome (sans PC) en utilisant le logiciel LAN-XI Notar™

Caractéristiques :

- 4 canaux d'entrée ;
- 2 canaux de sortie du générateur ;
- Gammes de fréquence de 0 à 51.2KHz ;
- La technologie Dyn-X ;
- La technologie REq-X ;
- Support transducteurs TEDS (Transducer Electronic Data Sheet);
- Panneaux avant interchangeables.

Equipé par le logiciel d'acquisition et de traitement Pulse Labshop 16.1, les outils standard Pulse Labshop sont : l'analyse FFT, Analyse CPB en temps réel, analyse 1/n octave, analyse d'ordre, analyse d'enveloppe, analyse cepstral...etc.

3.1.2. Capteur de vibrations

L'accéléromètre **4533 Bx** est utilisé pour la mesure de l'accélération vibratoire voir figure 3.4.

Manufacturer	Type	Serial number	Sensitivity	Location
Brüel & Kjær	4533 Bx	30512x	1,04 mV/ms ⁻²	Measuring Plane 1



Figure 3.4. Accéléromètre Brüel&Kjær type 4533 Bx.

3.1.3. Logiciel de diagnostic et d'analyse Balancing consultant

Le logiciel de diagnostic et d'analyse "Balancing Consultant" de type 7790-A est un outil intuitif et efficace pour l'équilibrage sur un plan et deux plans d'une machine tournante. Il dispose d'une interface utilisateur conviviale qui guide rapidement et en toute sécurité à travers les étapes nécessaires pour configurer, mesurer, valider et générer des rapports. Il prend en charge un équilibrage rapide en utilisant des données de rotor préalablement stockées.

La qualité d'équilibrage peut être évaluée en fonction des grades de qualité de balance établis par l'ISO 1940-1 ou en fonction des vibrations maximales de la machine. La procédure d'équilibrage peut être basée sur la transformée de Fourier (FFT) ou sur le suivi des commandes, garantissant des résultats plus précis. La fenêtre principale de ce logiciel, figure 3.5 contient tous les paramètres de réglage du logiciel avant la lancer de l'équilibrage et l'affichage du signal, du spectre et de la position centre de gravité du disque après chaque étape d'équilibrage.

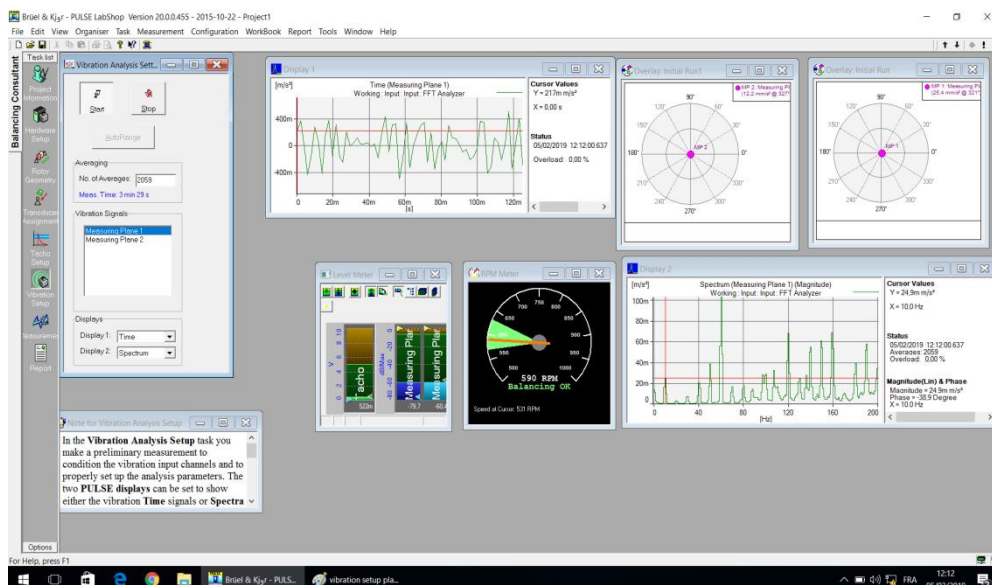


Figure 3.5. Fenêtre du logiciel Balancing consultant.

4. Réglage du logiciel « Balancing consultant » et du banc d’essais

La procédure à suivre pour l'équilibrage d'un rotor est détaillée dans le mémoire de master «Application de la Perception Sonore pour le Diagnostic des Défauts d’Engrenage dans les Machines Tournantes» de Ouelaa Z. [2]. Dans le souci de se rapprocher des applications industrielles, on propose dans cette étude l'équilibrage statique d'une roue de ventilateur à pâles fixes, d'une roue de ventilateur à pâles libres et d'un disque, pour la vitesse de rotation 20Hz. Nous présentons sur la figure 3.6, le montage expérimental, MFS plus l’Analyseur Pulse équipé du logiciel Balancing Consultant.

Avant de commencer l’opération d’équilibrage, on introduit les données de la machine à équilibrer dans le **logiciel « Balancing consultant »**. Nous saisissons les informations du tableau 3.1 et les caractéristiques géométriques de l'hélice dans la fenêtre du rotor en réglant le diamètre, le nombre de phases et en spécifiant le type de direction de l'angle (Anti-rotation).

Machine Type	MFS
Machine ID	2
Rotor Type	Rigide
Rotor ID	1
Rotor Mass	1 [kg]
Project Date	06/05/2024
Operator	A.karim menai
Service Speed	20 [Hz]

Tableau 3.1. Données du projet.

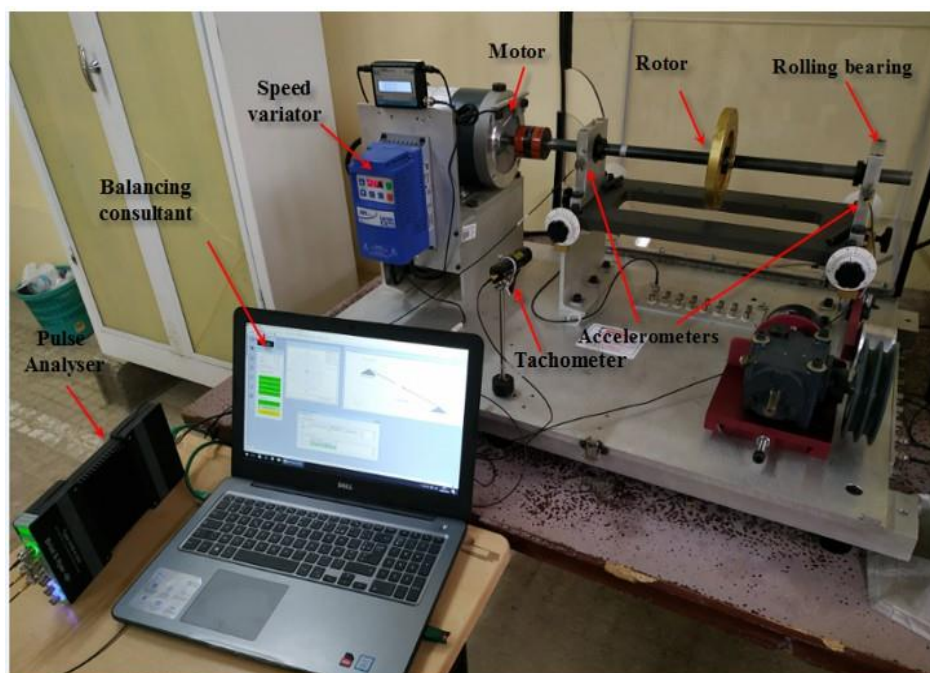


Figure 3.6. Montage expérimentale.

5. Equilibrage statique

5.1 Cas du disque

Après confirmation de l'existence d'un balourd par la comparaison du niveau vibratoire de la machine avec les seuils d'alarme et de danger et par le spectre typologique correspondant au défaut de balourd, nous effectuons le processus d'équilibrage dans l'ordre suivant :

- **Balourd initial:** Mesure du balourd initial sur le palier (amplitude et phase).
- **Essai #1:** Proposition d'une masse d'essai et re-mesure de l'amplitude vibratoire et la phase.
- **Calcul:** Le logiciel propose successivement des masses de correction en indiquant les angles de positionnement des masses.
- **Final:** Mesure de l'amplitude vibratoire et l'angle pour chaque masse de correction dans le plan de correction.

Sur la figure 3.7, nous présentons le montage expérimental de l'opération d'équilibrage d'un disque déséquilibré volontairement par une masse quelconque.

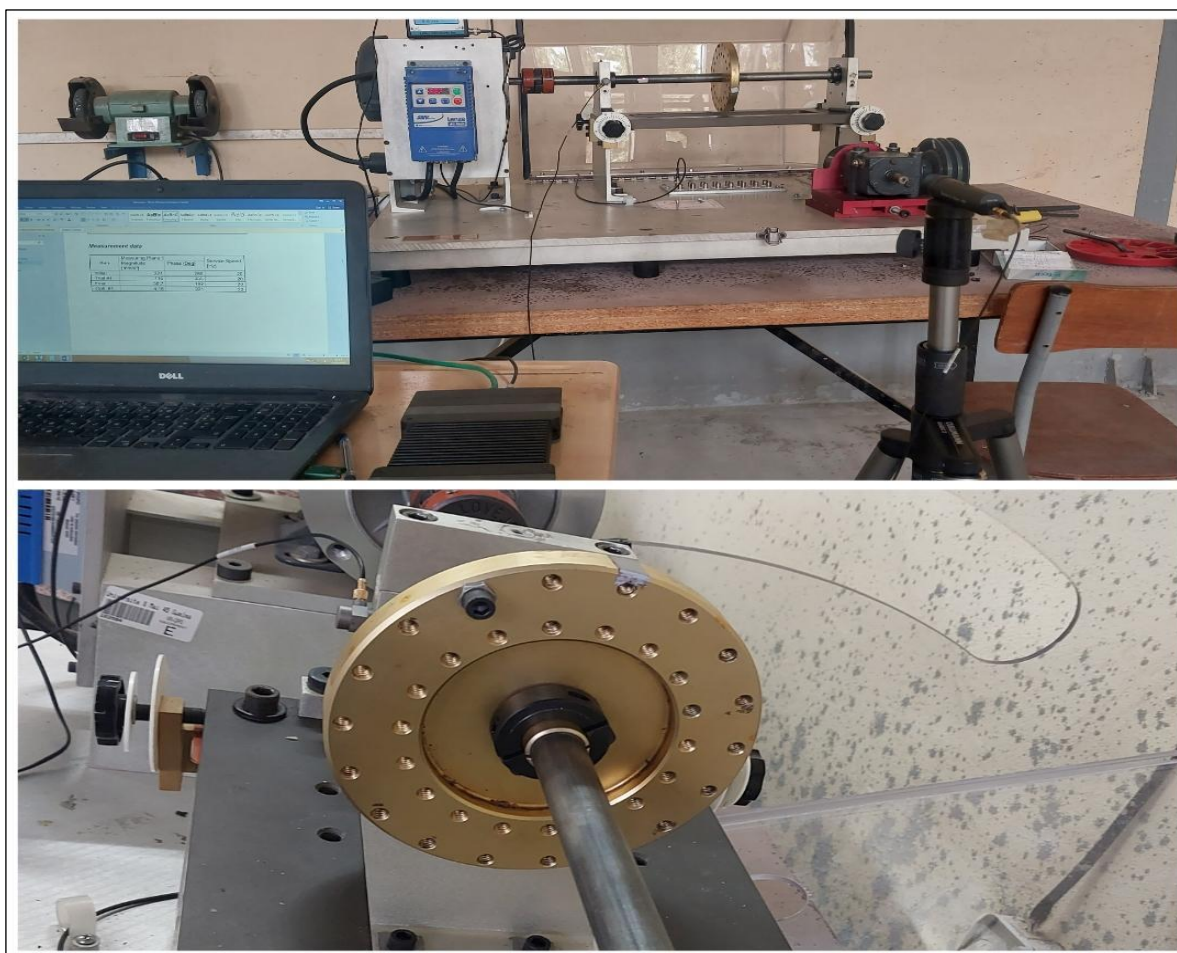


Figure 3.7. Montage d'équilibrage du disque.

On présente sur le tableau 3.2 la variation de l'amplitude vibratoire et de la phase du disque déséquilibré, de son état initial (présence de balourd) jusqu'à la phase finale d'équilibrage (optimisation 1). Sur le tableau 3.3 le logiciel donne successivement les masses ajoutées avec leurs angles de positionnement pour chaque étape d'équilibrage du disque.

Dans ce cas, la mesure initiale montre l'existence d'un balourd qui provoque une amplitude vibratoire $A=221 \text{ mm/s}^2$ à la phase $\varphi = 280^\circ$. En ajoutant une masse d'essai de 6 g à l'angle de $\varphi = 100^\circ$ (opposé à l'angle de 280°), on observe une diminution de l'accélération à 116 mm/s^2 .

Lors de l'étape suivante, le logiciel recommande d'ajouter une masse de correction $m_c=5,99 \text{ g}$ à l'angle $\varphi = 60^\circ$, ce qui a permis de réduire l'amplitude vibratoire à $36,7 \text{ mm/s}^2$ à la phase de 192° . Afin d'améliorer l'état d'équilibrage, nous avons lancé une opération d'optimisation pour réduire davantage l'amplitude vibratoire. Nous parvenons en fin à réduire l'amplitude à $4,16 \text{ mm/s}^2$ en ajoutant une masse de $1,05 \text{ g}$ à l'angle 160° .

En conclusion, nous avons pu réduire l'amplitude vibratoire de 221 mm/s^2 à $4,16 \text{ mm/s}^2$, soit une réduction d'environ 54 fois (98%).

Run	Measuring Plane 1		Service Speed [Hz]
	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	
Initial	221	280	20
Trial #1	116	355	20
Final	36,7	192	20
Opti. #1	4,16	321	20

Tableau 3.2 : Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire.

Run	Correction Plane 1		
	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]
Trial #1	6	100	69
Final	5,99	60	69
Opti. #1	1,05	160	69

Tableau 3.3. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.

La figure 3.8 illustre la variation de la position du centre de gravité du disque en fonction des masses d'équilibrage, depuis l'état initial jusqu'à l'optimisation 1.

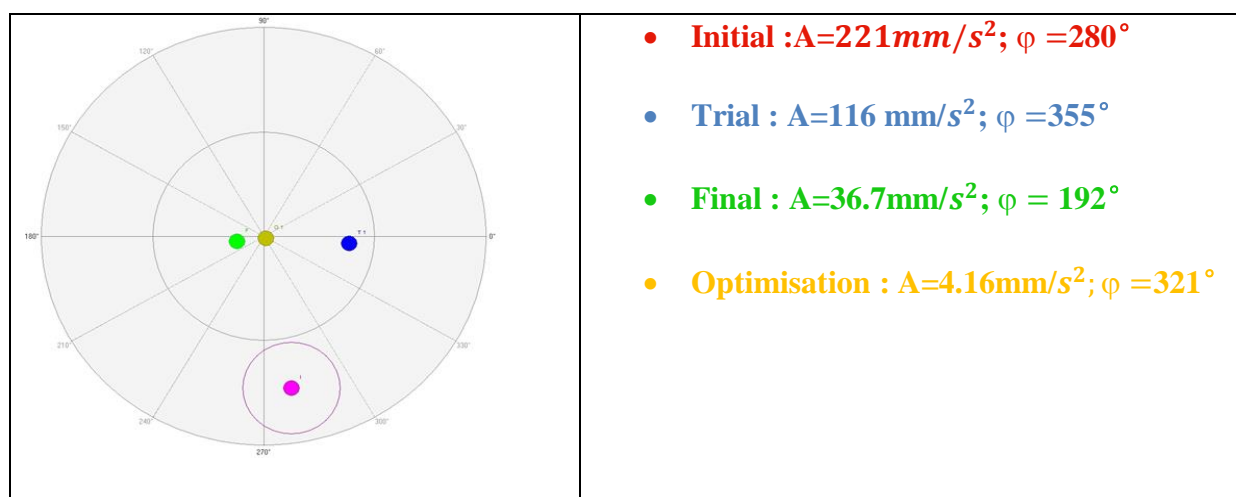


Figure 3.8. Variation de la position du centre de gravité de l'arbre durant les phases d'équilibrage.

Sur la figure 3.9, sont présentés les spectres d'accélération pour les différentes étapes d'équilibrage de disque. Pour mieux voir l'évolution de l'amplitude vibratoire après chaque étape d'équilibrage, on présente sur la figure 3.10, un zoom autour de la fréquence de rotation 19.875 Hz, qui montre clairement la diminution de l'amplitude vibratoire durant les différentes phases d'équilibrage.

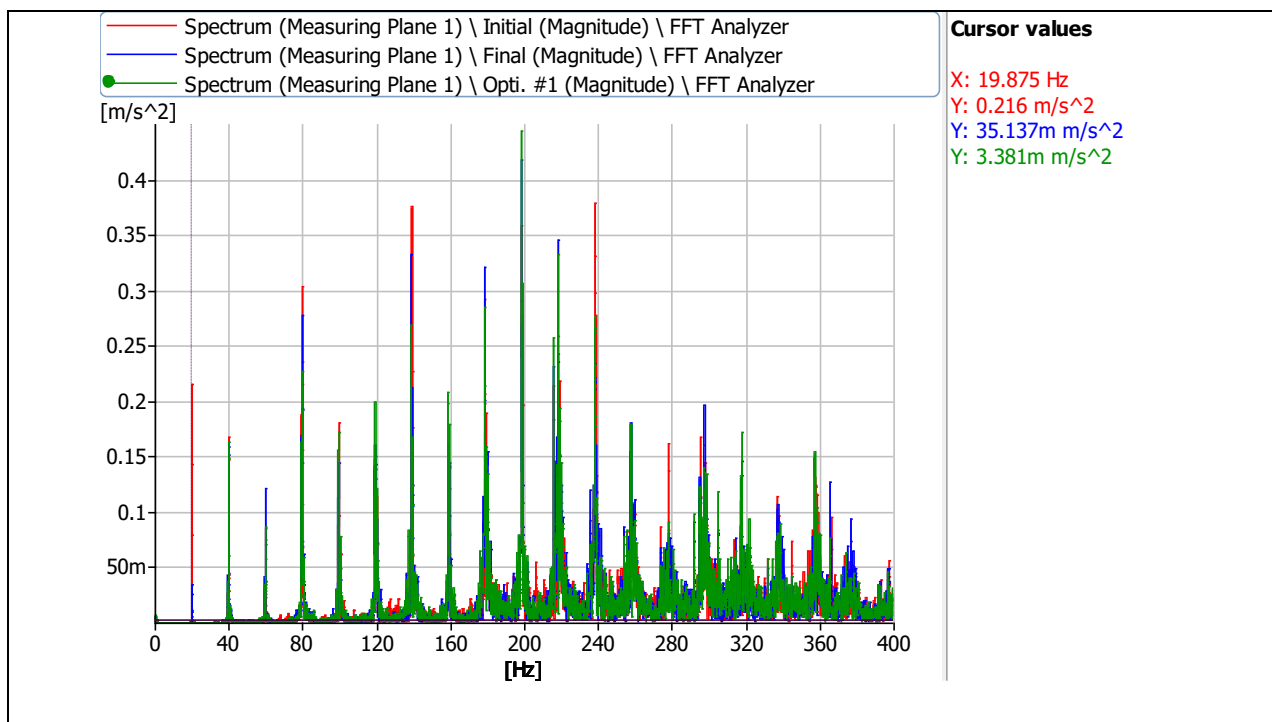


Figure 3.9. Spectres d'accélération des différentes phases d'équilibrage.

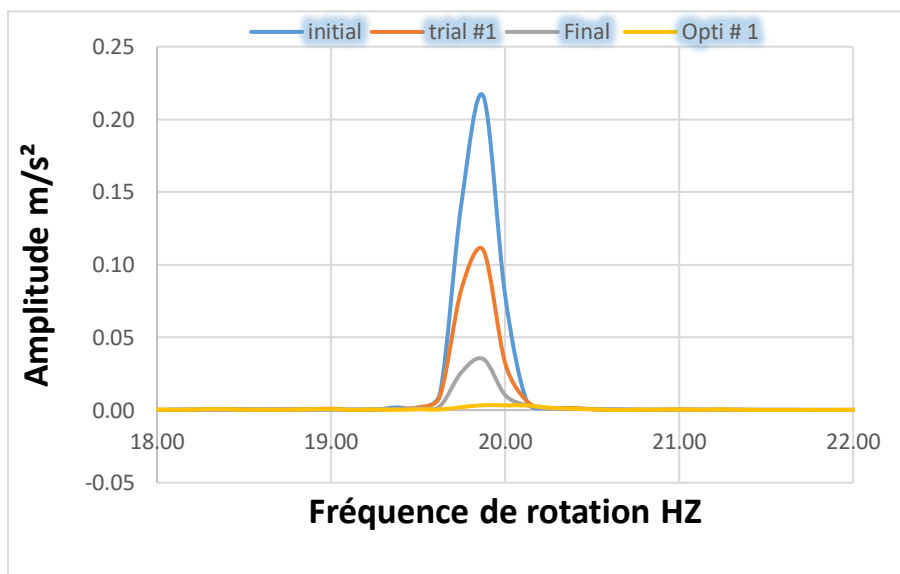


Figure 3.10. Zoom sur la fréquence de rotation.

Sur la figure 3.11(a), nous présentons le spectre d'accélération de l'état de la machine avant l'opération d'équilibrage. On constate d'après ce spectre, en le comparant avec le spectre typologique du défaut de balourd qu'on est dans le cas d'un faible balourd puisque les amplitudes des harmoniques de la fréquence de rotation ne sont pas écrasées par l'amplitude de cette dernière.

Sur la figure 3.11(b), nous présentons le spectre d'accélération de l'état de la machine après l'opération d'équilibrage. On constate une diminution très significative de l'amplitude vibratoire

de la fréquence de rotation (fréquence du balourd) qui passe de 221 mm/s^2 (figure 3.11) à 4.16 mm/s^2 après l'équilibrage.

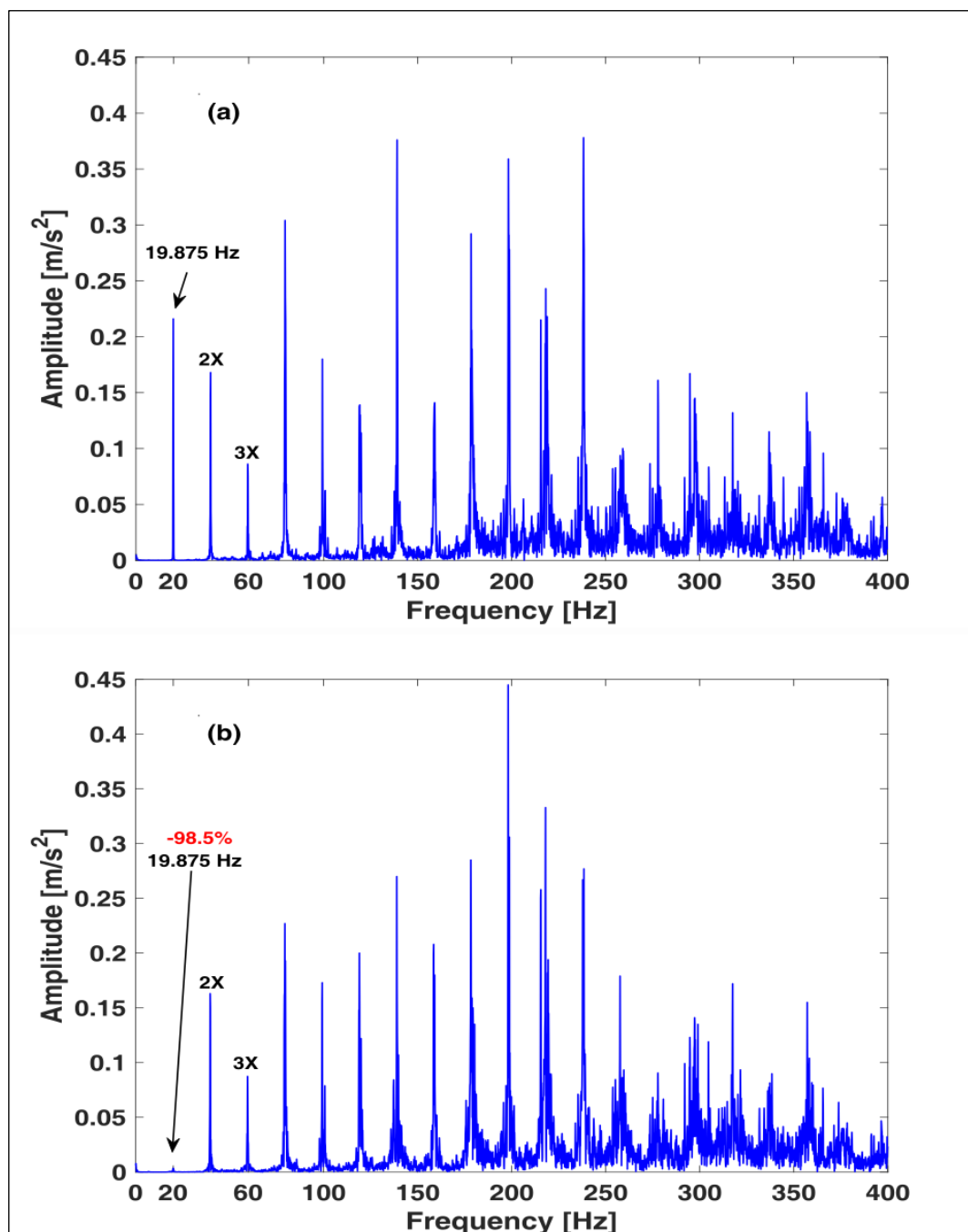


Figure 3.11. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage.

5.2. Cas de la roue du ventilateur à pâles libres

Sur la figure 3.12, on présente le montage expérimental pour l'opération d'équilibre d'une roue de ventilateur à pâles libres. Dans ce cas, nous allons équilibrer un rotor de type ventilateur de 10 pâles ($Z=10$ pâles). A l'origine la roue du ventilateur est équilibrée, pour provoquer un balourd,

nous avons enlevé une petite partie d'une de ses pâles, pour créer le déséquilibre. Cette problématique, nous permet d'étudier un défaut combiné, le défaut de pale et le défaut de balourd créé par le défaut de pale.

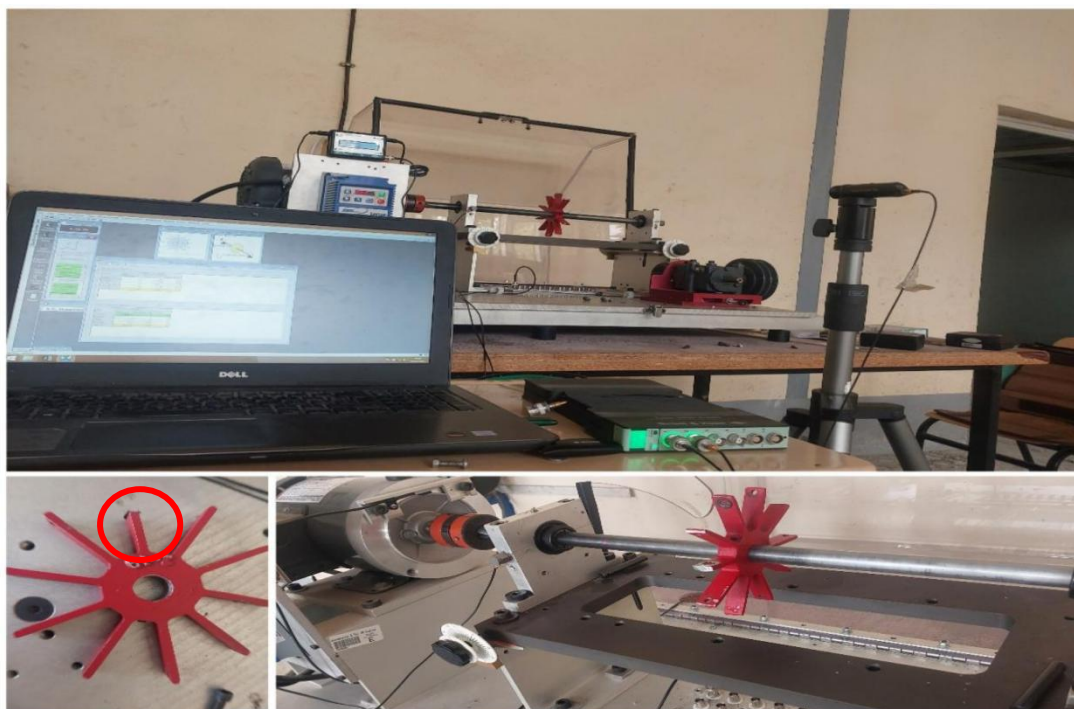


Figure 3.12. Montage expérimentale de l'équilibrage de la roue du ventilateur à pâles libres.

On présente sur le tableau 3.4 la variation de l'amplitude vibratoire et de la phase de la roue de ventilateur cassée, de son état initial (présence de balourd dû à l'enlèvement d'une partie d'une pale) jusqu'à la phase finale d'équilibrage qui a nécessité deux opérations d'optimisation. Sur le tableau 3.5 le logiciel donne successivement les masses ajoutées avec leurs angles de positionnement pour chaque étape d'équilibrage de la roue.

Lors de l'étape initiale de l'équilibrage, le balourd apparaît à la phase 201° avec une amplitude d'accélération de 97 mm/s^2 (Trial n°1). Une difficulté supplémentaire apparaît l'hors de l'équilibrage de la roue du ventilateur, vu que les pâles sont éloignées l'une de l'autre de 36° ($36^\circ = 360^\circ/Z$). Donc, on ne peut pas fixer la masse dans la position recommandée par le logiciel, il faut choisir la position la plus proche. Après l'ajout d'une masse de 1 g à l'angle 0, on a constaté une augmentation de l'amplitude vibratoire qui passe de 97 mm/s^2 à 125 mm/s^2 , ce qui montre que le déséquilibre la roue du ventilateur est aggravé. En poursuivant vers l'étape finale, le logiciel propose d'ajouter une masse de 2.2 g à l'angle 108° , ce qui réduit l'amplitude vibratoire du balourd à 58.9 mm/s^2 à la phase 161° . L'amplitude reste importante ce qui nécessite des opérations d'optimisations de l'équilibrage.

Après les deux opérations d'optimisation 1 et 2, on parvient à réduire l'amplitude jusqu'à 6.96 mm/s², une valeur très acceptable et qui représente une réduction d'environ 20 fois, (93% de réduction du niveau vibratoire).

Run	Measuring Plane 1		Service Speed [Hz]
	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	
Initial	97	201	20
Trial #1	125	186	20
Final	58,9	161	20
Opti. #1	21,4	153	20
Opti. #2	6,96	133	20

Tableau 3.4 . Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire.

Run	Correction Plane 1		
	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]
Trial #1	1	0	66
Final	2,2	108	66
Opti. #1	1,36	180	66
Opti. #2	530 m	180	66

Tableau 3.5. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.

La figure 3.13, illustre la variation de la position du centre de gravité de la roue du ventilateur en fonction des masses d'équilibrage, de l'état initial (pâle cassée) jusqu'à l'optimisation 2.

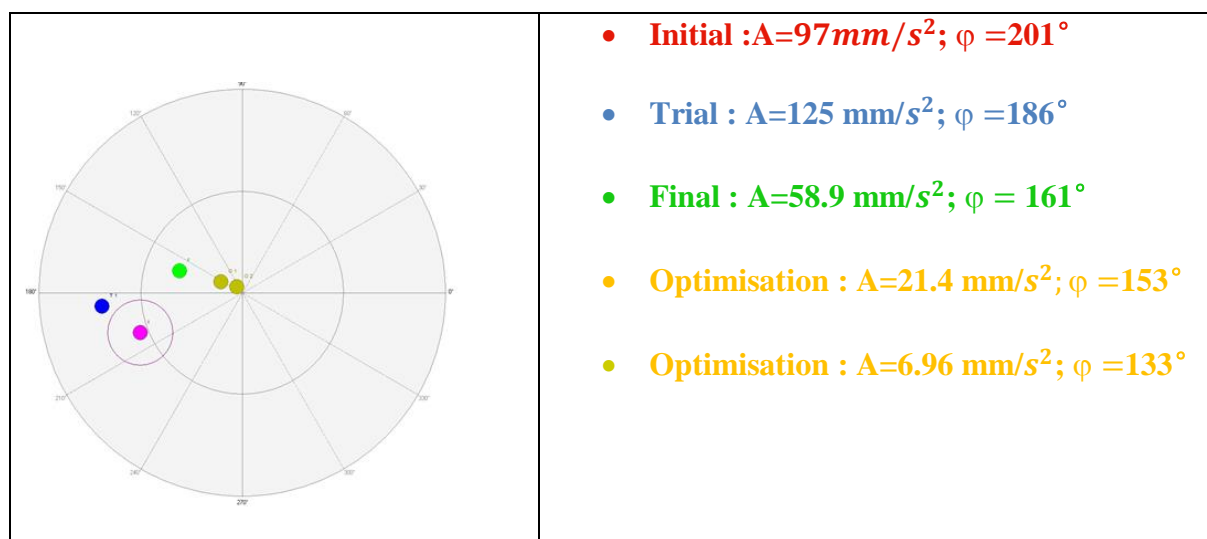


Figure 3.13. Variation de la position du centre de gravité de l'arbre durant les phases d'équilibrage.

Sur la figure 3.14, sont présentés les spectres d'accélération pour les différentes étapes d'équilibrage de la roue du ventilateur. Pour mieux voir l'évolution de l'amplitude vibratoire après chaque étape d'équilibrage, on présente sur la figure 3.15, un zoom autour de la fréquence

de rotation 19.75 Hz, qui montre clairement la diminution de l'amplitude vibratoire à la fréquence de rotation (balourd) durant les différentes phases d'équilibrage.

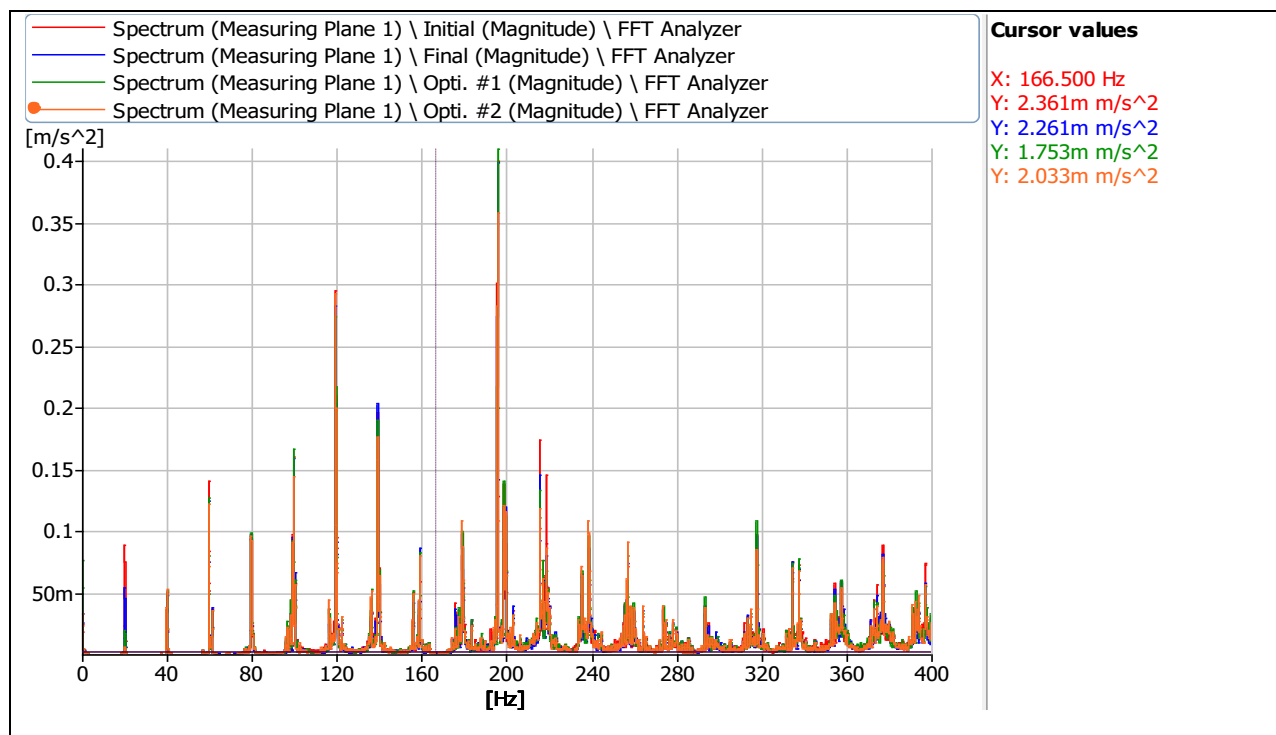


Figure 3.14. Spectres d'accélération des différentes phases d'équilibrage.

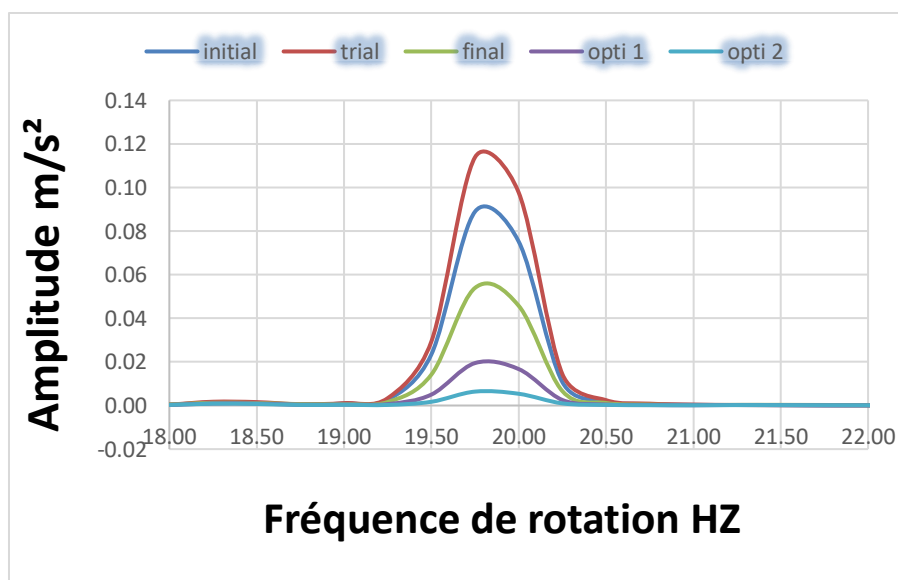


Figure 3.15. Zoom sur la fréquence de rotation.

Pour mieux analyser ce cas de défaut combiné, nous présentons sur la figure 3.16 les spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage. Avant équilibrage figure 3.16(a), on constate que l'enlèvement d'environ un centimètre d'une pôle, ne provoque pas un balourd évident, on obtient spectre semblable au spectre typologique d'un défaut de désalignement d'arbre, où, on constate que l'amplitude de $3F_r$ est supérieure à celle de F_r (fréquence de

rotation). Cependant, on constate l'émergence d'un pic à la fréquence 195.5 Hz, très proche du défaut de pôle donné par l'expression suivante : $F_d = F_r * Z = 19.75 * 10 = 197.5$ Hz. On remarque que l'opération d'équilibrage qui a permis de diminuer l'amplitude vibratoire à la fréquence de rotation de 93%, n'a permis de diminuer l'amplitude vibratoire du défaut de pôle que 12.5%, figure 3.16(b). Donc, on peut conclure, que l'équilibrage ne peut pas être une solution lorsque la roue du ventilateur perd une de ses pâles.

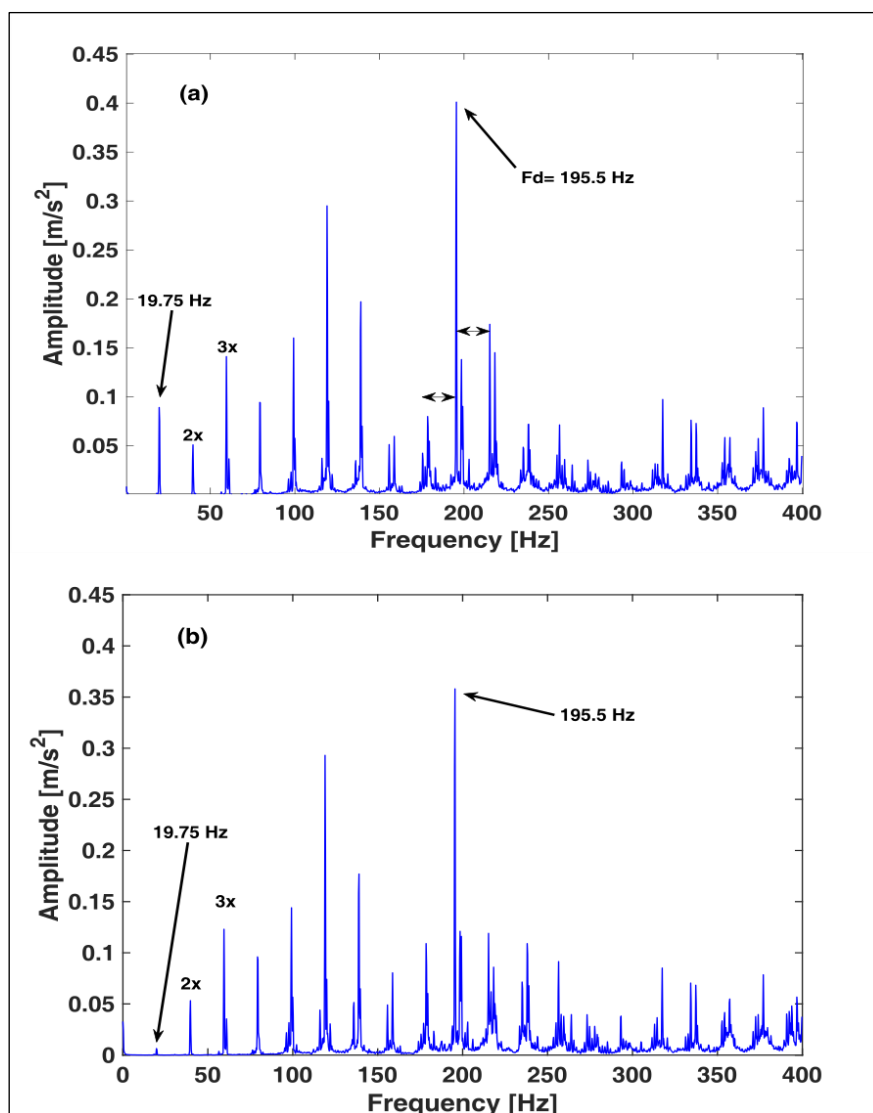


Figure 3.16. Spectres d'accélération avant et après opération d'équilibrage.

5.3. Cas de la roue de ventilateur à pâles fixes

Sur la figure 3.17, on présente le montage expérimental pour l'opération d'équilibre d'une roue de ventilateur à pâles fixe ($Z=12$ pâles). A l'origine la roue du ventilateur est déséquilibrée, pour une masse fixée sur l'une de ses pâles, voir figure 3.17.

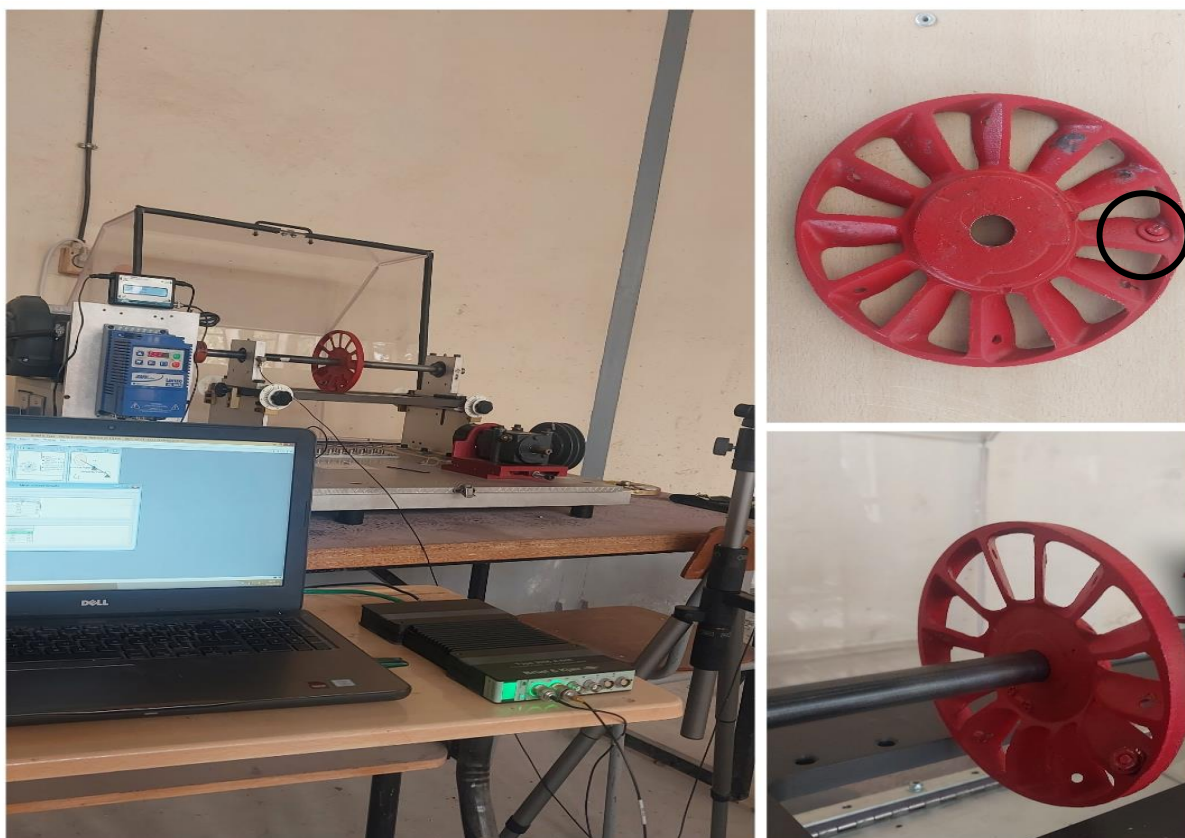


Figure 3.17. Montage expérimentale d'équilibrage de la roue de ventilateur à pâles fixe.

On présente sur le tableau 3.6 la variation de l'amplitude vibratoire et de la phase de la roue de ventilateur, de son état initial (avec balourd) jusqu'à la phase finale d'équilibrage qui a nécessité une opération d'optimisation. Sur le tableau 3.7 le logiciel donne successivement les masses ajoutées avec leurs angles de positionnement pour chaque étape d'équilibrage de la roue.

Le lancement de l'opération d'équilibrage montre l'existence d'un balourd initial, d'une amplitude vibratoire de $95,3 \text{ mm/s}^2$ à la phase de 73° . En ajoutant une masse d'essai (Trial n°1) de $3,02 \text{ g}$ à l'angle 240° , qui normalement doit être 253° à l'opposé de 73° , vu l'angle d'espacement entre les pâles de 30° . On constate une faible diminution de l'accélération qui passe de $95,3 \text{ mm/s}^2$ à $89,1 \text{ mm/s}^2$. Dans l'étape finale, le logiciel propose d'ajouter une masse de $2,46 \text{ g}$ à l'angle 300° , ce qui a permis de réduire l'amplitude vibratoire à $15,5 \text{ mm/s}^2$ à la phase 185° . Cette valeur est acceptable, mais nous avons opté pour une opération d'optimisation pour réduire d'avantage l'amplitude vibratoire. Enfin, après l'étape d'optimisation 1, nous parvenons à réduire l'amplitude jusqu'à $6,98 \text{ mm/s}^2$.

Run	Measuring Plane 1		Service Speed [Hz]
	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	
Initial	95,3	73	20
Trial #1	89,1	353	20
Final	15,5	185	20
Opti. #1	6,98	257	20

Tableau 3.6. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire.

Run	Correction Plane 1		
	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]
Trial #1	3,02	240	68,5
Final	2,46	300	68,5
Opti. #1	500 m	120	68,5

Tableau 3.7. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.

La figure 3.18 illustre la variation de la position du centre de gravité de la roue de ventilateur en fonction des masses d'équilibrage, depuis l'état initial jusqu'à l'optimisation 1.

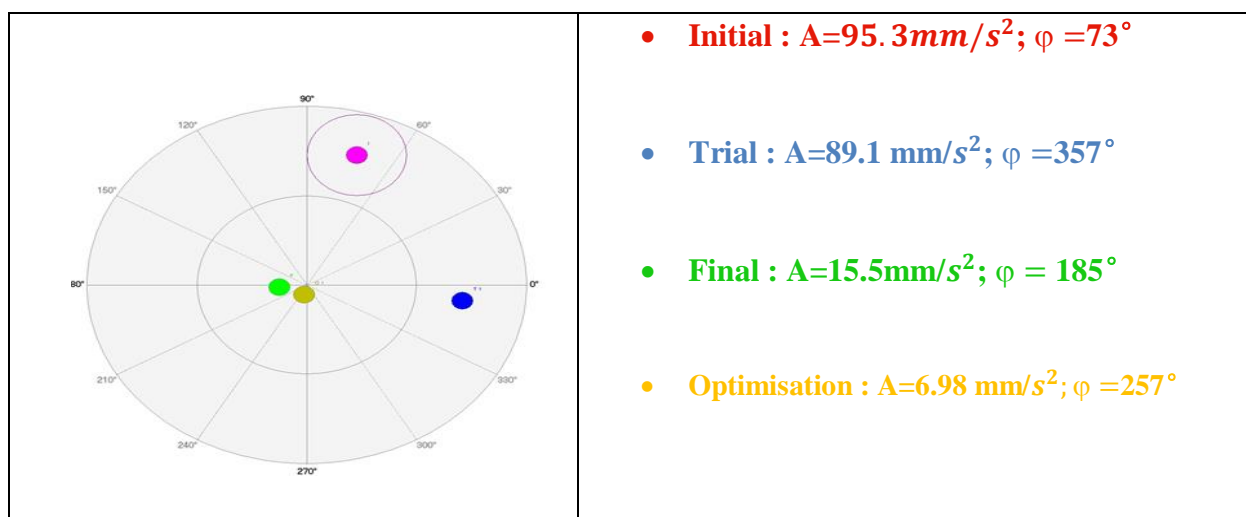


Figure 3.18. Variation de la position du centre de gravité de l'arbre durant les phases d'équilibrage.

Sur la figure 3.19, sont présentés les spectres d'accélération pour les différentes étapes d'équilibrage de la roue de ventilateur. Pour mieux voir l'évolution de l'amplitude vibratoire après chaque étape d'équilibrage, on présente sur la figure 3.20, un zoom autour de la fréquence de rotation 19.875 Hz, qui montre clairement la diminution de l'amplitude vibratoire à la fréquence de rotation (balourd) durant les différentes phases d'équilibrage.

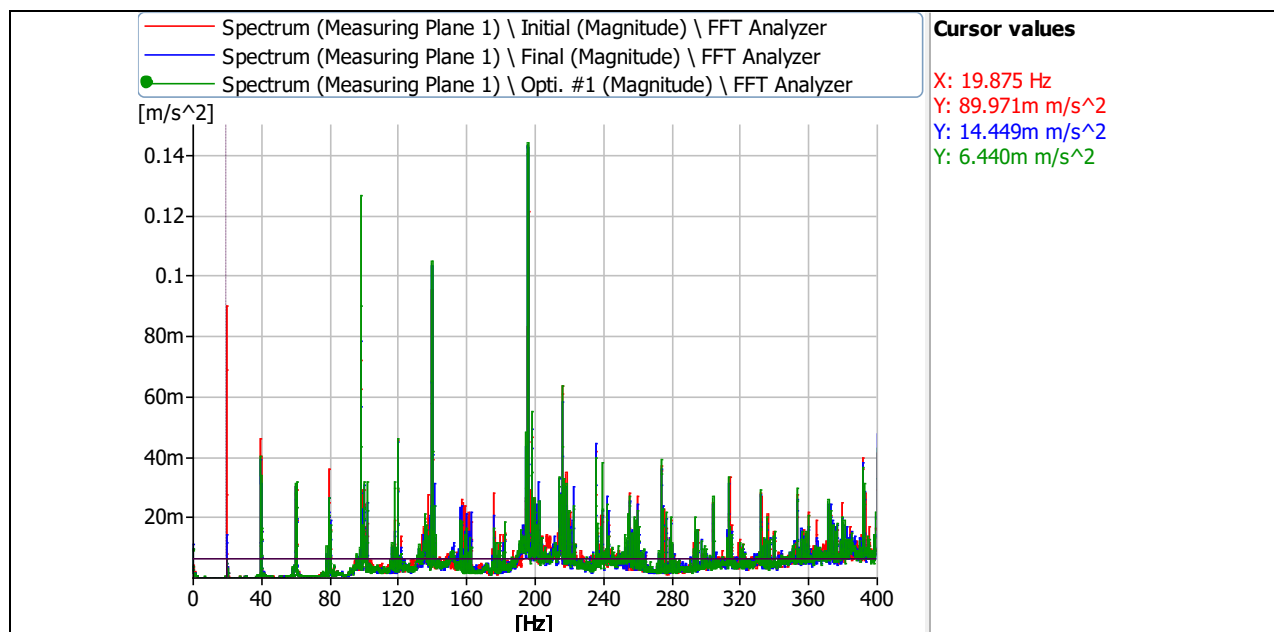


Figure 3.19. Spectres d'accélération des différentes phases d'équilibrage.

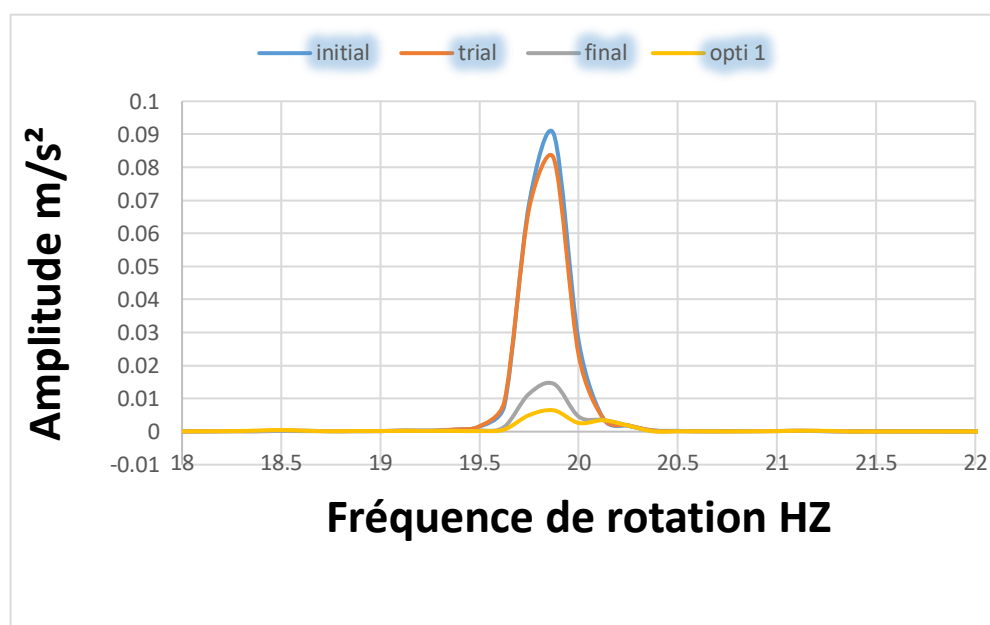


Figure 3.20. Zoom sur la fréquence de rotation.

Pour mieux comprendre les spectres présentés dans la figure 3.19, nous présentons sur la figure 3.21 les spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage. Avant l'opération d'équilibrage figure 3.21 (a), le spectre montre l'existence d'un balourd modéré à la fréquence de rotation à 19.875 Hz, vu que l'amplitude de cette dernière n'écrase pas les amplitudes de ses harmoniques. On constate aussi l'absence de défaut de pâles qu'on peut le calculer par l'expression suivante : $F_d = F_r \times Z = 19.857 \times 12 = 238.5$ Hz (F_d fréquence de défaut de pôle, F_r fréquence de rotation et Z le nombre de pâles). L'amplitude du pic correspondant à la fréquence de passage des pâles, reste faible en comparaison avec celle du cas de la roue du ventilateur avec

un défaut de pôle (figure 3.16(a)). Après l'opération d'équilibrage figure 22(b), l'amplitude du pic correspondant à la fréquence de rotation démultipliée sensiblement est passé de 95.3 mm/s^2 , avant équilibrage à 6.98 mm/s^2 après équilibrage.

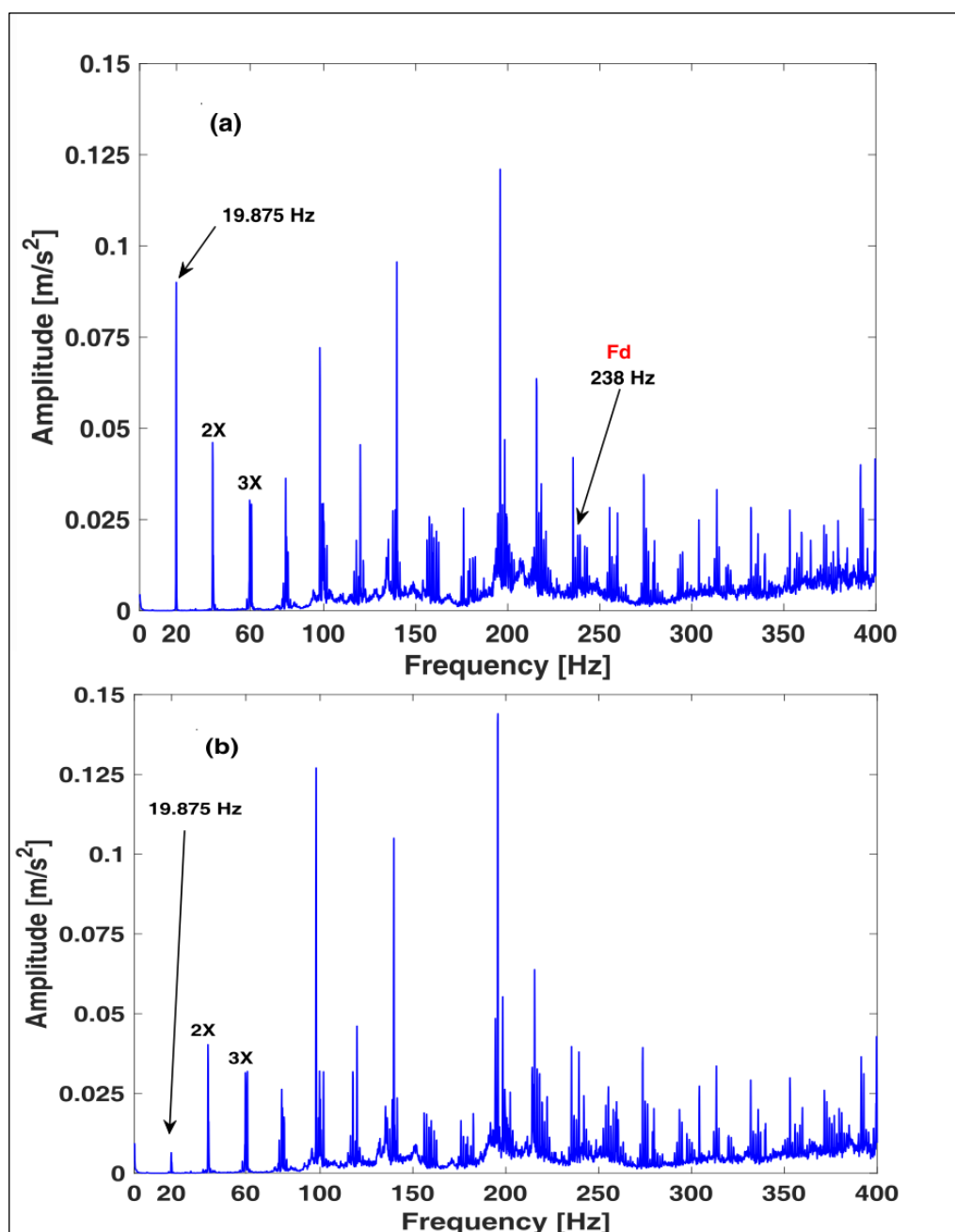


Figure 3.21. Spectres d'accélération mesurés avant et après l'opération d'équilibrage.

6. Conclusion

L'équilibrage statique est une technique essentielle pour réduire les vibrations et améliorer les performances des machines tournantes telles que les turbo-ventilateurs, les turboalternateurs et les turbocompresseurs. Nous avons présenté dans ce chapitre la méthodologie et les outils utilisés pour l'équilibrage statique sur un plan d'un rotor en utilisant le logiciel Balancing Consultant.

Nous avons présenté les résultats d'équilibrage en un plan dans trois cas. Le premier cas, l'équilibrage statique d'un disque, très pratique du point de vue pédagogique, puisqu'il permet de comprendre les étapes d'équilibrage avec la fixation facile des masses de correction. Dans le deuxième cas, nous avons présenté l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles libre, où nous avons montré que le défaut sur une pôle provoque un déséquilibre de la roue et que son équilibrage permet de diminuer l'amplitude vibratoire du pic correspondant à la fréquence de rotation (fréquence de balourd) sans la diminution de l'amplitude vibratoire de la fréquence du défaut de pôle qui nécessite son remplacement. Dans le troisième cas, qui représente l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles fixe, déséquilibré par la présence d'un balourd, on a montré dans ce cas que l'opération d'équilibrage permet de résoudre le problème.

Référence

[1] Cours de les bases théoriques de l'équilibrage valable sur le site suivant :
<https://www.haimer.com/fr/products/balancing-technology/application-and-know-how/theoretical-basics-of-balancing>

[2] Ouelaa, Z. (2019). Application de la Perception Sonore pour le Diagnostic des Défauts d'Engrenage dans les Machines Tournantes.

Chapitre 4

Equilibrage dynamique des rotors

1. Introduction

Comme nous l'avons mentionné dans les chapitres 2 et 3, il existe deux types d'équilibrage sur site : l'équilibrage statique et l'équilibrage dynamique. L'équilibrage dynamique, également connu sous le nom d'équilibrage sur deux plans, est une méthode qui combine la correction du déséquilibre statique et du moment de déséquilibre. Son objectif est de rectifier la distribution de la masse d'un rotor rigide pour garantir que le résidu de balourd dynamique reste dans les limites spécifiées.

Dans ce chapitre, nous allons utiliser l'équilibrage dynamique dans deux cas : L'équilibrage de deux disques et l'équilibrage de deux ventilateurs à pâles libre et fixe, en utilisant le logiciel « Balancing Consultant ». L'équilibrage dynamique est d'une importance cruciale, car il réduit les vibrations, prolonge la durée de vie et optimise les performances des équipements industriels. L'objectif principal de l'équilibrage est de ramener les efforts sur les paliers et les déformations de l'arbre à des niveaux acceptables, garantissant ainsi un fonctionnement fluide et fiable de la machine.

2. Principe d'équilibrage dynamique

Le principe de l'équilibrage dynamique sur deux plans consiste à corriger à la fois le déséquilibre statique et le moment de déséquilibre d'un rotor. Ce processus implique de répartir les masses asymétriques du rotor de manière à éliminer les vibrations indésirables. Concrètement, cela se

réalise en ajoutant ou en enlevant de la matière à des endroits précis du rotor. L'équilibrage sur deux plans vise à corriger complètement le déséquilibre en prenant en compte à la fois les composantes statiques et dynamiques du déséquilibre. Cette méthode est essentielle pour assurer le bon fonctionnement des machines rotatives, réduire les vibrations nuisibles et prévenir les dommages causés par un déséquilibre excessif [1,2].

Comme le montre la figure 3.1, le rotor à équilibrer repose sur deux paliers P_1 et P_2 . Le problème consiste à supprimer son balourd par ajout d'une masse d'équilibrage maintenant dans les deux plans 1 et 2 du rotor.

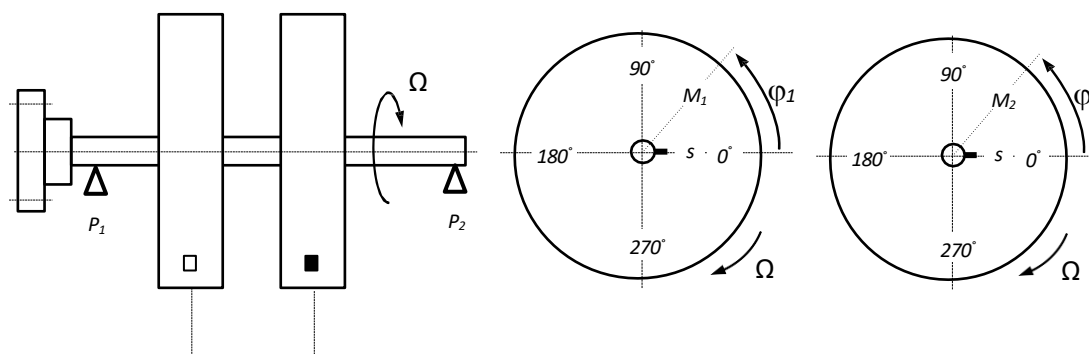


Figure 4.1. Équilibrage dynamique d'un rotor rigide [3].

3. Plan expérimental et matériel utilisé

L'objectif principal de cette étude est d'analyser les déséquilibres sur deux plans dans la machine SpectraQues (MFS). Ce dispositif pédagogique offre la possibilité de simuler divers types de défauts, y compris l'équilibrage d'un rotor sur deux plans. Pour l'acquisition et le traitement des données, nous utiliserons le logiciel Balancing Consultant Pulse de Brüel & Kjær, figure 4.2, ainsi que deux capteurs d'accélération, l'un positionné sur le palier 1 (plan 1) et l'autre sur le palier 2 (plan 2), voir tableau 1.

Manufacturer	Type	Serial number	Sensitivity	Location
Brüel & Kjær	4533 Bx	30512x	1,04 mV/ms ²	Measuring Plane 1
	4533 B 1x	30642x	10,3 mV/ms ²	Measuring Plane 2

Tableau 4.1. Désignations et caractéristiques des capteurs d'accélération.

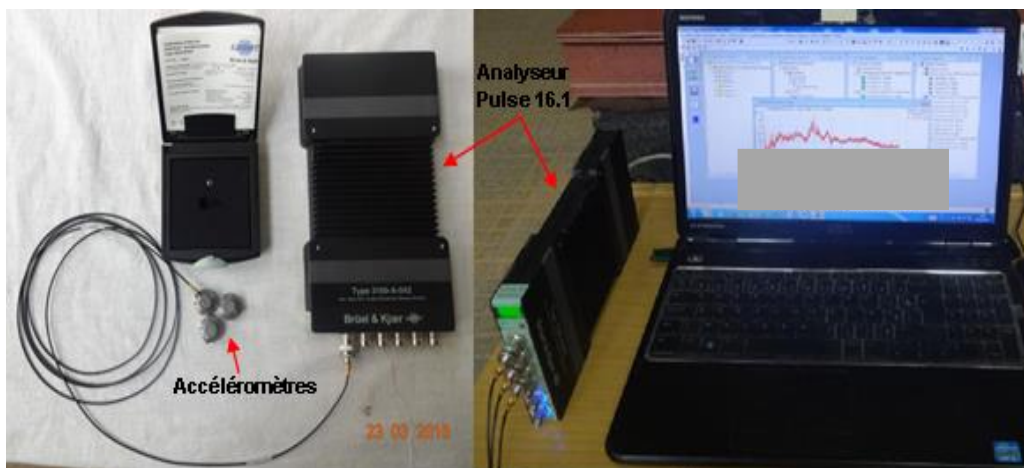


Figure 4.2. Matériel de mesure et d’acquisition utilisé.

3.1. Réglage de la fenêtre de l’équilibrage deux plans

Sur la figure 4.3, est présentée la fenêtre dénommée « Allocation of permissible Residual Unbalance » qui consiste à introduire les positions géométrique des différents éléments à équilibrer. Dans notre cas nous allons traiter le cas de deux disques qui nous permet de comprendre les étapes d’équilibrage en deux plans et le deuxième cas deux ventilateurs l’un à pâles libre comportant un défaut de pâles et l’autre à pâles fixe comportant un balourd.

Les positions des deux disques et des deux ventilateurs introduites sur la fenêtre de la figure 4.3 sont : la longueur totale entre les deux paliers $L=440$ mm, la longueur entre le palier 1 (plan 1) et le premier disque ou ventilateur $L_1=250$ mm, la longueur entre le palier 1 (plan 1) et le deuxième disque ou ventilateur $L_2=305$ mm et la longueur entre le palier 1 (plan 1) et le milieu de l’arbre $L_A=250$ mm.

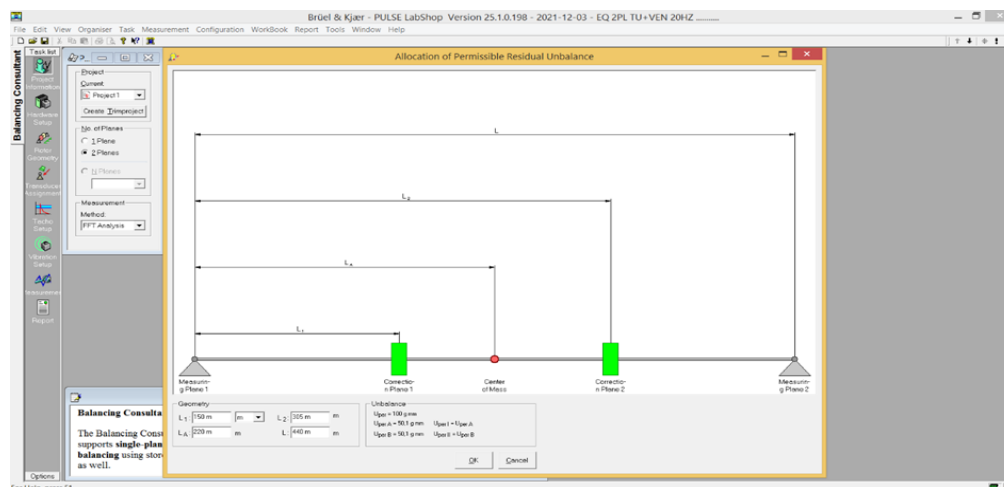


Figure 4.3. Fenêtre d’affectation du déséquilibre résiduel admissible.

4. Équilibrage deux plans de deux disques

Dans ce cas, nous équilibrons deux disques déséquilibrés volontairement par deux masses fixées aléatoirement sur eux, en utilisant le montage expérimental de la figure 4.4.



Figure 4.4. Montage expérimental d'équilibrage deux plans de deux disques.

On présente sur le tableau 4.2 la variation de l'amplitude vibratoire et de la phase de chaque plan de mesure, de l'état initial (présence de balourd) jusqu'à la phase finale d'équilibrage. Sur le tableau 4.3, le logiciel donne successivement les masses de correction ajoutées avec leurs angles de positionnement pour chaque étape d'équilibrage des deux disques.

Le lancement de l'opération d'équilibrage en deux plans montre la présence d'un balourd initial d'amplitude vibratoire $A=358 \text{ mm/s}^2$ et de phase de $\varphi = 279^\circ$ dans le plan 1 et sur le plan 2, l'amplitude vibratoire est de $A=487 \text{ mm/s}^2$ à la phase de $\varphi = 282^\circ$. En poursuivant l'équilibrage (trial 1), en ajoutant une masse d'essai de 4.9 g à l'angle $\varphi = 100^\circ$ (opposé à l'angle 279°). On constate une légère diminution de l'amplitude vibratoire $A=229 \text{ mm/s}^2$ à la phase $\varphi = 297^\circ$ dans plan 1 et $A=332 \text{ mm/s}^2$ à la phase $\varphi = 300^\circ$ dans plan 2. Dans l'étape Trial 2, nous retirons la masse qui était placé dans le plan 1 et on ajoute une masse de 4.9 g à l'angle $\varphi = 120^\circ$ (opposé à l'angle 282°) dans plan 2. On remarque une augmentation des amplitudes vibratoire $A=300 \text{ mm/s}$ du plan 1 et $A=433 \text{ mm/s}$ du plan 2. Cela veut dire que le choix des masses d'essais ne sont pas adéquat pour un bon équilibrage, mais cela ne pose pas de problème, le logiciel pose la question suivante : Vous voulez retirer ou garder la masse d'essai. En fonction de la réponse, il va procéder aux calculs de la masse de correction, il suffit donc de suivre les recommandations du

logiciel d'équilibrage. Dans notre cas, nous avons choisi de retirer la masse d'essai pour minimiser le nombre de masses qu'on va utiliser dans l'équilibrage.

Dans l'étape finale, le logiciel propose d'ajouter une masse de 9.8 g à l'angle $\varphi = 120^\circ$ dans plan 1 et une masse 7.7 g à l'angle $\varphi = 0^\circ$ dans le plan 2, ce qui a permis de réduire les amplitudes, $A=28.4\text{mm/s}^2$ à la phase $\varphi = 187^\circ$, dans le plan 1 et $A=43.1\text{mm/s}^2$ à la phase $\varphi = 188^\circ$, dans plan 2. En procédant à une opération d'optimisation de l'équilibrage, en suivant la même procédure que dans l'étape finale (le changement de masse n'est valable que pour la masse d'essai), nous avons réussi à réduire l'amplitude des vibrations jusqu'à $A=19,2\text{ mm/s}^2$, dans le plan 1 et $A=13,2\text{ mm/s}^2$, dans le plan 2. Ces valeurs sont acceptables et représentent une réduction d'environ 20 fois dans le plan 1 et 35 fois dans le plan 2 par rapport aux valeurs initiales avant équilibrage.

Run	Measuring Plane 1		Measuring Plane 2		Service Speed [Hz]
	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	
Initial	358	279	487	282	20
Trial #1	229	297	332	300	20
Trial #2	300	311	433	315	20
Final	28,4	187	43,1	188	20
Opti. #1	19,2	175	13,9	179	20

Tableau 4.2. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire

Run	Correction Plane 1			Correction Plane 2		
	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]
Trial #1	4,9	100	69			
Trial #2				4,9	120	69
Final	9,8	120	69	7,7	0	69
Opti. #1	800 m	300	69	800 m	120	69

Tableau 4.3. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.

4.1. Résultats du plan 1

La figure 4.5 illustre la variation de la position et l'amplitude d'accélération du centre de gravité de l'arbre en fonction des masses d'équilibrage, de l'état initial jusqu'à l'état d'optimisation.

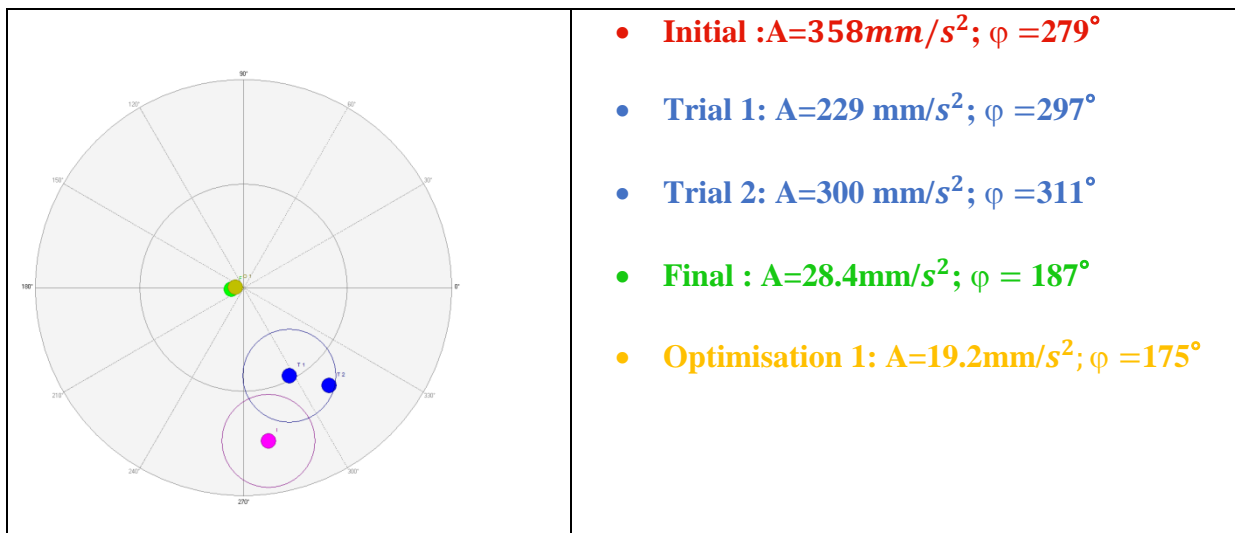


Figure 4.5. Variation de la position et de l’amplitude vibratoire du centre de gravité de l’arbre.

Sur la figure 4.6, sont présentés les spectres d’accélération pour les différentes étapes d’équilibrage du plan 1. Pour mieux voir l’évolution de l’amplitude vibratoire après chaque étape d’équilibrage, on présente sur la figure 4.7, un zoom autour de la fréquence de rotation 19.87 Hz, qui montre clairement la diminution de l’amplitude vibratoire durant les différentes phases d’équilibrage.

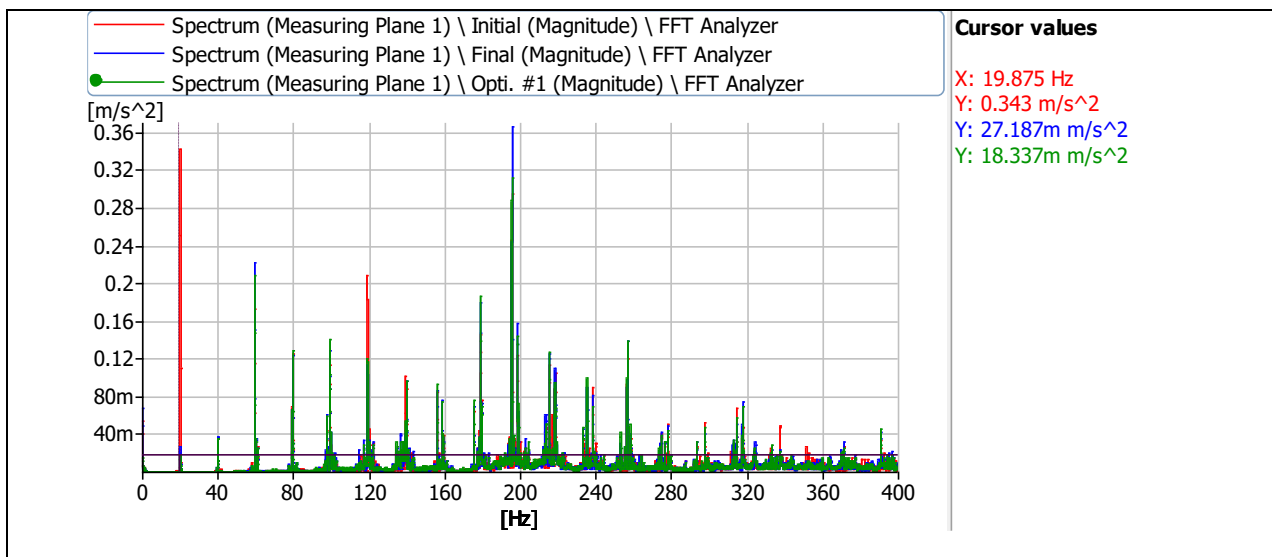


Figure 4.6. Spectres d’accélération mesurés sur le palier 1 entre 0 et 400 Hz.

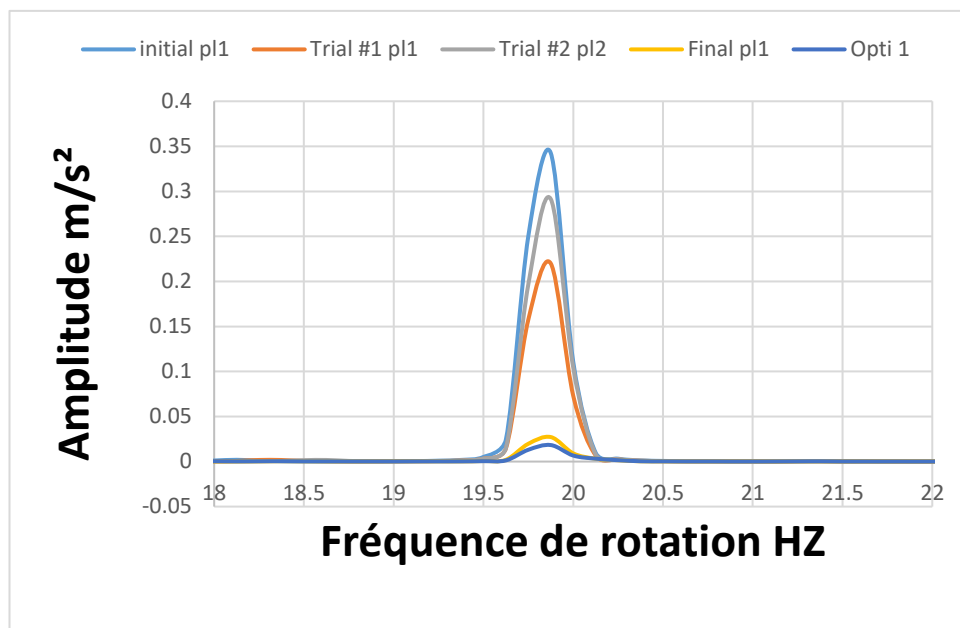


Figure 4.7. Zoom autour de la fréquence de rotation (fréquence du balourd).

Sur la figure 4.8(a), nous présentons le spectre d'accélération de l'état de la machine avant l'opération d'équilibrage. On constate d'après ce spectre, en le comparant avec le spectre typologique du défaut de balourd, que nous sommes dans le cas d'un défaut de balourd qui apparaît à fréquence de rotation $F_r = 19.87$ Hz, puisque l'amplitude du pic de F_r est largement supérieure à celle de ses harmoniques $2F_r$ et $3F_r$, cette situation est également due à l'influence du balourd du deuxième disque (plan 2) sur le premier disque (plan 1).

Sur la figure 4.9(b), nous présentons le spectre d'accélération de l'état de la machine après l'opération d'équilibrage dans le plan 1. On constate une diminution très significative de l'amplitude vibratoire du pic de la fréquence de rotation, qui passe de 358 mm/s^2 , figure 4.9(a), à 19.2 mm/s^2 après l'équilibrage, soit une réduction de 95%.

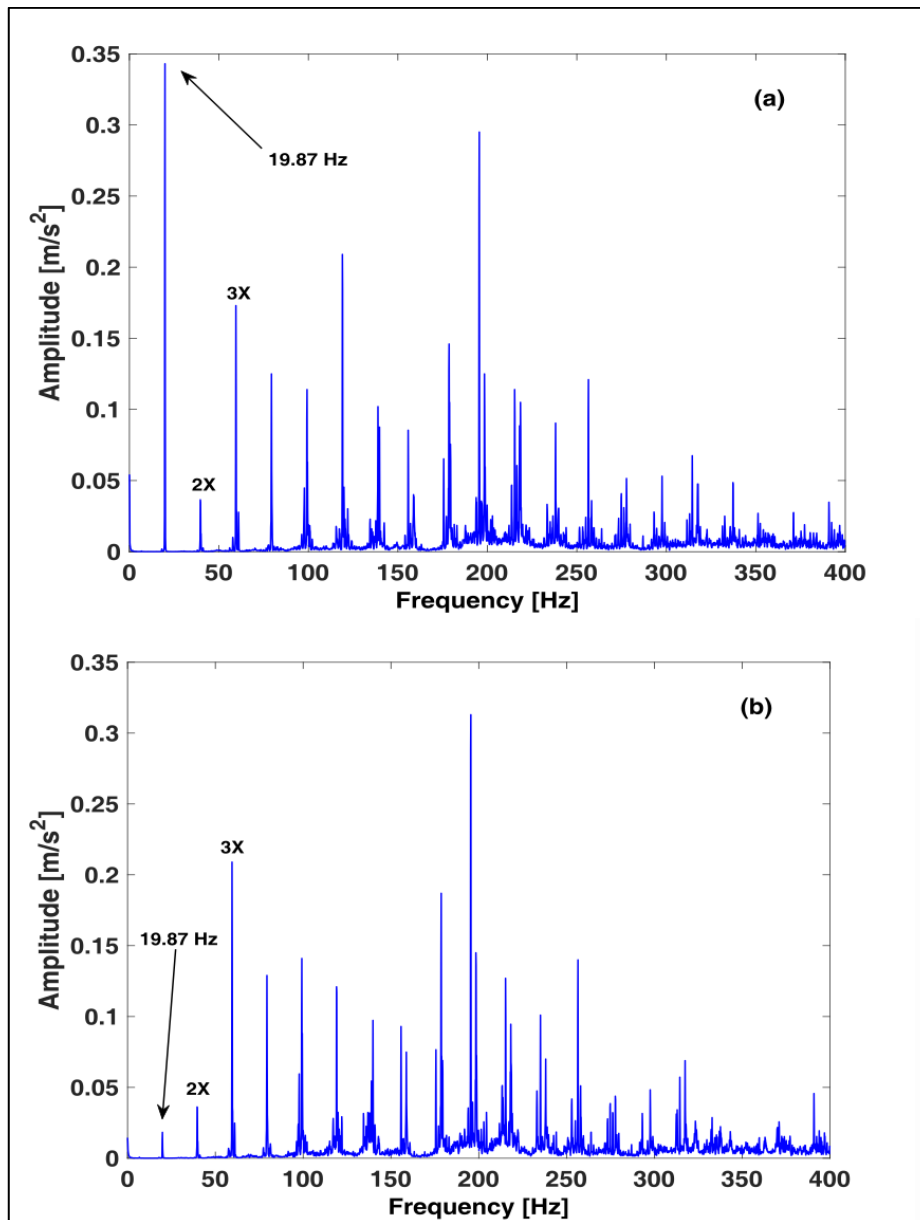


Figure 4.8. Spectre d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan1).

4.2. Résultats du plan 2

La figure 4.9 illustre la variation de la position et l'amplitude d'accélération du centre de gravité de l'arbre dans le plan 1 en fonction des masses d'équilibrage, de l'état initial jusqu'à l'état final après une opération d'optimisation.

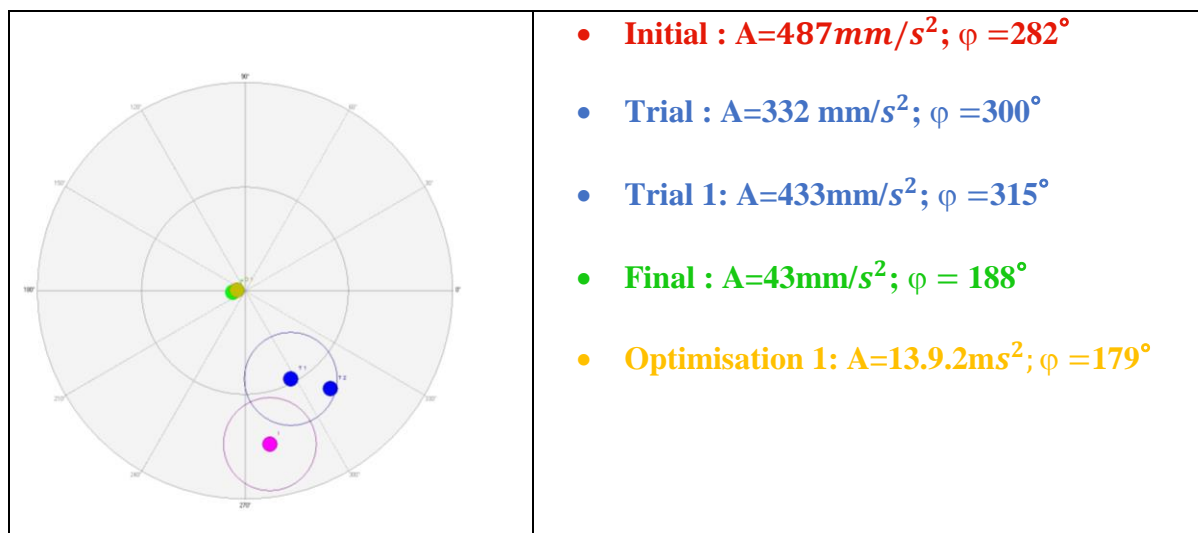


Figure 4.9. Variation de la position et de l’amplitude vibratoire du centre de gravité de l’arbre.

On présente sur la figure 4.10, les spectres d’accélération pour les différentes étapes d’équilibrage du plan 2 et sur la figure 4.11, on présente un zoom autour de la fréquence de rotation 19.87 Hz, qui montre la diminution de l’amplitude vibratoire durant les différentes étapes d’équilibrage du disque dans le plan 2.

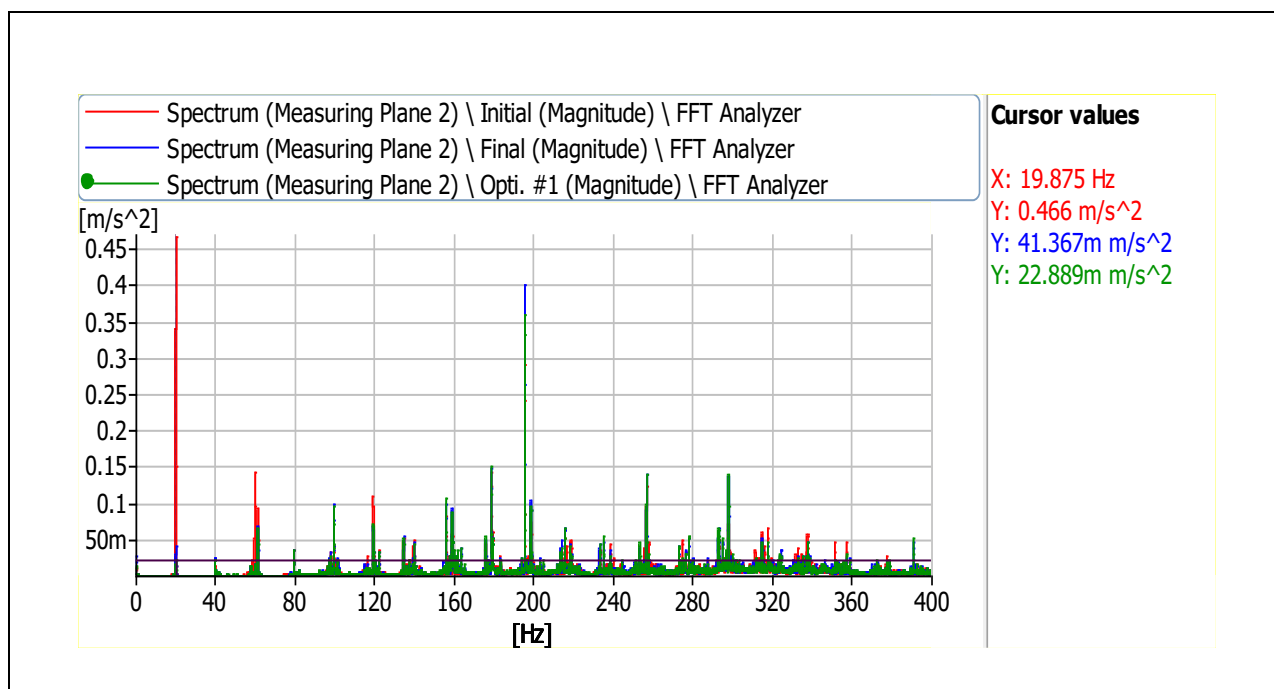


Figure 4.10. Spectres d’accélération mesurés sur le palier 2 entre 0 et 400 Hz.

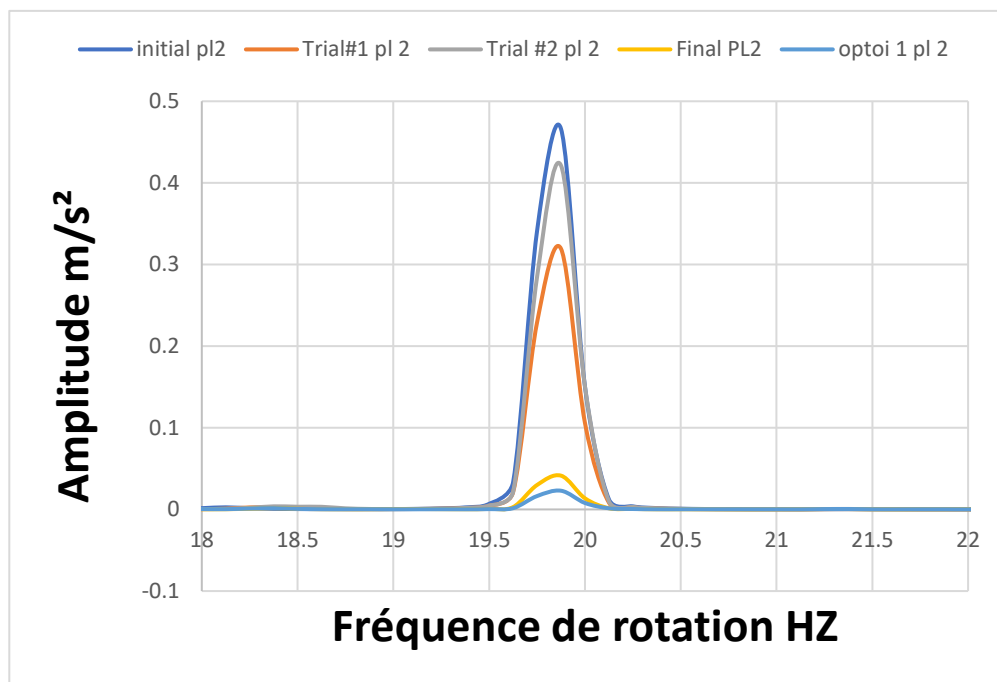


Figure 4.11. Zoom autour de la fréquence de rotation du plan 2 (fréquence du balourd).

Sur la figure 4.12(a), nous présentons le spectre d'accélération de l'état de la machine avant l'opération d'équilibrage. On constate d'après ce spectre, qu'on est en présence d'un défaut de balourd, comme pour le plan 1.

Sur la figure 4.12(b), nous présentons le spectre d'accélération de l'état de la machine après l'opération d'équilibrage plan 2. On constate une diminution très significative de l'amplitude vibratoire du pic de la fréquence de rotation, qui passe de 487mm/s^2 avant équilibrage à 13.9mm/s^2 après l'équilibrage, soit une réduction de 97.2%.

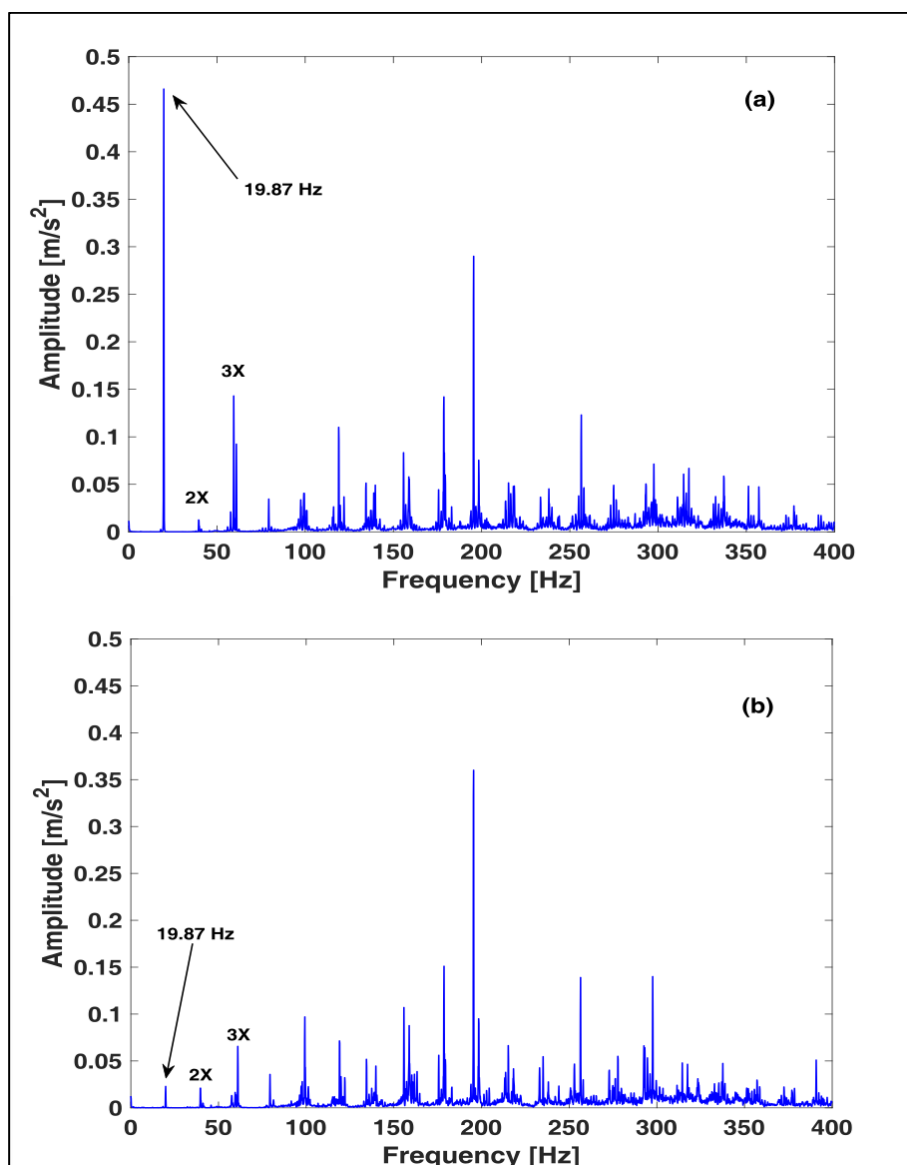


Figure 4.12. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan2).

5. Equilibrage deux plans de deux ventilateurs à pâles libres et fixes

Dans le cas d'équilibrage dynamique présenté, nous avons deux ventilateurs distincts, dans le premier plan, un ventilateur de 12 pâles fixes avec présence de balourd sur une pôle et dans le second plan, un ventilateur de 10 pâles libres avec une pôle cassé partiellement.

La figure 4.13 montre le montage expérimental pour l'équilibrage dynamique à deux plans des deux ventilateurs.

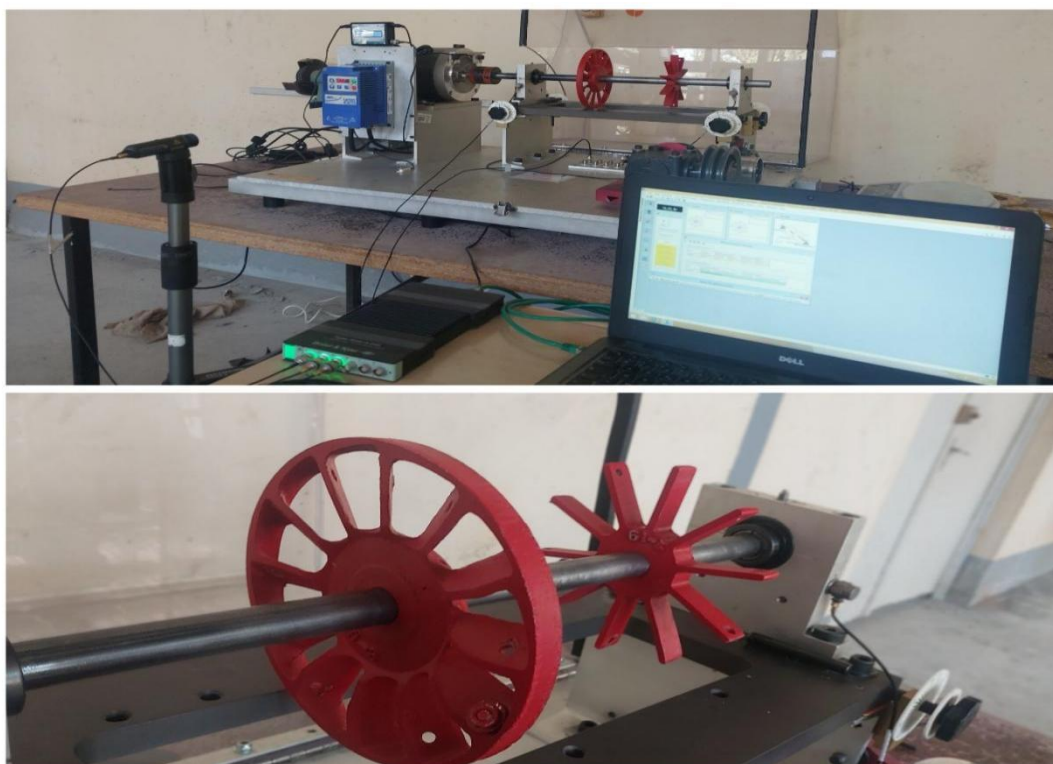


Figure 4.13. Montage expérimental d'équilibrage deux plans de deux ventilateurs.

Le tableau 4.4 montre la variation de l'amplitude vibratoire dans les deux plans, de l'état initial jusqu'à l'état d'optimisation, tandis que le tableau 4.5 donne les masses ajoutées et les angles de positionnement sur les deux ventilateurs dans chaque plan et à chaque étape d'équilibrer.

Lors de l'étape initiale de l'équilibrage, le balourd apparaît à la phase 193° avec une amplitude vibratoire $A=137 \text{ mm/s}^2$ dans plan 1 et à la phase de 202° avec une amplitude $A=110 \text{ mm/s}^2$ dans le plan 2. En poursuivant l'étape d'équilibrage, Trial 1, en ajoutant une masse de 1.67 g à l'angle 36° sur le ventilateur à pâles fixe, on remarque une augmentation de l'amplitude vibratoire $A=188 \text{ mm/s}^2$ à la phase 179° dans plan 1 et $A=146 \text{ mm/s}^2$ à la phase 187° dans plan 2. Dans l'étape d'équilibrage, Trial 2, nous retirons la masse qui était placée dans le plan 1 et on ajoute une masse de 1.67 g à l'angle 0° . On remarque une petite diminution de l'amplitude vibratoire $A=181 \text{ mm/s}^2$ dans le plan 1 et $A=137 \text{ mm/s}^2$ dans plan 2.

Dans l'étape d'équilibrage finale, le logiciel propose d'ajouter une masse de 5.01 g à l'angle 60° dans plan 1 et une masse 2.74 g à l'angle 216° dans le plan 2, ce qui a permet de réduire énormément l'amplitude vibratoire $A=62.2 \text{ mm/s}^2$ à la phase 188° , dans le plan 1 et $A=48.8 \text{ mm/s}^2$ à la phase 199° , dans le plan 2.

En réalisant deux opérations d'optimisation, en suivant les mêmes procédures de l'étape finale, on parvient à réduire l'amplitude vibratoire jusqu'à $A=28.2 \text{ mm/s}^2$, dans plan 1 et $A=19.8 \text{ mm/s}^2$, dans plan 2.

Run	Measuring Plane 1		Measuring Plane 2		Service Speed [Hz]
	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	Magnitude [mm/s ²]	Phase [Deg]	
Initial	137	193	110	202	20
Trial #1	188	179	146	187	20
Trial #2	181	170	137	180	20
Final	62,2	188	48,8	199	20
Opti. #1	56,2	115	36,7	121	20
Opti. #2	28,2	339	19,8	340	20

Tableau 4.4. Les étapes d'équilibrage avec la variation de l'amplitude vibratoire et de la phase.

Run	Correction Plane 1			Correction Plane 2		
	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]	Mass [g]	Angle [Deg]	Radius [mm]
Trial #1	1,67	200	69			
Trial #2				1,67	0	66
Final	5,01	60	69	2,74	216	66
Opti. #1	2,41	60	69	1,01	216	66
Opti. #2	610 m	60	69	1,9	216	66

Tableau 4.5. Les masses ajoutées dans chaque étape d'équilibrage.

5.1. Résultats du plan 1

La figure 4.14 illustre la variation de la position et de l'amplitude vibratoire du centre de gravité de l'arbre en fonction des masses de correction, de l'état initial jusqu'à l'état d'optimisation 2.

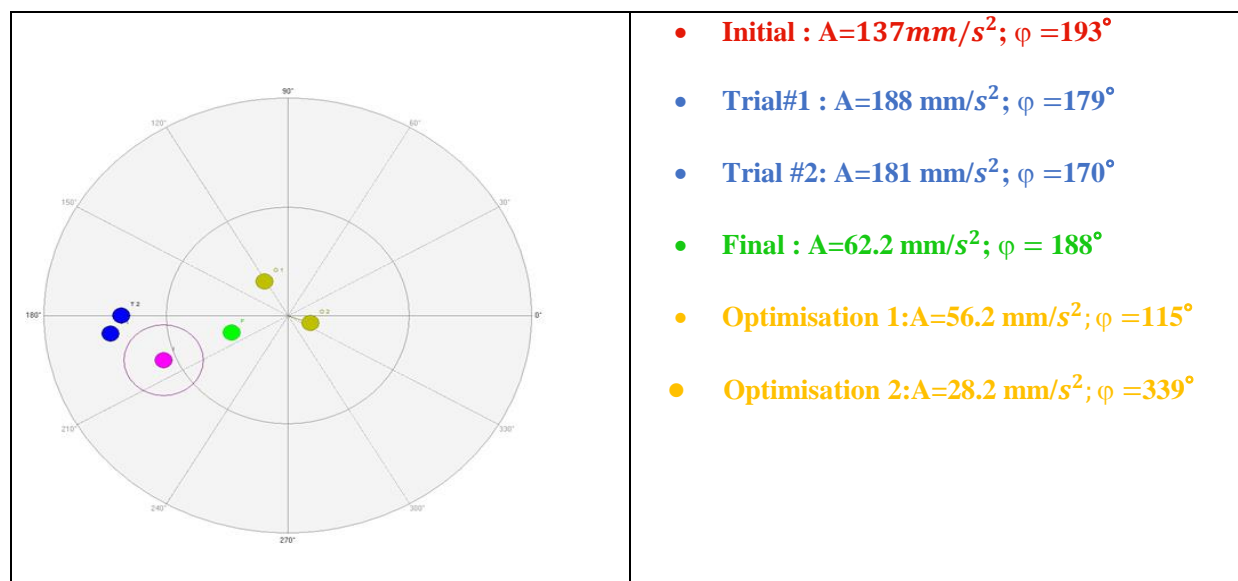


Figure 4.14. Variation de la position et de l’amplitude vibratoire du centre de gravité de l’arbre.

On présente sur la figure 4.15 les spectres d’accélération pour les différentes étapes d’équilibrage du plan 1. On trace sur la figure 4.16, un zoom autour de la fréquence de rotation 19.87 Hz, qui montre la diminution de l’amplitude vibratoire durant les différentes étapes d’équilibrage de la roue de ventilateur à 12 pâles fixes.

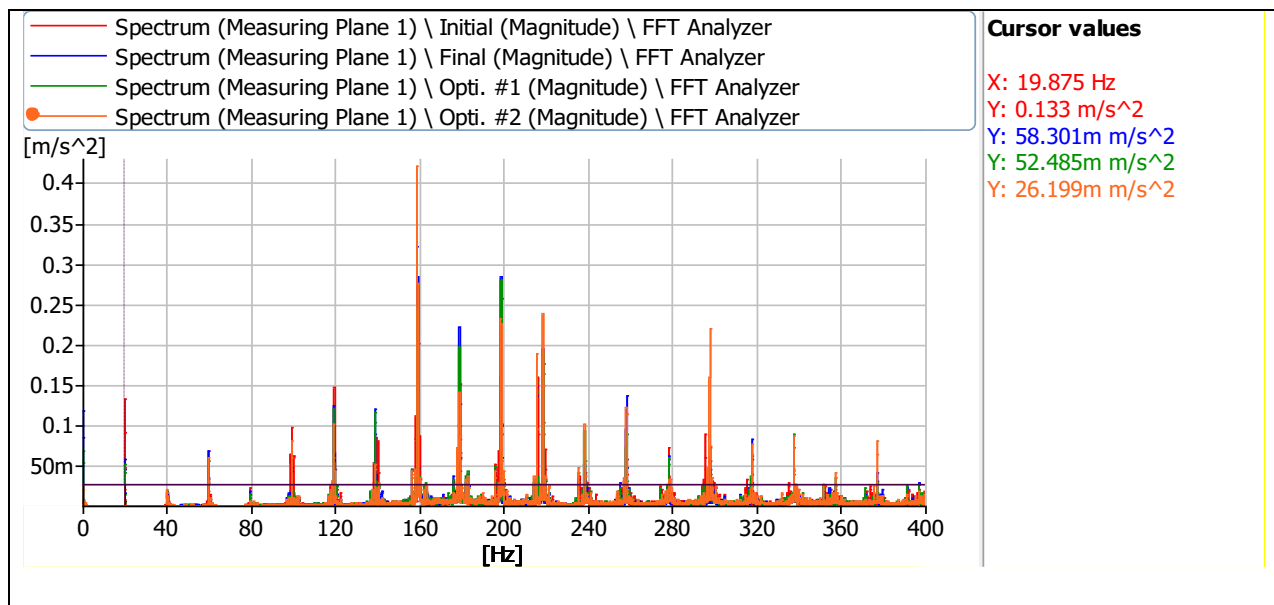


Figure 4.15. Spectres des accélérations mesurées sur le palier 1 entre 0 et 400 Hz.

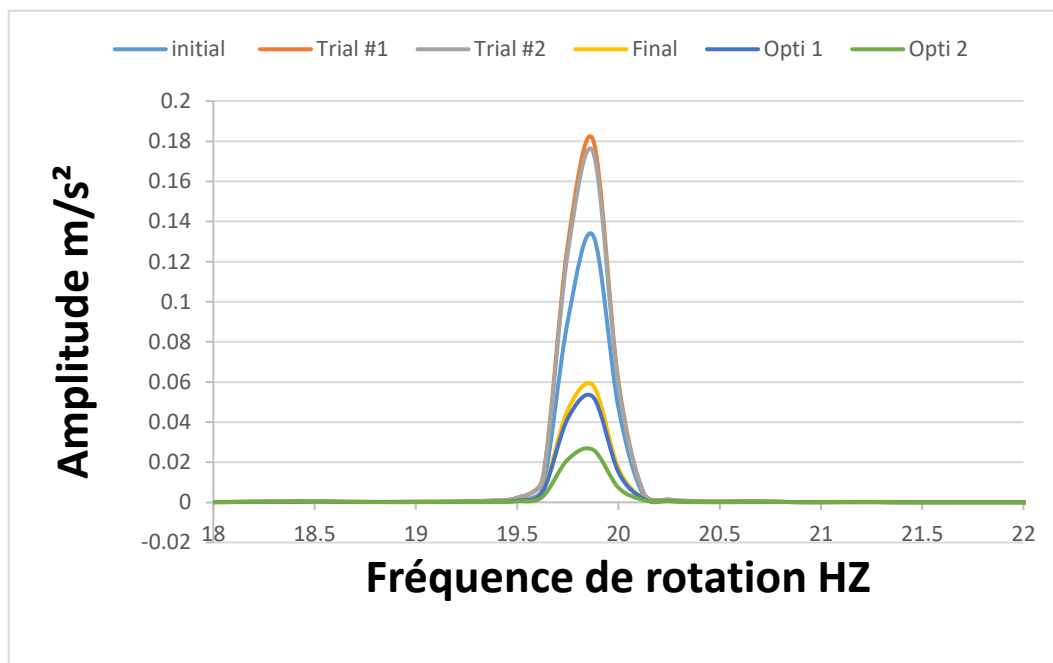


Figure 4.16. Zoom autour de la fréquence de rotation du plan 1 (fréquence du balourd).

Pour mieux analyser ce cas de défaut combiné, nous présentons sur la figure 4.17 les spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage du plan 1 (roue de ventilateur de 12 pâles fixes). Avant équilibrage, figure 4.17(a), on constate que la présence d'une masse sur l'une des pâles du ventilateur provoque l'apparition d'un balourd évident, où, l'amplitude vibratoire de pic correspondant à la fréquence de rotation (fréquence du balourd) domine les amplitudes de ses harmoniques.

On constate l'émergence d'un pic à la fréquence 238.44 Hz, très proche de la fréquence de passage des pâles du ventilateur à pâles fixes, donnée par l'expression suivante :

$F_{d2} = F_r * Z = 19.87 * 12 = 238.44$ Hz. On constate aussi l'émergence d'un pic à la fréquence 198.7 Hz correspondant au défaut de pâles du ventilateur à pâles libres ($F_{d1} = F_r * Z = 19.87 * 10 = 198.7$ Hz, plan 2). L'amplitude vibratoire de F_{d1} est largement supérieure à celle de F_{d2} , cela s'explique par le mode de fixation des pâles, encastree-libre dans le premier cas et encastree-encastree dans le deuxième cas (plus rigides donc amplitude plus faible).

On constate que l'opération d'équilibrage qui a permis de diminuer l'amplitude vibratoire à la fréquence de rotation de 80%, n'a pas eu d'influence significative sur les amplitudes vibratoires des fréquences de passages des pâles dans les deux plans. Cependant, on constate que F_{d1} est modulé par la fréquence de rotation de l'arbre, donc présence de défaut de pôle (pôle cassée), alors que dans le cas de F_{d2} , elle n'est pas modulée par la fréquence de rotation, donc absence de défaut de pôle.

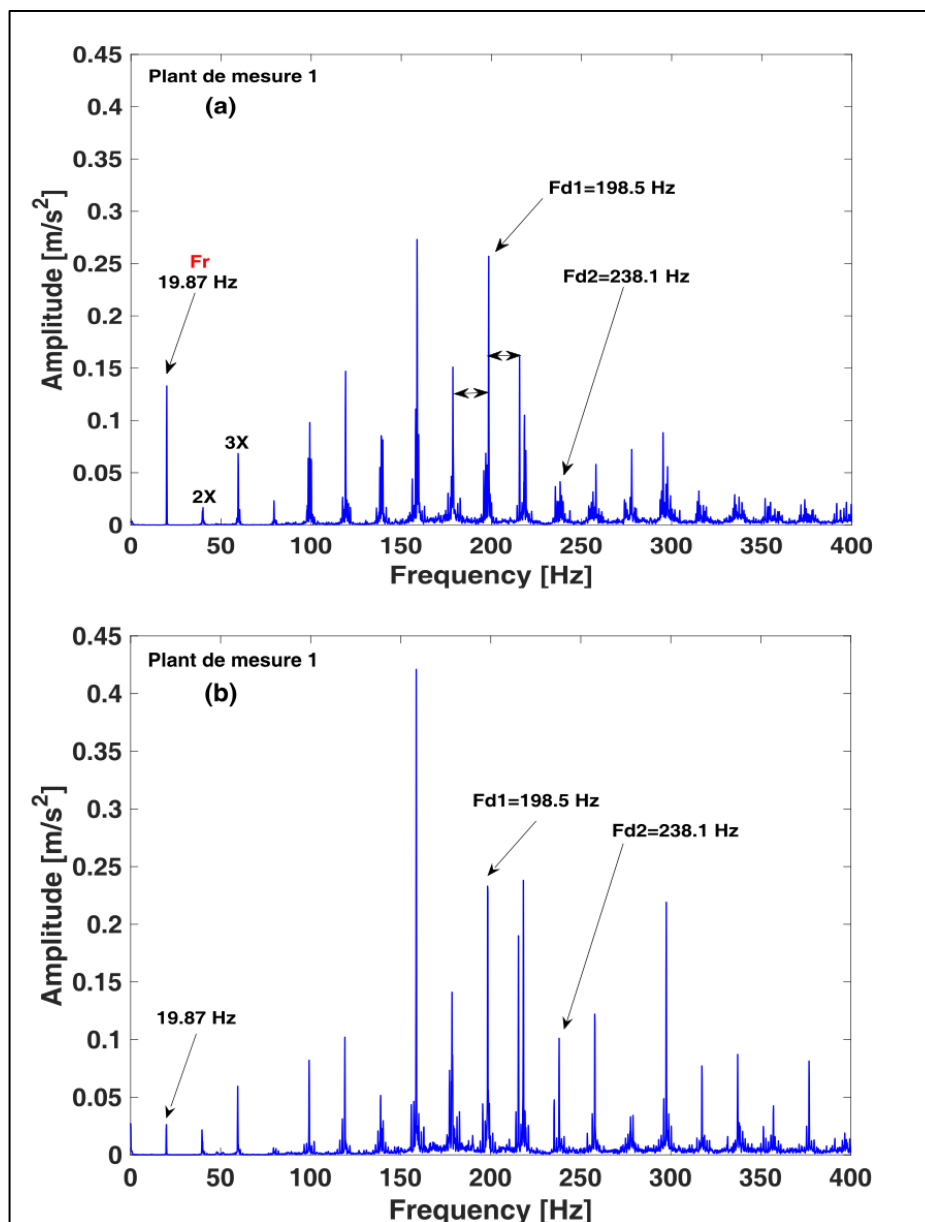


Figure 4.17. Spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan1).

5.2. Résultats du plan 2

La figure 4.18 illustre la variation de la position du centre de gravité de la roue de ventilateur de 10 pâles libre en fonction des masses d'équilibrage, de l'état initial jusqu'à l'optimisation 1.

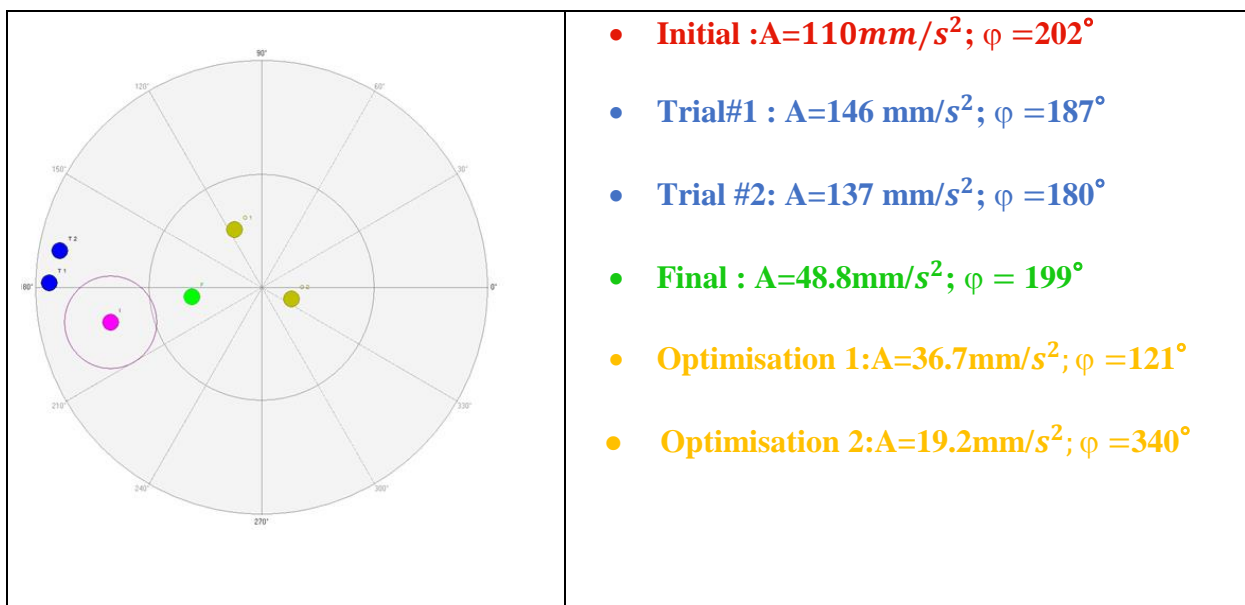


Figure 4.18. Variation de la position et de l’amplitude vibratoire du centre de gravité de l’arbre.

On présente sur la figure 4.19 les spectres d’accélération pour les différentes étapes d’équilibrage du plan deux. On trace sur la figure 4.20, un zoom autour de la fréquence de rotation 19.87 Hz, qui montre la diminution de l’amplitude vibratoire durant les différentes étapes d’équilibrage de la roue du ventilateur à 10 pâles libre, sur le plan 2.

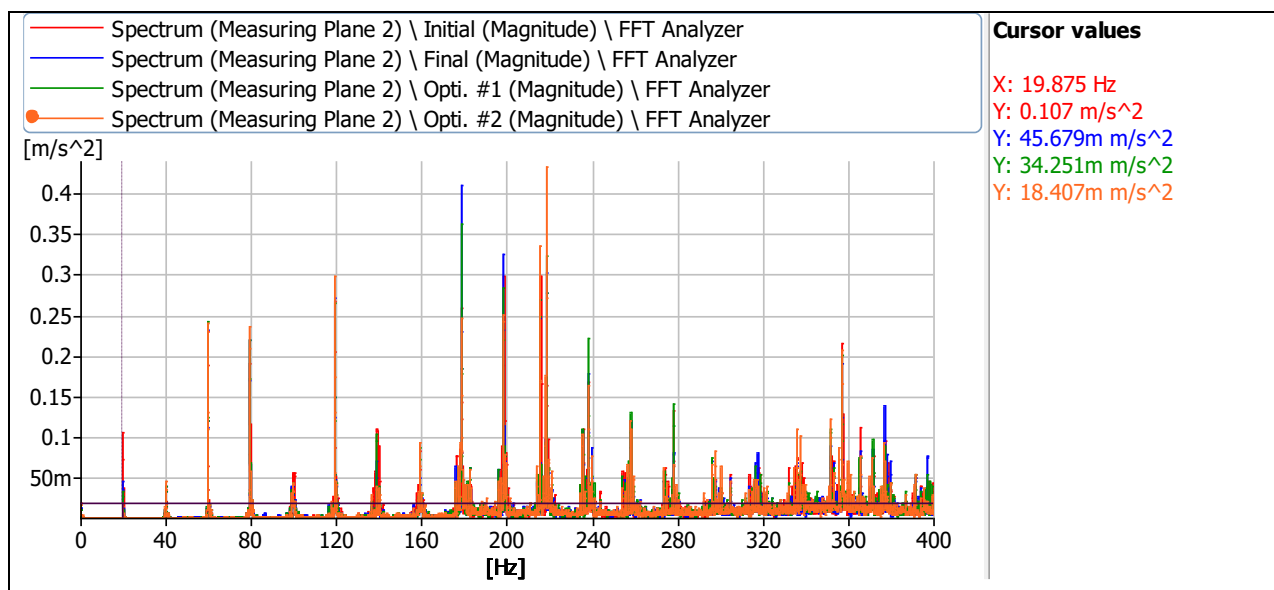


Figure 4.19. Spectres d’accélération mesurés sur le palier 2 entre 0 et 400 hz.

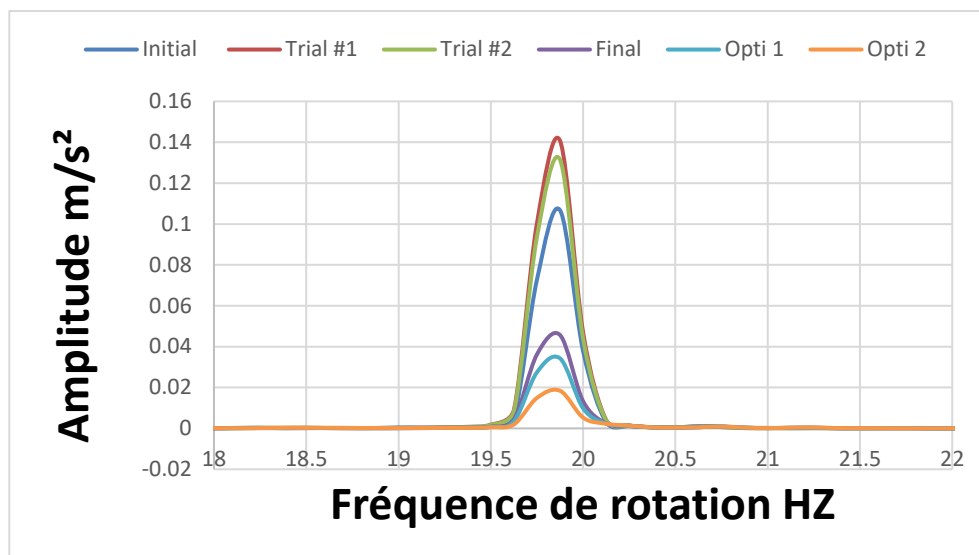


Figure 4.20. Zoom autour de la fréquence de rotation du plan 2 (fréquence du balourd).

Pour mieux analyser ce cas de défaut combiné, nous présentons sur la figure 4.21, les spectres d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage dans le plan 2 (ventilateur de 10 pâles libre). Avant équilibrage, on constate que l'enlèvement d'environ un centimètre d'une pôle, ne provoque pas un balourd évident, on obtient un spectre semblable au spectre typologique d'un défaut de désalignement d'arbre, où on constate que l'amplitude de $3F_r$ est supérieure à celle de F_r (fréquence de rotation).

On constate l'émergence d'un pic à la fréquence 198.5 Hz, modulé par la fréquence de rotation, ce qui montre l'existence d'un défaut de pôle. Alors que le pic qui apparaît à la fréquence de 238Hz est d'amplitude faible et il n'est pas modulé par la fréquence de rotation, donc pas de présence de défaut de pôle, ce résultat est confirmé par les mesures dans les deux plans.

On constate que l'opération d'équilibrage qui a permis de diminuer l'amplitude vibratoire à la fréquence de rotation de 86%, n'a pas permis de diminuer d'une manière significative l'amplitude vibratoire du défaut de pôle dans les deux plans.

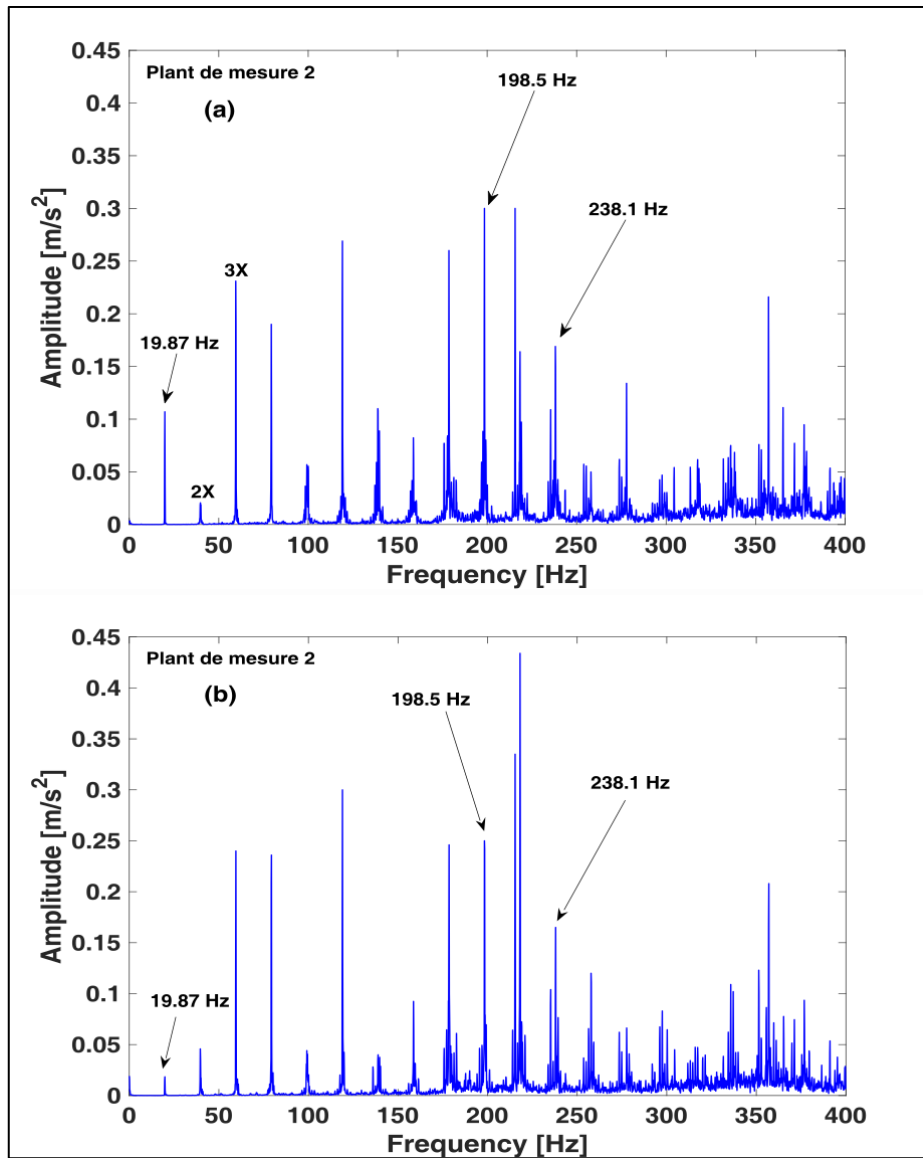


Figure 4.21. Mesure du spectre d'accélération avant et après l'opération d'équilibrage (plan2).

6. Conclusion

L'équilibrage dynamique est une technique cruciale pour garantir le bon fonctionnement des machines rotatives, en réduisant les vibrations nuisibles et en prolongeant leurs durées de vie. Ce chapitre traite l'équilibrage dynamique en deux plans, une méthode qui vise à la correction du déséquilibre pour ramener les efforts sur les paliers et les déformations de l'arbre à des niveaux acceptables.

L'équilibrage de deux disques, ainsi que l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles fixes et d'une roue de ventilateur à pâles libres, illustrent l'efficacité de l'équilibrage dynamique. Dans le premier cas, l'analyse expérimentale démontre que cette technique réduit considérablement les amplitudes vibratoires à la fréquence de rotation (fréquence du balourd) dans les deux plans. De même, pour l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles fixes et d'une roue de ventilateur à pâles libres, l'équilibrage permet de diminuer l'amplitude vibratoire du pic correspondant à la fréquence de rotation dans les deux plans. Cependant, bien que l'équilibrage puisse résoudre le problème d'une roue de ventilateur en présence de balourd, il ne suffit pas pour cas d'une roue de ventilateur avec présence d'une pale cassée, qui nécessite son remplacement.

Référence

[1] Cour de Dynamique du solide indéformables-Equilibrage dynamique- valable sur le site suivant:<https://rtc.ma/pdfs/TSI/spe-crs/gm/Equilibrage%20dynamique%20.pdf>

[2] Cours de les bases théoriques de l'équilibrage valable sur le site suivant
:<https://www.haimer.com/fr/products/balancing-technology/application-and-know-how/theoretical-basics-of-balancing>

Conclusion générale

Les problèmes vibratoires, tels que générés par les balourds sont reconnus comme étant l'un des problèmes les plus importants qui diminuent la durée de vie de la machine. Ils sont l'une des causes cruciales de l'endommagement des équipements industriels. Malgré les recherches réalisées dans leur conception, afin de minimiser les vibrations et par conséquent les risques de défaillances, elles restent insuffisantes pour arrêter leur apparition dans les systèmes mécaniques.

Pour mieux comprendre les différentes techniques et méthodes de surveillance utilisées dans le domaine industriel, nous avons réalisé une recherche bibliographique qui donne une idée générale sur les différents types de maintenances pratiqués dans ce milieu. Nous avons aussi présenté une synthèse bibliographique des différents travaux de recherches réalisés dans le domaine de diagnostic des défauts des machines tournantes et de quelques travaux de diagnostic concernant la dynamique des rotors.

Nous avons par la suite présenté la théorie des rotors des machines tournantes, en déterminant les expressions de : l'énergie cinétique du disque, l'énergie cinétique et la déformation élastique de l'arbre, le travail virtuel dû au palier et l'énergie cinétique du balourd. Les équations de mouvement sont obtenues par les équations de Lagrange et sont résolues par la méthode pas à pas de Newmark.

Les résultats de l'équilibrage statique d'un rotor en un plan, dans trois cas ont été traités. Le premier cas, l'équilibrage d'un disque, très pratique du point de vue pédagogique, puisqu'il permet de comprendre les étapes d'équilibrage. Dans le deuxième cas, nous avons présenté l'équilibrage d'une roue de ventilateur à pâles libres, où nous avons montré que le défaut sur une pale provoque un déséquilibre de la roue et que son équilibrage permet de diminuer l'amplitude vibratoire du pic correspondant à la fréquence de rotation (fréquence de balourd) sans la diminution de l'amplitude vibratoire de la fréquence du défaut de pale qui nécessite son remplacement. Dans le troisième cas, nous avons traité l'équilibrage d'une roue de ventilateur à

pâles fixes, déséquilibrée par la présence d'un balourd, on a montré dans ce cas que l'opération d'équilibrage permet de résoudre le problème.

Nous avons aussi traité l'opération d'équilibrage dynamique en deux plans, dans les cas de deux disques et de deux roues de ventilateur à pâles fixes et à pâles libres. Dans le premier cas, l'analyse expérimentale démontre que cette technique réduit considérablement les amplitudes vibratoires à la fréquence de rotation (fréquence du balourd) dans les deux plans. De même, pour l'équilibrage des roues de ventilateurs, l'équilibrage permet de diminuer l'amplitude vibratoire du pic correspondant à la fréquence de rotation. Cependant, bien que l'équilibrage puisse résoudre le problème de roue de ventilateur en présence de balourd, il ne permet pas de résoudre le problème d'une roue de ventilateur avec présence d'une pôle cassée, ça nécessite le remplacement de la pôle pour que l'amplitude du pic correspondant au fréquence de passage des pâles diminue.

Cette étude nous a permis d'extraire les conclusions suivantes :

- ✓ L'application rigoureuse des méthodes d'équilibrage statique et dynamique s'est révélée efficace pour les composants mécaniques, garantissant ainsi le bon fonctionnement et la durabilité des machines tournantes.
- ✓ L'application de l'équilibrage dynamique ou statique donne des résultats positifs dans l'équilibrage des rotors, pour cas d'une masse excédentaire ou insuffisante. Cependant, il ne permet pas résoudre le problème de cassure de pôle, le remplacement de la pôle est indispensable.