

Université 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Études

Pour l'obtention du diplôme de Master

Option : Construction Mécanique

Présenté par : Medjadel Rouaida

**Etude expérimentale du phénomène de boitage des pieds
dans les machines tournantes**

Sous la direction de : Dr. GHERDAOUI Hamza

Année universitaire 2024/2025

Dédicace

Ce travail est dédié à ceux qui ont toujours cru en moi et qui m'ont soutenue avec amour et bienveillance.

À ma chère maman

Ghania, La plus belle étoile qui éclaire ma route, dont l'amour inconditionnel, les sacrifices et la force silencieuse m'inspirent chaque jour.

À mon père

Azzedine , mon modèle de sagesse et de bienveillance, dont les précieux conseils, la patience et la confiance qu'il m'accorde m'ont permis d'avancer avec sérénité.

À mes sœurs adorées

Soumia, Asma et Sadjda, chacune d'elles m'a apporté un soutien unique, entre tendresse, encouragements et réconfort, rendant mon chemin plus doux.

À mes frères

Hamza et Noredine, dont la présence rassurante et l'affection précieuse ont été une véritable source de motivation.

Enfin, à mes précieuses amies dont l'amitié sincère, le soutien indéfectible et la bienveillance ont illuminé mon parcours et allégé chaque difficulté.

À vous tous, je vous dédie ce travail avec tout mon amour et ma reconnaissance infinie.

Ce succès est aussi le vôtre ♥

Remerciements

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude envers Dieu, Le Tout-Puissant et Le Miséricordieux, qui m'a accordé la force, la patience et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce projet de fin d'étude.

*Je souhaite adresser mes remerciements les plus sincères à **Dr. Gherdaoui Hemza**, pour la qualité de son encadrement, sa rigueur scientifique, sa bienveillance, ainsi que pour sa grande disponibilité tout au long de ce travail. Son accompagnement constant et ses conseils éclairés ont été déterminants pour l'aboutissement de cette étude.*

Mes remerciements vont aussi à l'ensemble des enseignants du Département de Génie Mécanique de l'Université 8 Mai 1945 – Guelma, pour la qualité de l'enseignement dispensé durant mon parcours universitaire.

Je remercie également les techniciens du département pour leur soutien technique, leur disponibilité et leur précieuse collaboration, en particulier lors de la phase expérimentale de ce travail.

À toutes celles et ceux qui m'ont soutenue, de près ou de loin, je témoigne ici ma profonde reconnaissance.

Résumé

Dans un contexte industriel où la fiabilité et la performance des équipements sont devenues des priorités majeures, ce projet de fin d'étude s'intéresse à l'analyse du boîtage des pieds (soft foot) dans les machines tournantes. Ce problème sous-estimé peut entraîner des désalignements, des déformations structurelles et des vibrations anormales, compromettant ainsi le bon fonctionnement et la durée de vie des machines.

Le travail repose sur une étude expérimentale menée à l'aide d'un banc d'essai permettant de simuler différentes conditions de boîtage et de mesurer les déformations induites en fonction des charges appliquées. Par la suite, une analyse vibratoire des signaux collectés a été réalisée à l'aide d'indicateurs scalaires et spectraux, dans deux configurations de fonctionnement : moteur seul et moteur accouplé. Cette approche visait à évaluer l'impact dynamique du défaut.

Les résultats obtenus montrent que le boîtage induit provoque des déformations non seulement au niveau des points d'appui, mais aussi sur l'ensemble de la structure de la machine, affectant le jeu fonctionnel rotor-stator. L'analyse vibratoire a permis d'identifier des signatures caractéristiques de ce défaut, confirmant son influence sur le comportement dynamique global du système.

Les approches expérimentales et numériques utilisées dans ce travail constituent une base solide pour le développement d'outils de diagnostic plus efficaces, contribuant à améliorer la fiabilité et la maintenance des machines tournantes en milieu industriel.

Mots clés : machines tournantes, boîtage des pieds, analyse statique, comportement dynamique, analyse vibratoire.

Abstract

In an industrial context where equipment reliability and performance have become top priorities, this final-year project focuses on the analysis of soft foot in rotating machines. This underestimated issue can lead to misalignment, structural deformation, and abnormal vibrations, which compromise the proper functioning and lifespan of the machines.

The study is based on an experimental investigation using a test bench designed to simulate various soft foot conditions and measure the resulting deformations under different applied loads. A subsequent vibration analysis of the collected signals was performed using scalar and spectral indicators, under two operating configurations: motor alone and motor coupled to a transmission. This approach aimed to assess the dynamic impact of the defect.

The results show that induced soft foot generates deformations not only at the mounting points but also throughout the machine's structure, affecting the rotor-stator functional clearance. The vibration analysis allowed for the identification of characteristic signatures of the defect, confirming its effect on the system's dynamic behavior.

The experimental and numerical approaches used in this study provide a solid foundation for developing more effective diagnostic tools, thereby improving the reliability and predictive maintenance of rotating machines in industrial environments.

Keywords: rotating machines, soft foot, static analysis, dynamic behavior, vibration analysis.

ملخص

في ظل التطور الصناعي المتسارع، أصبحت موثوقية المعدات وأدائها من الأولويات الأساسية في بيئة الإنتاج. يركز هذا مشروع نهاية الدراسة على تحليل ظاهرة التواء قواعد تثبيت الآلات (Soft Foot) في الآلات الدوارة، وهي مشكلة غالبًا ما يُستهان بها، رغم تأثيرها الكبير على استقرار المعدات وأدائها.

يتضمن هذا العمل دراسة تجريبية باستخدام منصة اختبار مصممة خصيصًا لمحاكاة حالات مختلفة من التواء القواعد، مع قياس التشوهات الناتجة تحت تأثير أحمال مختلفة. كما تم إجراء تحليل اهتزازي للإشارات المسجلة بالاعتماد على مؤشرات عددية وطيفية، وذلك في حالتها التشغيلية: المحرك بمفرده، ثم المحرك مقترنًا بنظام نقل. تهدف هذه الخطوة إلى تقييم الأثر الديناميكي لهذا العيب.

أظهرت النتائج أن التواء القواعد لا يسبب تشوهات محلية عند نقاط التثبيت فقط، بل يمتد تأثيره إلى البنية الكاملة للألة، مما يؤدي إلى اختلال في الخلوص الوظيفي بين الجزء الدوار والثابت. كما ساهم التحليل الاهتزازي في الكشف عن بصمات مميزة مرتبطة بهذا العيب، مؤكداً تأثيره المباشر على السلوك الديناميكي العام للنظام.

تُعد المنهجيات التجريبية والعددية المعتمدة في هذا العمل أساسًا قويًا لتطوير أدوات تشخيص أكثر فعالية، تُسهم في تحسين موثوقية وصيانة الآلات الدوارة في البيئة الصناعية.

الكلمات المفتاحية: الآلات الدوارة، ظاهرة التواء قواعد تثبيت الآلات (Soft Foot)، التحليل الستاتيكي، السلوك الديناميكي، التحليل الاهتزازي.

Liste des figure

Chapitre I : Généralités et synthèse bibliographique.

Figure I. 1: action de maintenace.	3
Figure I. 2:Différents types des machines tournantes.	5
Figure I. 3: Différents types des machines tournantes.	7
Figure I. 4: Tableau de classement des machines.	8
Figure I. 5: spectre typologique de balourd.....	9
Figure I. 6: Désalignement Parallèle.	9
Figure I. 7:Désalignement angulaire.	10
Figure I. 8: spectre typologique de désalignement.....	10
Figure I. 9: différentes classes d'engrenage.....	11
Figure I. 10: Spectre vibratoire d'un engrenage sain.	11
Figure I. 11: Vue éclat des éléments constitutifs d'un roulement a une rangée de	13
Figure I. 12: un boitage parallèle.	20
Figure I. 13: Cales utilisées pour la correction du boitage des pieds.	20
Figure I. 14: un boitage angulaire.	21
Figure I. 15: un montage étagé.....	21
Figure I. 16:Boitage induit causé par des forces externes sur la machine.....	22
Figure I. 17: mesurer de boitage par jauges d'épaisseur.....	23
Figure I. 18:mesurer de boitage par comparateur a cadran.	24
Figure I. 19:mesurer de boitage par Systèmes d'alignement laser.	24
Figure I. 20: détection de boitage par analyse vibratoire.	25

Chapitre II : Analyse Statique du Boitage des Pieds dans les Machines Tournantes.

Figure II. 1: le banc d'essai utilisé.	33
Figure II. 2: Mesure du boitage au niveau du pied A par un comparateur à cadran.	35
Figure II. 3: Courbe des déplacements mesurés au niveau du pied A en fonction de l'épaisseur des cales.	36
Figure II. 4: Courbes des déplacements des points E et F en fonction de la charge appliquée.	37
Figure II. 5: Évolution des déplacements des points E et F sous différentes charges appliquées.	39
Figure II. 6: Schéma de localisation des points de mesure sur la machine (pieds et socle).	39
Figure II. 7: Variation du boitage mesuré aux quatre pieds en fonction des charges appliquées.	40
Figure II. 8: Répartition du boitage et des déplacements aux points E et F pour chaque pied sous une charge de 2 kg.....	41
Figure II. 9: Répartition du boitage et des déplacements aux points E et F pour chaque pied sous une charge de 7 kg.....	42

Figure II. 10: Mesure des déplacements au niveau des points F et H en fonction des charges appliquées..... 42
Figure II. 11: les déplacements des points F et H en fonction des charges appliquées..... 43

Chapitre III : Diagnostic Vibratoire du problème De Boitage Du Pieds.

Figure III. 1: banc d'essai utilise..... 53
Figure III. 2: l'analyseur de vibrations Schenck..... 54
Figure III. 3: Evolution des indicateurs scalaires pour la configuration sans accouplement, selon la charge appliquée. 57
Figure III. 4: Évolution des indicateurs scalaires pour la configuration avec accouplement... 59
Figure III. 5: Schéma cinématique. 60
Figure III. 6: Spectres vibratoires pour le moteur isolé – condition non chargée. 62
Figure III. 7: Spectres vibratoires pour le moteur isolé – charge 10 kg..... 63

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités et synthèse bibliographique

Tableau I. 1: niveaux de maintenance.	6
Tableau I. 2: certains défauts d'engrenages.	12
Tableau I. 3: Spectres typologiques des défauts roulement.	13
Tableau I. 4: calcul de défauts de roulements.	14
Tableau I. 5: Indicateurs scalaires couramment utilisés en surveillance vibratoire.	16

Chapitre II : Analyse Statique du Boitage des Pieds dans les Machines Tournantes.

Tableau II. 1: spécifications générales du moteur.	34
Tableau II. 2: Déplacements mesurés au niveau du pied A en fonction de l'épaisseur des cales insérées sous les pieds B, C et D.	35
Tableau II. 3: Déplacements des points E, F et G en fonction de la charge appliquée.	37
Tableau II. 4: Valeurs du boitage mesurées au niveau des quatre pieds de la machine en fonction de la charge appliquée.	40
Tableau II. 5: Variation du boitage pour les charges de 2 kg et 7 kg.	41
Tableau II. 6: Déplacements mesurés aux points F et H en fonction de la charge appliquée. ...	43
Tableau II. 7: Propriétés mécaniques de la fonte grise.	45

Chapitre III : Diagnostique Vibratoire du problème De Boitage Du Pieds.

Tableau III. 1: Valeurs des indicateurs scalaires pour la configuration sans accouplement.	56
Tableau III. 2 : Valeurs des indicateurs scalaires pour la configuration avec accouplement. ...	58
Tableau III. 3 : Caractéristiques géométriques des roulements du moteur électrique.	61
Tableau III. 4 : Fréquences caractéristiques des défauts de roulements pour différentes vitesses de rotation.	61

Table des matières

Dédicace	II
Remerciements	III
Résumé	IV
Abstract	V
ملخص.....	VI
Liste des figures	VII
Liste des tableaux	VIII
Table des matières	IX
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Généralités et synthèse bibliographique.

I.1	Introduction	2
I.2	Généralités sur la maintenance	3
I.2.1	Définition de la maintenance.....	3
I.2.2	Objectifs de la maintenance	3
I.2.3	Les Différentes Formes De Maintenance.....	4
I.2.4	Niveaux de maintenance	5
I.3	Machines tournantes	6
I.3.1	Définition	6
I.3.2	L'analyse vibratoire des machines tournantes.....	7
I.3.3	Détection des Défauts par l'Analyse Vibratoire.....	8
I.4	La surveillance des machines tournantes.....	15
I.4.1	Différents outils de diagnostic et de surveillance vibratoire	15
I.5	Le Boîtage des Pieds (Soft Foot).....	18
I.5.1	Définition	18
I.5.2	Effets du Boîtage des Pieds	19
I.5.3	Types de Boîtage des Pieds	19
I.5.4	Méthodes de Mesure du Boîtage des Pieds	23
I.6	Synthèses bibliographies	25
I.7	Conclusion.....	29

Chapitre II : Analyse Statique du Boitage des Pieds dans les Machines Tournantes.

II.1	Introduction	31
II.2	Problématique	32
II.3	Prototype expérimentale	32
II.3.1	Système d'application de charge	33
II.3.2	Système moteur et transmission	33
II.4	Objectifs Expérimentaux	34
II.5	Simulation du phénomène de boitage par insertion de cales sous les pieds de la machine	34
II.6	Simulation expérimentale du boitage induit	36
II.7	Analyse de la variation du boitage mesuré en fonction de la charge appliquée	39
II.8	Effet de boitage induit sur l'alignement des arbres	42
II.9	Analyse des déflexions structurelles dues à un défaut de boitage induit simulé sous SolidWorks	44
II.10	Conclusion	51
Chapitre III : Diagnostique Vibratoire du problème De Boitage Du Pieds.		
III.1	Introduction	52
	Proches des conditions industrielles réelles, et d'évaluer la pertinence des indicateurs utilisés pour Son diagnostic	53
III.2	Problématique	53
III.3	Protocole Expérimental	53
III.4	Objectif de l'expérience	54
III.5	Résultats expérimentaux	55
III.5.1	Diagnostique vibratoire par indicateurs scalaire	55
III.5.2	Diagnostique vibratoire par analyse spectral	60
III.6	Conclusion	63
	Conclusion générale	65
	Références Bibliographiques	66

Introduction générale

Dans le monde industriel actuel, les exigences en matière de fiabilité, de performance et de sécurité des équipements sont de plus en plus élevées. Les machines tournantes, largement utilisées dans les procédés de production, jouent un rôle essentiel. Cependant, elles sont soumises à des efforts mécaniques importants qui peuvent entraîner, avec le temps, des dysfonctionnements ou des pannes inattendues. Ces défaillances peuvent causer des arrêts de production coûteux et mettre en danger la sécurité des installations.

Parmi les défauts couramment rencontrés, le boîtage des pieds (soft foot) est un problème souvent négligé. Il se produit lorsque les pieds de la machine ne reposent pas correctement sur leur support, provoquant des désalignements, des vibrations anormales et des déformations de la structure.

Pour mieux comprendre ce phénomène, ce travail de mémoire s'appuie sur une approche combinant étude bibliographique, expérimentation et simulation numérique.

Le chapitre 1 présente une revue bibliographique sur la maintenance industrielle, les machines tournantes et le phénomène de boîtage des pieds. Il met en lumière les méthodes existantes pour la détection et la prévention des défauts, ainsi que l'importance de l'analyse vibratoire dans la maintenance conditionnelle.

Le chapitre 2 décrit la démarche expérimentale adoptée pour étudier le boîtage des pieds. Un banc d'essai spécifique a été conçu pour simuler différents scénarios de défaut, avec des mesures précises permettant d'identifier et de quantifier le boîtage, ainsi que d'évaluer ses effets sur l'alignement et la stabilité mécanique globale.

Le chapitre 3 est consacré à l'analyse vibratoire des données expérimentales. En examinant les indicateurs scalaires et spectraux des signaux vibratoires, l'étude met en évidence les signatures caractéristiques du boîtage. Elle évalue également l'influence des conditions de fonctionnement sur la réponse vibratoire, afin de proposer des critères fiables pour le diagnostic précoce.

Ce travail contribue ainsi à enrichir les outils de surveillance conditionnelle, facilitant une meilleure gestion des machines tournantes et une optimisation de la maintenance en milieu industriel

Chapitre I : Généralité Et Synthèse

Bibliographique

I.1 Introduction

La fiabilité et la performance des machines tournantes sont des enjeux majeurs dans l'industrie, où toute anomalie mécanique peut engendrer des dysfonctionnements, des pertes de production et une augmentation des coûts de maintenance. Parmi les anomalies rencontrées, le boîtage des pieds (soft foot) constitue un défaut structurel souvent sous-estimé. Il se manifeste lorsque l'un ou plusieurs pieds d'une machine ne reposent pas uniformément sur leur surface d'appui. Ce déséquilibre introduit des déformations du bâti, des désalignements et des vibrations anormales, susceptibles d'accélérer l'usure des composants mécaniques et d'affecter la stabilité globale de la machine.

Pour prévenir ces perturbations et optimiser la maintenance des machines tournantes, il est essentiel de s'appuyer sur des stratégies de surveillance adaptées et des techniques de diagnostic avancées. L'analyse vibratoire constitue un outil clé dans l'identification et l'évaluation des effets du boîtage des pieds, permettant ainsi d'anticiper d'éventuelles défaillances et d'améliorer la gestion de ces équipements.

Ce chapitre présente les concepts fondamentaux liés à la maintenance industrielle, aux machines tournantes et à l'analyse vibratoire. Il introduit également le phénomène du boîtage des pieds, en exposant ses différentes formes, ses effets sur le comportement dynamique des machines, ainsi que les principales méthodes de détection et de correction. Cette base théorique est indispensable pour aborder les travaux expérimentaux et les études de diagnostic présentés dans les chapitres suivants.

I.2 Généralités sur la maintenance

I.2.1 Définition de la maintenance

Le maintien des équipements de production est un enjeu clé pour la productivité des entreprises aussi bien que pour la qualité des produits. C'est un défi industriel impliquant la remise en cause des structures figées actuelles et la promotion de méthodes adaptées à la nature nouvelle des matériels

Examinons quelques définitions de la maintenance

D'après Larousse : « Ensemble de tout ce qui permet de maintenir ou de rétablir un système en état de fonctionnement ».

D'après l'AFNOR (NF X 60-010) : « Ensemble des actions permettant de maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

La maintenance est la « médecine des machines » Afin de pénétrer plus avant dans le domaine de la maintenance, servons-nous d'une comparaison pratique entre la « la santé humaine » et la « la santé machine ».

Les actions de la maintenance peuvent inclure tout ce qui sert à augmenter la durée de vie des équipements, ces actions diffèrent selon le bien à maintenir et le type de maintenance choisi (Figure 1)[1]

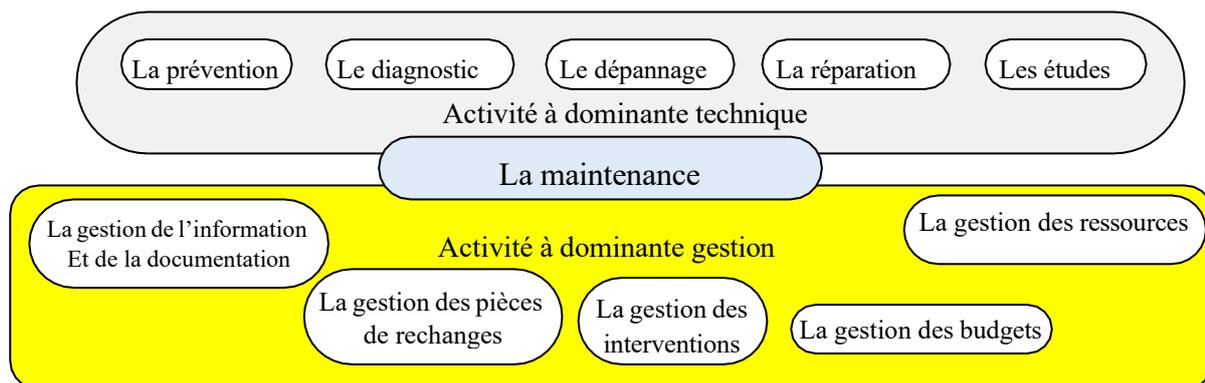


Figure I. 1: action de maintenance.

I.2.2 Objectifs de la maintenance

La maintenance joue un rôle stratégique dans la performance globale d'une entreprise. Elle vise à garantir la disponibilité, la fiabilité et la sécurité des équipements tout en optimisant

les coûts et en assurant la qualité des produits ou services. Les principaux objectifs de la maintenance sont les suivants [2]:

- Réduire les interruptions de service : Limiter le nombre et la durée des pannes accidentelles afin d'assurer la continuité des opérations.
- Assurer la fiabilité des équipements : Maintenir les machines et installations en bon état de fonctionnement pour prévenir les défaillances imprévues.
- Optimiser les coûts d'exploitation : Minimiser les dépenses liées à la maintenance en adoptant des stratégies préventives et conditionnelles efficaces.
- Améliorer la qualité des produits : Veiller à ce que les équipements produisent des biens ou services conformes aux normes de qualité requises.
- Prolonger la durée de vie des équipements : Mettre en œuvre des actions de maintenance qui retardent l'usure et le vieillissement des installations.
- Garantir la sécurité des personnes et des biens : Assurer un environnement de travail sûr en évitant les accidents liés à des défaillances techniques.

I.2.3 Les Différentes Formes De Maintenance

Le choix d'une méthode de maintenance s'inscrit dans une politique globale définie par l'entreprise. Cette décision stratégique doit être prise en cohérence avec les objectifs généraux de la direction ainsi que les orientations spécifiques en matière de gestion des actifs et de continuité de service[2].

- Pour opter pour une forme de maintenance adaptée, plusieurs facteurs doivent être pris en considération :
 - Les objectifs fixés par la direction ;
 - La stratégie globale de maintenance adoptée ;
 - Les caractéristiques techniques et le fonctionnement des équipements concernés ;
 - Le comportement des installations en phase d'exploitation (fréquence des pannes, gravité, etc.) ;
 - Les conditions d'application de chaque méthode (ressources humaines, temps d'intervention, etc.) ;
 - Les coûts directs de la maintenance (préventive, corrective, etc.) ;

Les coûts indirects liés aux pertes de production ou à l’immobilisation des équipements.

Selon la norme NF EN 13306, les formes de maintenance peuvent être classifiées comme illustré dans la figure 2. Cette norme propose une structuration claire des différentes approches de maintenance en fonction de leur nature, qu’elles soient correctives, préventives (systématiques ou conditionnelles), ou encore prédictives.

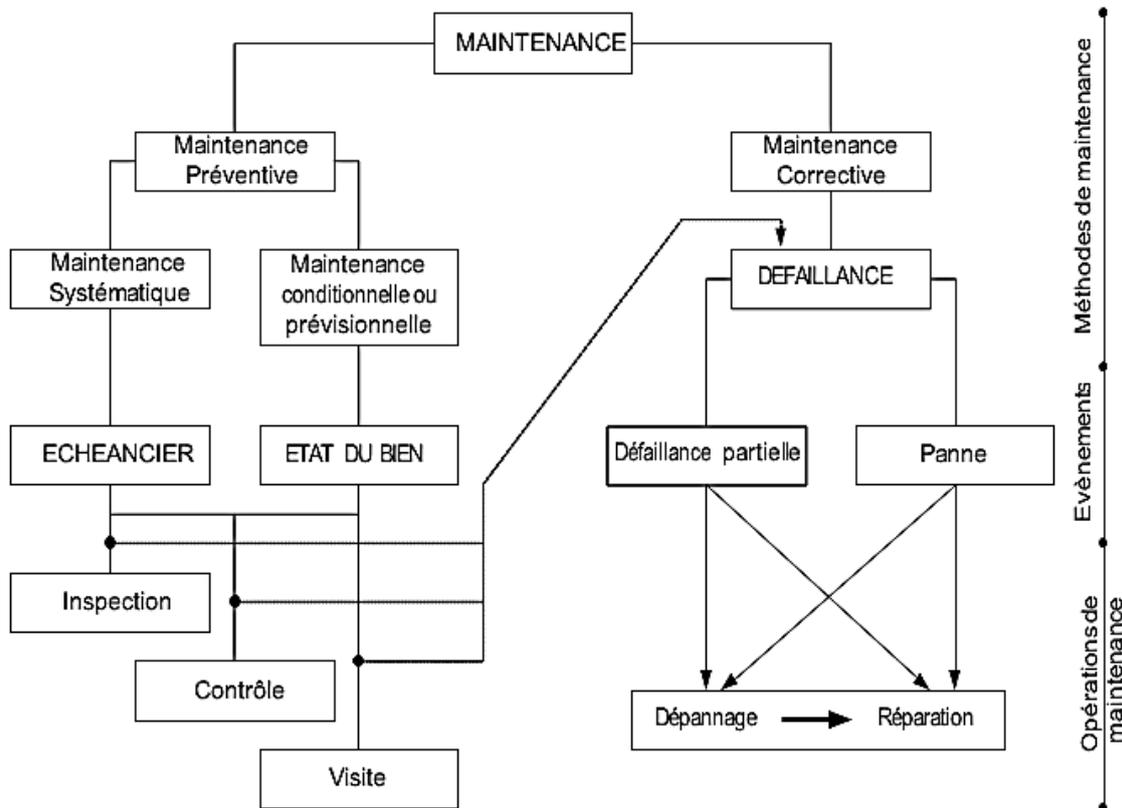


Figure I. 2: Différents types des machines tournantes.

I.2.4 Niveaux de maintenance

La maintenance industrielle est structurée en cinq niveaux, classés par ordre croissant de complexité. Cette classification permet de déterminer les compétences requises, les moyens nécessaires et le degré d'externalisation éventuelle pour chaque type d'intervention[2]

Niveau	Nature	Personnel	Moyens
--------	--------	-----------	--------

1^{er}	Réglages simples au moyen d'éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement (dégagement d'un Produit coincé, voyants, fusibles).	Opérateur	Outillage léger défini dans la notice d'utilisation.
2^{ème}	Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations mineures de maintenance préventive (graissages).	Technicien habilité.	Outillage de base et pièces de rechange sur place.
3^{ème}	Identification et diagnostic de pannes, réparations par échange de composants (remplacement d'une clavette).	Technicien spécialisé.	Outillage prévu et appareils de mesure.
4^{ème}	Travaux importants de maintenance corrective ou préventive sauf rénovation et reconstruction (remplacement d'un coffret Électrique).	Equipe disposant d'un encadrement technique spécialisé.	Outillage spécifique.
5^{ème}	Rénovation, reconstruction ou réparations importantes (mise en conformité).	Atelier central de maintenance, sous-traitance, constructeur.	Moyens proches de ceux de la fabrication.

Tableau I. 1: niveaux de maintenance.

I.3 Machines tournantes

I.3.1 Définition

Dans le monde industriel, les machines tournantes jouent un rôle crucial dans de nombreux processus de production. Que ce soit dans la génération d'énergie, le pompage de fluides ou la ventilation, ces machines sont omniprésentes et essentielles.

C'est un ensemble mécanique constitué d'une structure fixe stator lié par une liaison pivot à un élément mobile tournant rotor.

Les machines tournantes sont classées en trois catégories principales suivant le schéma ci-dessous

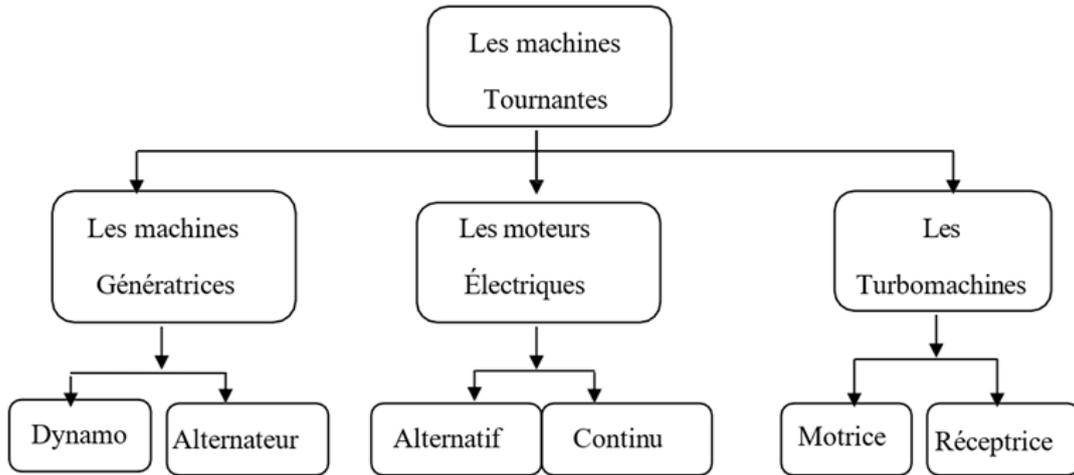


Figure I. 3: Différents types des machines tournantes.

I.3.2 L'analyse vibratoire des machines tournantes

L'analyse vibratoire est une technique de maintenance conditionnelle qui permet de surveiller l'état de santé des machines tournantes en mesurant et en interprétant les vibrations mécaniques. Elle est essentielle pour détecter précocement des défauts mécaniques et prévenir des pannes coûteuses.

Chaque composant d'une machine tournante génère des signatures vibratoires spécifiques. Une variation anormale de ces vibrations peut indiquer des problèmes

Pour faciliter l'interprétation de ces mesures, des normes internationales telles que l'ISO 10816 (ou ISO 20816 dans sa version récente) définissent des seuils vibratoires admissibles en fonction du type de machine, de sa puissance et de son mode de fixation. Par ailleurs, la norme ISO 2372 fournit une classification vibratoire des machines selon leur état de fonctionnement, présentée dans le tableau suivant[3].

CLASSEMENT PAR TAILLE DE MACHINE					
Petite (inférieur à 15kw)		Moyenne (entre 15kw-75 kw)		Grande (supérieur a 75 kw)	
Vitesse mm/s RMS	L'état	Vitesse mm/s RMS	L'état	Vitesse mm/s RMS	L'état
0,28	A	0,28	A	0,28	A
0,45					
0,71					
1,12					
1,80	B	1,80	B	1,80	A
2,80					
4,50	C	4,50	C	4,50	B
7,10					
11,20					
18,00	D	18,00	D	18,00	C
28,00					
45,00					

Figure I. 4: Tableau de classement des machines.

Classe vibratoire	État de la machine
A	Bon
B	Acceptable
C	Encore acceptable (surveillance recommandée)
D	Non acceptable (action immédiate requise)

I.3.3 Détection des Défauts par l'Analyse Vibratoire

L'analyse vibratoire est une méthode efficace de maintenance conditionnelle permettant de détecter précocement divers défauts mécaniques dans les machines tournantes. Chaque type de défaut génère une signature vibratoire spécifique, identifiable par analyse spectrale. Voici quelques-uns des principaux défauts détectables ainsi que leurs signatures vibratoires [4]:

I.3.3.1 Balourd (Im balance)

Le balourd mécanique résulte d'une répartition non homogène de la masse autour de l'axe de rotation : l'axe d'inertie de l'arbre ne coïncide pas avec son axe de rotation. Ce déséquilibre engendre des forces centrifuges provoquant des vibrations à la fréquence de rotation [4].

Trois types de balourd peuvent être identifiés

- **Balourd statique** : l'axe d'inertie de l'arbre est parallèle à l'axe de rotation, mais décalé.
- **Balourd de couple** : l'axe d'inertie n'est pas colinéaire à l'axe de rotation, les deux axes formant un angle.
- **Balourd dynamique** : combinaison des deux précédents ; c'est le cas le plus fréquent en pratique.

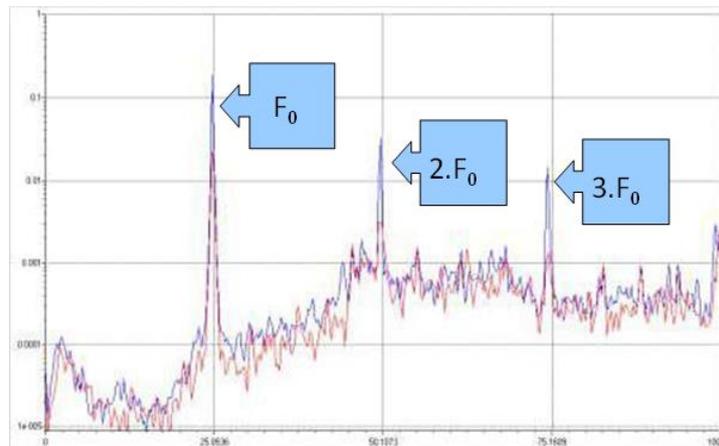


Figure I. 5: spectre typologique de balourd.

I.3.3.2 Le déalignage (Mis-alignment)

Le défaut de lignage (désalignement) est dû au non coïncidence des axes de rotation de 2 machines accouplées. Selon les positions géométriques des deux axes, on distingue 3 types de désalignement [4] :

- **Désalignement parallèle** : les axes de rotation sont parallèles mais décalés latéralement (défaut de concentricité).

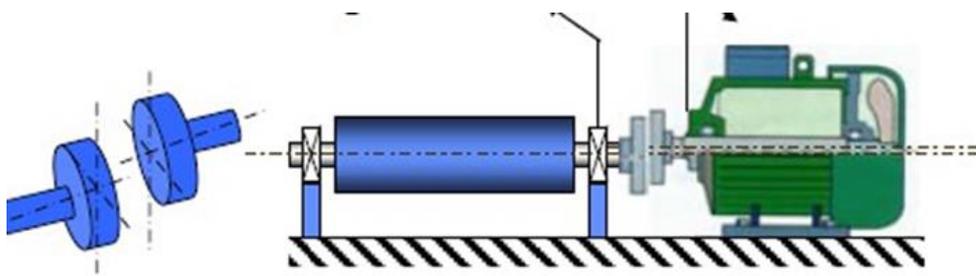


Figure I. 6: Désalignement Parallèle.

- **Désalignement angulaire** : les axes forment un angle (défaut de parallélisme).

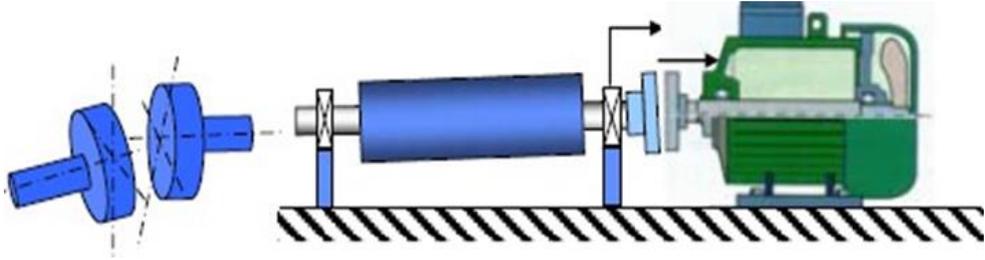


Figure I. 7: Désalignement angulaire.

- **Désalignement combiné** : Combinaison des deux précédents.

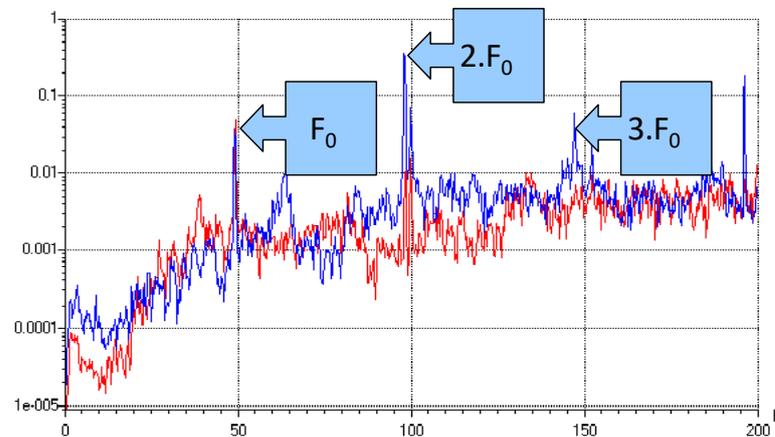


Figure I. 8: spectre typologique de désalignement.

I.3.3.3 Les différents défauts liés aux engrenages

Les engrenages sont des éléments mécaniques essentiels assurant la transmission de puissance entre deux arbres, avec ou sans réduction de vitesse. Leur bon fonctionnement dépend fortement de la précision de leur fabrication, de leur alignement et de leur état d'usure. L'analyse vibratoire permet de détecter les défauts les plus courants à partir des signatures fréquentielles caractéristiques.

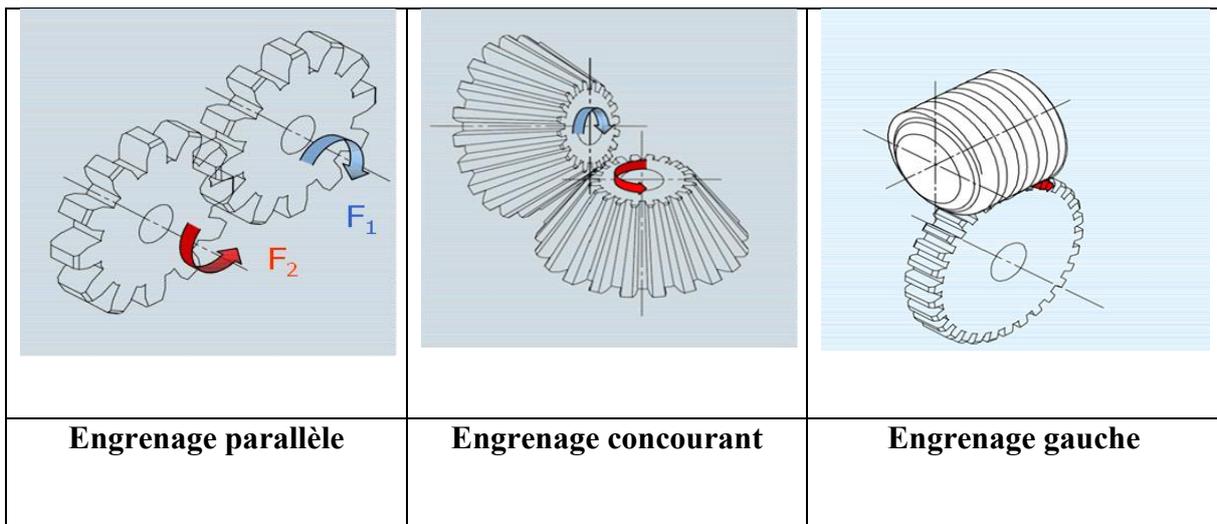


Figure I. 9: différentes classes d'engrenage.

La figure 10 Représente un spectre de vibratoire d'un engrenage sain

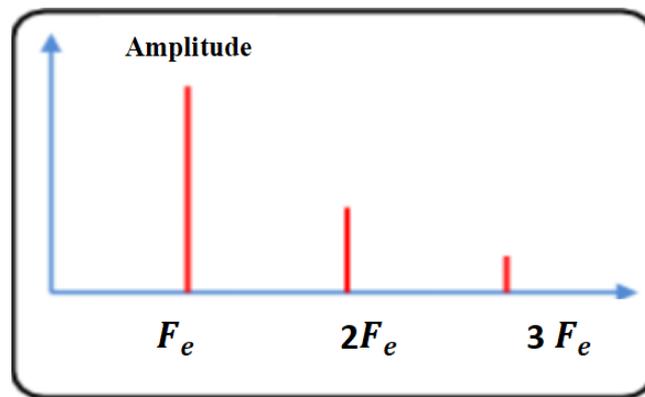


Figure I. 10: Spectre vibratoire d'un engrenage sain.

Voici un tableau synthétique qui résume les signatures vibratoires caractéristiques de certains défauts d'engrenages

Défaut identifié	Manifestation physique	Signature vibratoire caractéristique	Spectre typologique
------------------	------------------------	--------------------------------------	---------------------

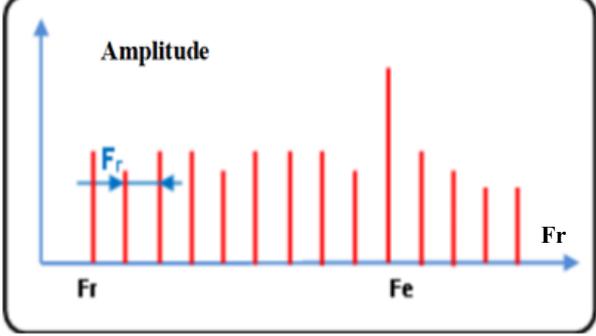
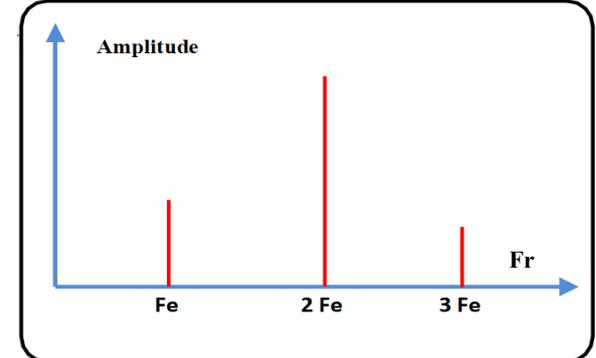
<p>Dent détériorée</p>	<p>Choc dur à chaque tour du pignon concerné</p>	<p>Peigne de raies à harmoniques de la fréquence de rotation du pignon détérioré (Fr, $2Fr$, $3Fr$, ...)</p>	
<p>Jeu insuffisant (entraxe trop faible)</p>	<p>Engagement forcé en fond de denture → usure bilatérale des dents</p>	<p>Raie prépondérante à $2.Fe$ (deux fois la fréquence d'engrènement), affaiblissement de la raie à Fe</p>	

Tableau I. 2: certains défauts d'engrenages.

I.3.3.4 Défaut de Roulement

Les roulements sont des composants essentiels dans les machines tournantes, et leur défaillance peut entraîner des arrêts de production coûteux. L'analyse vibratoire permet de détecter précocement les défauts internes des roulements en identifiant des signatures spécifiques dans le spectre de vibration. Les défauts les plus courants concernent la bague intérieure, la bague extérieure et les éléments roulants (billes ou rouleaux) [5].

Le tableau ci-dessous présente les principaux défauts de roulement avec leurs manifestations physiques et signatures vibratoires associées [5]:

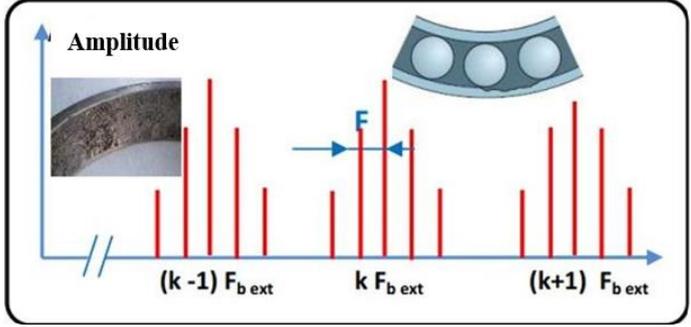
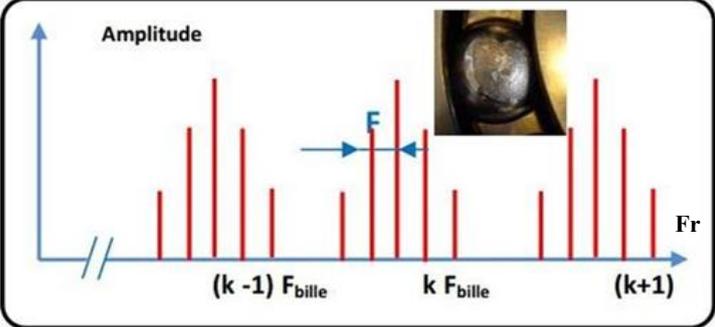
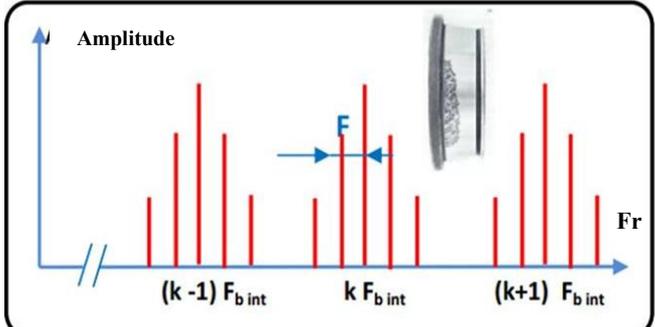
<p>Défaut de bague intérieure</p>	
<p>Défaut des éléments roulants</p>	
<p>Défaut de bague extérieur</p>	

Tableau I. 3: Spectres typologiques des défauts roulement.

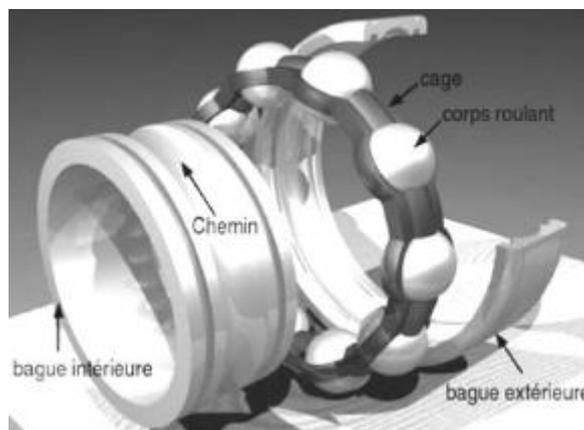


Figure I. 11: Vue éclat des éléments constitutifs d'un roulement a une rangée de billes. [6].

Abréviation	Nom complet (FR)	Description	Formule
FTF	Fréquence fondamentale du train de rouleaux (cage)	Fréquence de rotation de la cage	$FTF = \frac{RPM}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \beta \right)$
BSF	Fréquence de rotation des éléments roulants	Fréquence circulaire de chaque élément roulant lorsqu'il tourne sur lui-même	$BSF = RPM \cdot \frac{D_p}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_p} \cos \beta \right)^2 \right]$
BPFO	Fréquence de passage des billes sur la bague extérieure	Fréquence générée lorsque les éléments roulants passent sur un défaut de la bague extérieure	$BPFO = RPM \cdot \frac{n}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cos \beta \right)$
BPMI	Fréquence de passage des billes sur la bague intérieure	Fréquence générée lorsque les éléments roulants passent sur un défaut de la bague intérieure	$BPMI = RPM \cdot \frac{n}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cos \beta \right)$

Tableau I. 4:calcul de défauts de roulements.

Où :

d : diamètre de bille;

n : nombre de billes;

β : angle de contact;

D_p : diamètre de primitive;

I.4 La surveillance des machines tournantes

La surveillance des machines tournantes est une pratique essentielle pour prévenir les pannes et optimiser la maintenance. Elle repose sur l'analyse de divers indicateurs mesurables en fonctionnement, permettant d'évaluer l'état et les performances d'un équipement. Ces indicateurs incluent notamment les vibrations, la température, les paramètres de lubrification, les signaux électriques, ainsi que les pressions et débits dans les circuits. Parmi les méthodes de surveillance, on distingue :

- La surveillance périodique avec des relevés à intervalles réguliers ;
- La surveillance continue via des capteurs en temps réel ;
- La surveillance à distance grâce aux technologies connectées.

L'évolution des indicateurs permet de détecter l'apparition ou l'aggravation de défauts facilitant ainsi une maintenance proactive et réduisant les arrêts non planifiés. Cette approche contribue significativement à l'amélioration de la fiabilité, de la sécurité, et de la performance des systèmes industriels.

I.4.1 Différents outils de diagnostic et de surveillance vibratoire

La surveillance vibratoire est une méthode clé pour évaluer l'état des machines tournantes et anticiper les défaillances. Elle repose sur l'analyse des signaux vibratoires captés en fonctionnement, permettant de détecter précocement les anomalies mécaniques. Deux grandes familles d'outils sont utilisées :

- Les indicateurs scalaires
- Les outils d'analyse fréquentielle

I.4.1.1 La surveillance par les indicateurs scalaire

La surveillance vibratoire repose largement sur l'exploitation d'indicateurs scalaires, qui permettent une détection simple et rapide des défauts dans les machines tournantes. Ces indicateurs sont calculés à partir des signaux vibratoires et fournissent une première estimation de l'état de fonctionnement de l'équipement.

Ces indicateurs ne permettent pas de localiser précisément les défauts, mais ils constituent un excellent outil de pré-diagnostic[7]. Ils sont souvent utilisés comme seuils d'alerte dans les systèmes de maintenance conditionnelle

Indicateur	Formule	Utilité / Remarques
------------	---------	---------------------

Kurtosis	$Kurtosis = \frac{M_4(s(t))}{M_2^2(s(t))} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} (s(t) - \tilde{s})^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} (s(t) - \tilde{s})^2 \right)^2}$	Très sensible aux impulsions ; utile pour détecter les défauts localisés comme les fissures ou chocs[8].
Facteur de Crête (FC)	$\text{Facteur de Crête} = \frac{\max S(k) }{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N_e} S_k^2}}$	Reflète le caractère impulsif du signal. Pertinent si FC > 6 [8].
Centre de Gravité Spectrale	$CGS = \frac{\int f \cdot L(f) df}{\int L(f) df}$	Représente la fréquence moyenne pondérée ; sensible à l'évolution spectrale de l'énergie vibratoire.
Valeur efficace (RMS)	$V_{\text{efficace}} = V_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N_e} x(n)^2}$	Mesure globale de l'énergie vibratoire. Peu sensible aux défauts localisés (masquage possible) [7].
Crête-à-Crête (C-à-C)	$C\text{-à-C} = \text{Sup}(S) - \text{Inf}(S)$	Évalue l'amplitude totale du signal. Simple à calculer.
Valeur crête	$\text{Valeur crête} = \sup S(t) $	S(t)
Facteur K	$\text{Facteur } K = \text{Valeur crête} \times \text{Valeur efficace}$ $\text{Facteur } K = \sup S_k \times \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{k=1}^{N_e} S(k)^2}$	Combine amplitude maximale et énergie globale ; utile pour renforcer la détection des défauts naissants.

Tableau I. 5: Indicateurs scalaires couramment utilisés en surveillance vibratoire.

I.4.1.2 Les outils de diagnostic vibratoire

Le diagnostic vibratoire repose sur l'analyse approfondie des signaux issus du comportement dynamique des machines tournantes. Plusieurs outils mathématiques et techniques ont été développés pour identifier, localiser et caractériser les défauts mécaniques. Voici les principales méthodes utilisées :

- **Analyse spectrale :**

Cette méthode permet de détecter des anomalies en identifiant des fréquences spécifiques dans un signal. Introduite par Fourier en 1822, elle repose sur la transformée de Fourier, qui convertit un signal du domaine temporel au domaine fréquentiel. Elle est largement utilisée pour le diagnostic vibratoire des machines tournantes. La transformée de Fourier rapide est donnée par l'expression suivante[9].

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot e^{-2\pi ift} dt$$

Où $s(t)$ est le signal temporel, f la fréquence, et $S(f)$ le spectre résultant

- **Analyse cepstrale :**

Principalement utilisée pour la détection des défauts d'engrenages et de roulements, cette technique repose sur la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre du signal. Elle permet de révéler des périodicités cachées dans un spectre et est particulièrement efficace pour identifier des défauts récurrents

$$C(s(t)) = \mathcal{F}^{-1} \left[\log(\mathcal{F}\{s(t)\}) \right]$$

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

Cette méthode se révèle particulièrement performante pour détecter les défauts périodiques, notamment ceux affectant les engrenages, en mettant en avant les intervalles entre les harmoniques d'un spectre. Elle est efficace aussi bien à haute qu'à basse vitesse de rotation.

- **Analyse d'enveloppe (HFRT - High Frequency Resonance Technique):**

L'analyse d'enveloppe est utilisée pour extraire des signaux faibles masqués dans des bandes de résonance structurelle. Basée sur la transformée de Hilbert, cette technique permet de détecter les défauts localisés tels que les fissures ou l'écaillage dans les roulements. Elle est également plus robuste face au bruit et aux variations aléatoires de vitesse. Elle s'avère complémentaire à l'analyse cepstrale.

- **Transformée en ondelettes :**

Développée par J. Morlet en 1980, cette technique analyse les signaux en les décomposant en ondelettes, qui offrent une meilleure représentation des phénomènes transitoires que la transformée de Fourier [10]. On distingue.

- **La transformée en ondelettes continue (CWT)** : qui fournit une analyse détaillée des variations du signal.

$$CWT(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot \varphi^* \left(\frac{t-b}{a} \right) dt$$

Où :

- $s(t)$ est le signal à analyser,
 - $\psi(t)$ est l'ondelette mère,
 - a est le paramètre d'échelle (dilatation),
 - b est le paramètre de translation (décalage),
 - ψ^* représente le conjugué complexe de ψ
- **La transformée en ondelettes discrète (DWT)** : qui permet un traitement plus rapide et efficace des données.

$$DWT(m,n) = 2^{\left(\frac{-m}{2}\right)} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot \varphi^* (2^m t - n) dt$$

- **Analyse cyclo stationnaire :**

Cette approche, issue des télécommunications, exploite les propriétés périodiques des signaux des machines tournantes. Grâce à la corrélation spectrale, elle permet une détection précoce des défauts en mettant en évidence les liens entre les différentes composantes du signal, notamment dans l'analyse des engrenages et des roulements [11].

I.5 Le Boîtage des Pieds (Soft Foot)

Dans le domaine de la maintenance des machines tournantes, le boîtage des pieds, ou "Soft Foot", représente une anomalie mécanique fréquemment rencontrée mais souvent sous-estimée. Ce phénomène survient lorsque l'un ou plusieurs pieds d'une machine n'établissent pas un contact uniforme avec la surface de montage, entraînant une instabilité structurelle. Cette condition peut induire des déformations du bâti, des désalignements, des vibrations accrues, ainsi qu'une usure prématurée des composants mécaniques. La détection et la correction du boîtage des pieds sont donc essentielles pour assurer la fiabilité et la performance des équipements industriels.

I.5.1 Définition

Le boîtage des pieds désigne un état où les pieds d'une machine ne sont pas en contact homogène avec leur surface d'appui. Cela peut être causé par [12] :

- Des différences de hauteur entre les pieds.
- Une surface de montage inégale.
- Une déformation du châssis ou de la base.
- Des contraintes mécaniques externes.

I.5.2 Effets du Boîtage des Pieds

Le boîtage des pieds peut avoir des conséquences significatives sur le fonctionnement des machines tournantes. Ses effets principaux se manifestent à plusieurs niveaux :

- **Désalignement de l'arbre** : Un contact inégal des pieds peut provoquer une torsion du châssis, affectant l'alignement de l'arbre de transmission.
- **Augmentation des vibrations** : Une base instable entraîne des vibrations excessives, nuisibles aux composants mécaniques.
- **Usure prématurée des roulements et joints** : Le désalignement génère des charges inégales sur les roulements, réduisant leur durée de vie.
- **Augmentation des coûts de maintenance** : Les pannes prématurées nécessitent des réparations plus fréquentes et coûteuses.
- **Fuites et défaillances de fixation** : Le boîtage des pieds peut causer des fuites aux joints mécaniques et endommager les fixations.

I.5.3 Types de Boîtage des Pieds

Le boîtage des pieds peut se manifester sous différentes formes, chacune ayant des causes spécifiques et nécessitant des méthodes de correction appropriées. Les principaux types de boîtage identifiés dans les machines tournantes sont les suivants [12]:

I.5.3.1 Boîtage parallèle

Ce type de boîtage se produit lorsque l'un des pieds de la machine ne touche pas la surface de base, créant un espace parallèle entre le pied et la base. Cela peut être dû à un pied trop court, à une base non coplanaire ou à l'absence de cales sous un ou plusieurs pieds. Lors du serrage des boulons, la structure de la machine se déforme pour compenser le déséquilibre, entraînant des problèmes d'alignement.

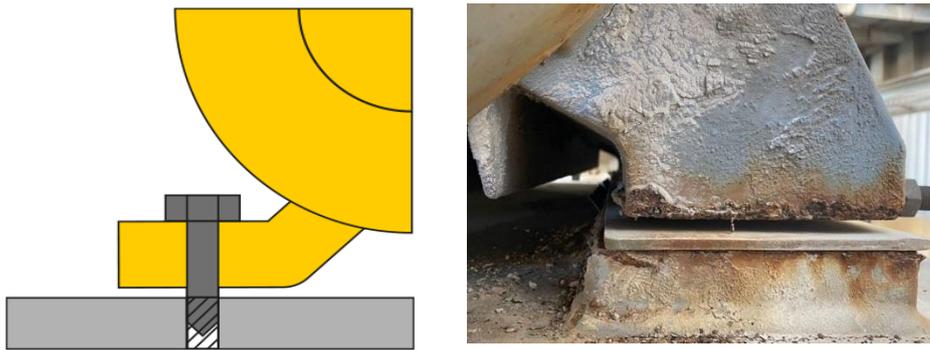


Figure I. 12: un boîtage parallèle.

- ✓ **Solution** : Ajouter des cales appropriées sous les pieds concernés pour éliminer l'espace et stabiliser la machine. Il est recommandé d'utiliser le moins de cales possible, idéalement pas plus de quatre, pour éviter un effet de ressort.

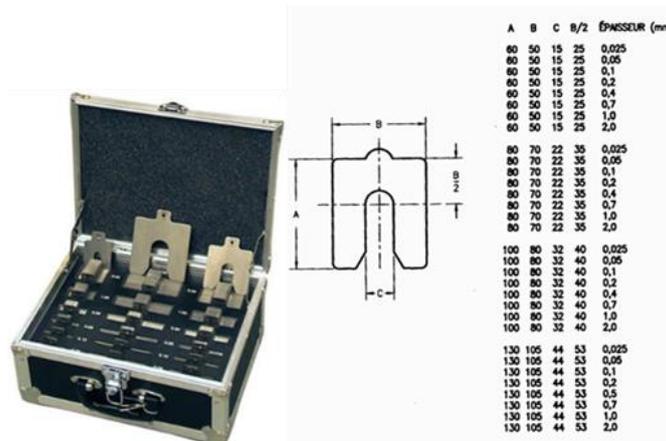


Figure I. 13: Cales utilisées pour la correction du boîtage des pieds.

I.5.3.2 Boîtage angulaire

Le boîtage angulaire survient lorsque la surface inférieure d'un pied forme un angle par rapport à la base, entraînant un contact partiel. Cela peut résulter d'une déformation du pied, d'une base mal usinée ou d'un défaut d'alignement angulaire vertical. Lors du serrage, la machine subit une torsion, compromettant la stabilité structurale de la machine.

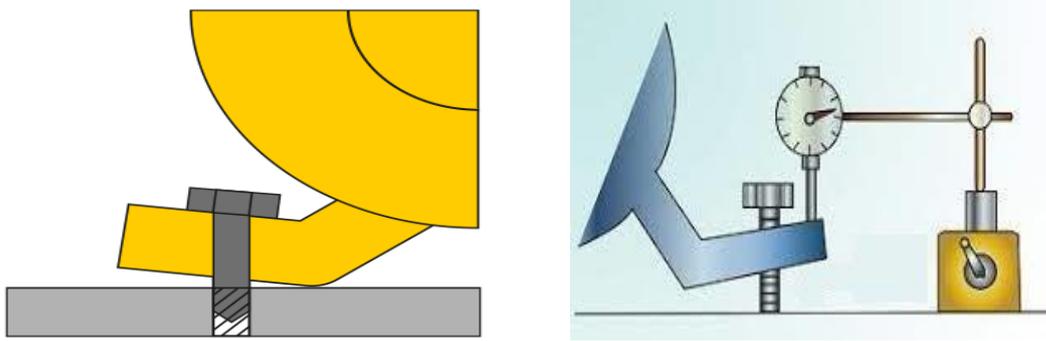


Figure I. 14: un boitage angulaire.

- ✓ **Solution** : Le meilleur moyen de remédier à ce problème est de réuser les pieds. Si ce n'est pas possible, le calage en escalier peut être envisagé (même s'il est préférable de l'éviter).

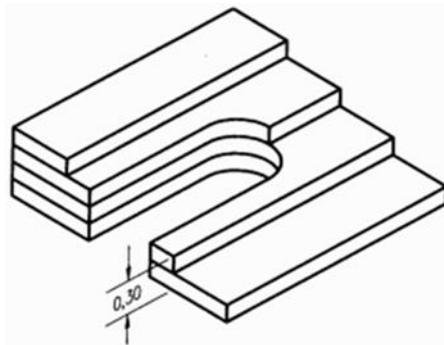


Figure I. 15: un montage étagé.

I.5.3.3 Boitage induit

Le boitage induit ou induced soft foot, est une anomalie mécanique qui survient lorsque des forces externes appliquent des contraintes sur le bâti d'une machine, provoquant une déformation de sa structure. Contrairement aux autres types de boitage, cette déformation n'est pas due à un défaut physique des pieds ou de la surface d'appui, mais

résulte de tensions externes qui altèrent l'intégrité structurelle de la machine. Ces contraintes peuvent provenir de divers éléments, tels que :

- Des tuyauteries rigides mal alignées ou sous tension.
- Des connexions électriques ou mécaniques imposant des forces latérales.
- Des accouplements rigides mal ajustés.
- Des supports ou structures adjacentes exerçant une pression sur la machine.

Ces forces externes peuvent induire une déformation du bâti, même si les pieds de la machine sont correctement alignés et en contact avec la base. Cette situation peut entraîner des désalignements internes, des vibrations excessives et une usure prématurée des composants mécaniques.

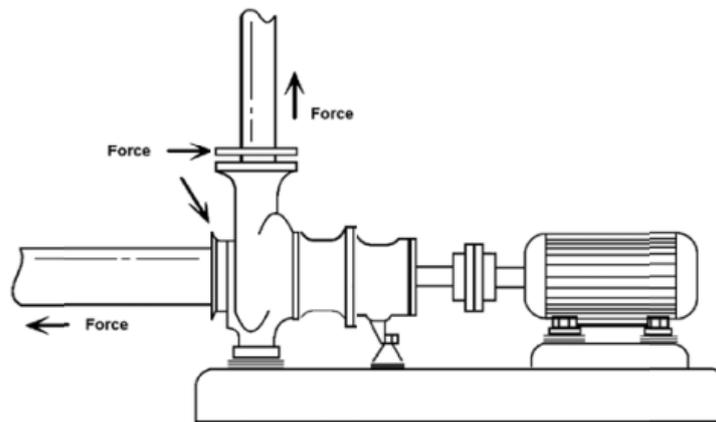


Figure I. 16:Boîitage induit causé par des forces externes sur la machine.

- ✓ **Solution** : La correction du boîitage induit implique l'élimination ou la réduction des forces externes responsables des déformations.

Les actions recommandées incluent :

- **Révision des connexions externes** : Assurer que les tuyauteries, câbles et supports est correctement alignés et ne transmettent pas de contraintes à la machine.
- **Utilisation de compensateurs de dilatation** : Installer des dispositifs flexibles sur les tuyauteries pour absorber les mouvements thermiques ou mécaniques.
- **Vérification des accouplements** : S'assurer que les accouplements sont correctement alignés et qu'ils permettent une certaine flexibilité pour compenser les désalignements mineurs.

- **Inspection régulière** : Mettre en place un programme de maintenance préventive pour détecter et corriger rapidement les sources potentielles de contraintes externes.

I.5.4 Méthodes de Mesure du Boîtage des Pieds

La détection précise du boîtage des pieds est une étape essentielle pour prévenir des défaillances mécaniques. Plusieurs méthodes sont couramment utilisées pour identifier cette anomalie, allant des outils manuels simples aux systèmes d'alignement laser sophistiqués.

I.5.4.1 Utilisation de jauges d'épaisseur

Cette méthode traditionnelle consiste à insérer des jauges d'épaisseur sous chaque pied de la machine pour détecter la présence d'un espace libre. Si un espace supérieur à 0,08 mm est observé sous un pied lorsque les autres sont correctement serrés, cela indique un boîtage potentiel. Cette technique est particulièrement utile pour identifier les boîtages parallèles ou angulaires.

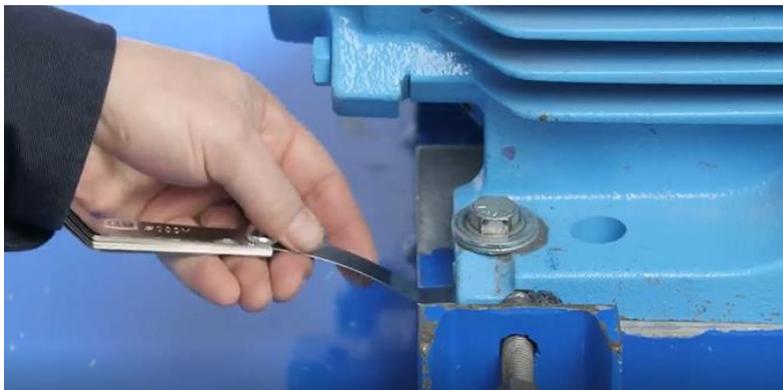


Figure I. 17: mesurer de boitage par jauges d'épaisseur.

I.5.4.2 Comparateurs à cadran

Les indicateurs à cadran permettent de mesurer avec précision les mouvements verticaux des pieds lors du desserrage et du resserrage des boulons de fixation. En plaçant un comparateur près de chaque pied, on peut observer les variations de position qui révèlent la présence d'un boîtage. Un déplacement supérieur à 0,08 mm est généralement considéré comme significatif et nécessite une correction.



Figure I. 18:mesurer de boitage par comparateur a cadran.

I.5.4.3 Systèmes d'alignement laser

Les systèmes d'alignement laser modernes intègrent des programmes spécifiques pour la détection du boitage des pieds. Ces outils mesurent les déplacements de l'arbre ou du châssis lors du relâchement progressif des pieds, fournissant des données précises sur la nature et l'ampleur du boitage.



Figure I. 19:mesurer de boitage par Systèmes d'alignement laser.

I.5.4.4 Analyse vibratoire

L'analyse des vibrations peut également être utilisée pour détecter un boitage des pieds, notamment lorsque la machine est en fonctionnement continu. En surveillant les variations d'amplitude des vibrations à la fréquence de rotation (1x, 2x et 3x) [1], on peut identifier des

anomalies caractéristiques d'un boîtage. Une diminution significative des vibrations lors du desserrage d'un pied suggère la présence d'un boîtage.



Figure I. 20: détection de boîtage par analyse vibratoire.

I.6 Synthèses bibliographies

L'analyse vibratoire constitue aujourd'hui l'un des outils les plus fiables pour la surveillance, le diagnostic et la maintenance prédictive des machines tournantes. De nombreuses études ont été consacrées à l'identification des défauts mécaniques à travers les signatures vibratoires, telles que le désalignement, les déséquilibres, les défauts de roulements ou encore les anomalies structurelles. Parmi ces défauts, le boîtage des pieds connu sous le nom de soft foot représente une source fréquente de perturbations dynamiques. Ce phénomène, souvent négligé, peut entraîner des désalignements, des charges mécaniques anormales et une usure prématurée des composants. L'analyse vibratoire permet non seulement de détecter ce type de désordre, mais aussi d'en quantifier l'impact sur le comportement global de la machine. Cette section présente une synthèse des travaux de recherche traitant de l'analyse vibratoire appliquée aux machines tournantes, avec un focus particulier sur le diagnostic du boîtage des pieds, en vue d'améliorer la fiabilité et la performance des installations industrielles.

L'article de S. Bruinsma et al. (2024)[13] présente un jeu de données expérimentales dédié à la surveillance vibratoire et électrique d'un ensemble moteur-pompe soumis à divers défauts mécaniques, dont le boîtage des pieds (soft foot). Ce dernier est simulé par l'insertion de cales sous deux pieds du moteur, provoquant une torsion du bâti et un désalignement rotor-

stator. L'étude utilise des accéléromètres, des capteurs de courant et de tension, ainsi qu'un variateur de fréquence pour tester différentes conditions de fonctionnement. Les données collectées permettent de distinguer clairement les signatures vibratoires associées au boîitage des pieds. Ces résultats offrent une base fiable pour entraîner des modèles de diagnostic par apprentissage automatique et améliorer la détection précoce des anomalies dans le cadre de la maintenance conditionnelle des machines tournantes.

L'ouvrage présenté par de William T. Thomson [14] traite de la surveillance vibratoire des moteurs à induction et des cas de désalignement d'arbres et de « soft foot ». Il met en évidence les causes des vibrations dans ces moteurs, notamment les forces électromagnétiques, les défauts mécaniques et les problèmes structurels. L'étude présente des analyses spectrales pour diagnostiquer divers défauts, tels que les roulements défectueux et les désalignements, et insiste sur l'importance d'un suivi régulier pour prévenir les pannes. Enfin, il propose des méthodes de correction, comme l'alignement laser et la surveillance conditionnelle, pour améliorer la fiabilité des moteurs industriels.

Cet article de T. Sunder Selwyn et S. Hemalatha [15] analyse la surveillance vibratoire et l'état de fonctionnement du générateur asynchrone d'une éolienne de 250 kW en Inde. Il identifie les causes des vibrations excessives, notamment le désalignement, les défauts de roulements et la configuration en porte-à-faux du générateur. Les mesures de vitesse, d'accélération et de déplacement révèlent des niveaux critiques de vibration, pouvant provoquer des pannes majeures. L'étude recommande l'optimisation de la surveillance conditionnelle et l'amélioration de la conception mécanique pour réduire les vibrations et améliorer la fiabilité de l'éolienne.

L'article de Jose Antonino-Daviu et al [16] explore une méthode alternative pour détecter les défauts mécaniques dans les moteurs à induction via l'analyse des courants transitoires. Il met en avant l'utilisation de la signature du courant au démarrage pour identifier des anomalies telles que le désalignement, le boitage des pieds et le balourd de l'accouplement. Grâce aux transformations temps-fréquence avancées, l'étude démontre que cette approche permet de repérer efficacement ces défauts, même dans des environnements où l'analyse vibratoire est difficile à mettre en place.

L'article de Yuichiro Kai et al. [17] explore l'effet des contraintes résiduelles sur les propriétés magnétiques des stators de machines tournantes. L'étude utilise la mesure de

contraintes par diffraction des rayons X pour analyser la distribution des contraintes résiduelles dans le noyau du stator. Les résultats montrent que ces contraintes varient selon les composants et qu'elles altèrent les propriétés magnétiques des tôles électriques, augmentant ainsi les pertes magnétiques. L'article souligne l'importance d'intégrer ces effets dans la conception des machines électriques pour améliorer leur performance et leur fiabilité.

L'article d'Adnan Althubaiti et al. [18] présente une revue sur le diagnostic des défauts et la gestion de l'état de santé des roulements dans les machines tournantes via l'analyse vibratoire. L'étude explore les techniques de surveillance conditionnelle basées sur le domaine temporel et fréquentiel, ainsi que l'application des algorithmes d'apprentissage automatique, incluant les réseaux de neurones et l'apprentissage profond. Les résultats montrent que ces méthodes permettent d'améliorer la détection précoce des défauts et l'estimation de la durée de vie restante (RUL), bien que leur efficacité dépende du type de machine et des conditions d'exploitation.

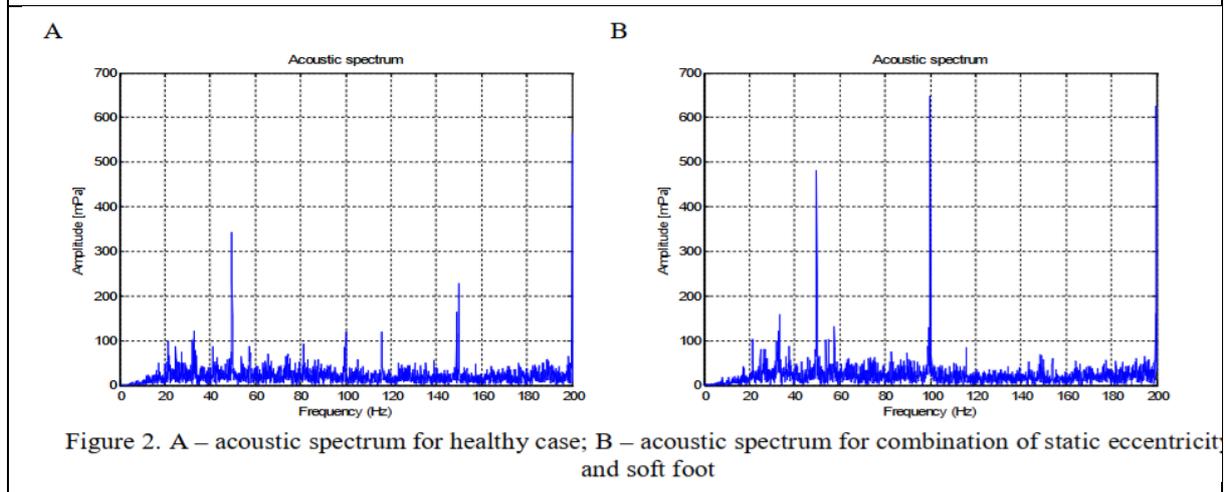
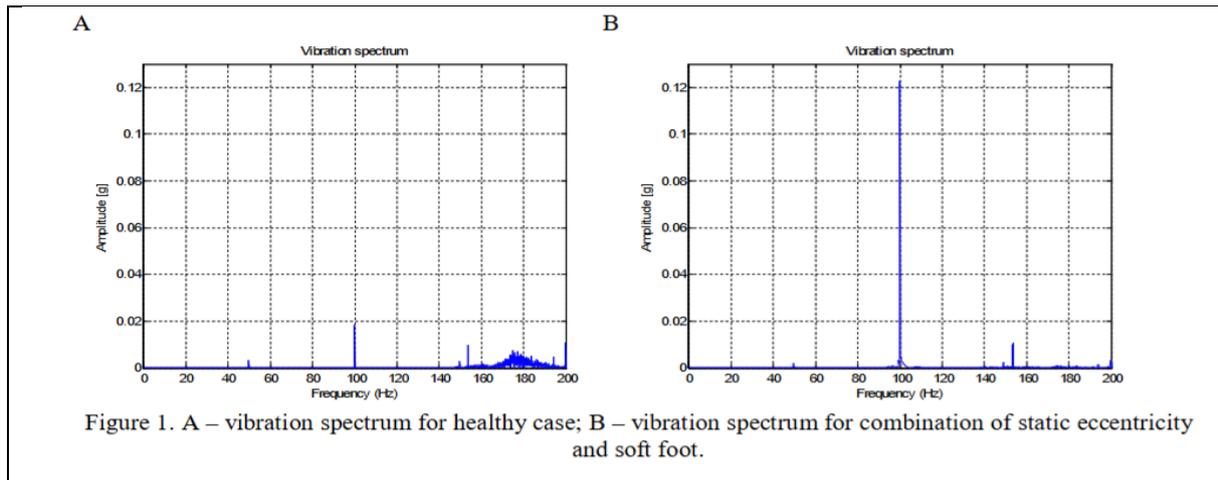
L'article d'U. Werner [19] présente un modèle de vibration planaire pour l'analyse des vibrations naturelles des machines électriques montées sur des fondations souples. Il propose un modèle simplifié à masse unique permettant de calculer les vibrations transversales de ces machines. L'étude compare les résultats du modèle analytique avec ceux obtenus par la méthode des éléments finis, montrant une bonne corrélation. L'article met en évidence l'influence de la surface de contact entre les pieds de la machine et la fondation sur les vibrations naturelles, soulignant l'importance de la rigidité de la fondation pour éviter les résonances.

L'article de Paweł Pawlik [20] explore l'évaluation de l'état technique des machines fonctionnant sous charge variable à l'aide de paramètres statistiques uniques. L'étude utilise l'analyse d'ordre pour synchroniser les vibrations avec la vitesse de rotation et identifier les défauts comme le boitage des pieds et le désalignement. Les tests en laboratoire montrent que la charge influence significativement les amplitudes vibratoires, rendant l'analyse traditionnelle moins fiable. L'article propose des paramètres statistiques spécifiques pour compenser ces variations et améliorer le diagnostic des machines sous conditions instables.

L'article de Maciej Orman et Cajetan Pinto [21] explore l'analyse acoustique des moteurs électriques en milieu industriel bruyant. L'étude compare les mesures acoustiques avec l'analyse vibratoire pour le suivi de l'état des moteurs. Une caméra acoustique équipée de 48 microphones a été utilisée pour localiser les sources sonores et isoler les défauts des bruits

ambiants. Les résultats démontrent que l'analyse acoustique, combinée à l'holographie acoustique, permet de détecter des anomalies telles que l'excentricité statique et le désalignement, constituant ainsi une alternative efficace à la surveillance vibratoire traditionnelle.

Les deux figures ci-dessous présentent les spectres vibratoires et acoustiques dans deux situations : en condition normale et en présence de boîtage des pieds.



L'article de Naseel Ibnu Azeez et Ashwin Chandy Alex [22] explore l'analyse des signatures vibratoires pour la détection des défauts des roulements à éléments roulants. L'étude compare les méthodes d'analyse dans les domaines temporel et fréquentiel pour le suivi de l'état des roulements. L'analyse des vibrations repose sur l'identification des signatures spécifiques générées par les défauts, telles que les fissures ou l'usure des surfaces de contact. Les résultats montrent que l'analyse vibratoire, combinée aux traitements du signal comme la transformée de Fourier et l'enveloppement, permet de détecter les défauts à un stade précoce, offrant ainsi une solution efficace pour la maintenance prédictive des machines tournantes.

L'article de X. Milisen et V. Lenaerts [23] explore la détection des défauts des roulements par analyse vibratoire. L'étude compare la méthode de l'enveloppe, la transformée en ondelettes et la décomposition en valeurs singulières (SVD). La méthode de l'enveloppe extrait la modulation d'amplitude des vibrations pour identifier les défauts. La transformée en ondelettes permet d'analyser les signaux non stationnaires, mais ses résultats sont flous. La SVD améliore cette analyse en isolant les composantes dominantes, offrant une alternative efficace à la surveillance vibratoire classique.

L'article de C. Benchaabane et al. [24] explore la détection des défauts d'engrenages par analyse vibratoire. L'étude compare les indicateurs scalaires tels que le kurtosis, le facteur de crête et le RMS pour diagnostiquer l'écaillage des dents. Des expériences sur banc d'essai montrent que le kurtosis est le plus sensible aux chocs, mais sa fiabilité diminue en présence de plusieurs défauts. Le facteur de crête et le RMS complètent l'analyse en mesurant l'énergie du signal. Les résultats confirment l'influence du graissage et de la charge sur la détection des défauts, validant l'approche expérimentale.

L'article de Mohamad Hazwan Mohd Ghazali et Wan Rahiman [25] explore l'analyse vibratoire pour la surveillance et le diagnostic des machines. L'étude examine les méthodes d'acquisition des données, le traitement des signaux et la reconnaissance des défauts à l'aide de l'intelligence artificielle. L'accent est mis sur l'utilisation des capteurs, des techniques de transformation du signal (FFT, ondelettes, HHT) et des algorithmes d'apprentissage profond. Les résultats montrent que l'intégration des approches statistiques et du deep learning améliore la précision du diagnostic et permet une détection précoce des pannes.

L'article de R. Younes et al. [26] Traite du diagnostic des défauts des machines tournantes en utilisant une approche vibro-acoustique. Il explore la perception sonore pour améliorer la détection des défauts des roulements et engrenages. L'étude optimise les indicateurs vibratoires comme le kurtosis et le facteur de crête. Des tests expérimentaux ont été réalisés pour établir une corrélation entre vibrations et sons perçus. L'objectif est d'identifier efficacement les défauts malgré les bruits parasites.

I.7 Conclusion

Ce chapitre a permis d'établir les fondements nécessaires à la compréhension du phénomène de boîtage des pieds dans les machines tournantes, en s'appuyant sur une approche théorique et bibliographique structurée.

Dans un premier temps, nous avons présenté les notions clés liées à la maintenance industrielle, en soulignant l'importance de la maintenance préventive pour assurer la fiabilité, la disponibilité et la longévité des équipements. Nous avons ensuite détaillé les méthodes de surveillance des machines tournantes, en mettant en évidence le rôle central de l'analyse vibratoire dans la détection précoce des anomalies mécaniques.

Une attention particulière a été portée au boîtage des pieds, une anomalie souvent négligée mais aux effets potentiellement critiques sur le comportement dynamique des machines. Nous avons décrit ses différentes formes, ses causes, ses conséquences et les méthodes de diagnostic associées, notamment par des outils vibratoires et des systèmes d'alignement modernes.

Cette revue constitue ainsi un socle théorique solide pour la suite de notre travail, qui portera sur l'analyse expérimentale du boîtage des pieds. Les prochaines étapes viseront à simuler ce phénomène en conditions contrôlées, à quantifier ses effets et à proposer des pistes d'optimisation pour en limiter l'impact dans un contexte industriel.

Chapitre II : Analyse Statique du Boitage des Pieds dans les Machines Tournantes

II.1 Introduction

Le boitage des pieds est un problème courant lors de l'installation des machines tournantes. Il survient lorsqu'un ou plusieurs pieds de la machine ne reposent pas correctement sur la fondation. Ce défaut peut être causé par un mauvais montage, des contraintes résiduelles, des déformations de la structure ou des forces parasites dues à de mauvais raccordements ou à des modifications indésirables des connexions périphériques.

Ce déséquilibre peut avoir un impact important sur les performances dynamiques, la stabilité structurelle et la durée de vie des composants mécaniques.

L'objectif de ce chapitre est de présenter la démarche expérimentale adoptée pour identifier, mesurer et analyser l'effet du boitage des pieds sur le comportement statique et dynamique des machines tournantes. L'étude expérimentale proposée s'articule autour de plusieurs volets:

- Présentation du banc d'essai conçu pour simuler différents scénarios de boitage ;
- Mesure du boitage : identification, quantification du défaut et suivi de son évolution en fonction de la charge appliquée ;
- Étude de l'influence du boitage sur l'alignement à froid ;
- Analyse de son effet sur les jeux fonctionnels et la stabilité mécanique globale ;
- Interprétation et discussion des résultats obtenus.

À travers cette approche rigoureuse, nous visons à mieux comprendre les origines du boitage, à quantifier son influence et à proposer des recommandations pratiques pour limiter ses effets dans un environnement industriel. Les résultats expérimentaux serviront de base à l'élaboration de stratégies de détection, de correction et d'optimisation du montage des machines tournantes.

II.2 Problématique

L'objectif principal de ce chapitre est de mener une étude statique du phénomène de boitage des pieds dans les machines tournantes, en le simulant à travers une approche expérimentale. Cette étude vise à approfondir l'analyse des différents paramètres susceptibles de contribuer à ce défaut, notamment :

- la relation entre la fondation et les pieds de la machine,
- les problèmes liés aux assemblages et aux conditions de montage,
- les modifications indésirables de la géométrie de la machine dues aux variations de température ou aux déplacements relatifs.

Cette démarche permettra de mieux comprendre les interactions entre ces facteurs, en vue d'améliorer la stabilité, l'alignement et la fiabilité des machines tournantes lors de leur installation et de leur exploitation.

II.3 Prototype expérimentale

Le banc d'essai utilisé dans cette étude se compose de deux parties principales Figure 01, permettant l'analyse statique et dynamique de problème de boitage des pieds dans les machines tournants :

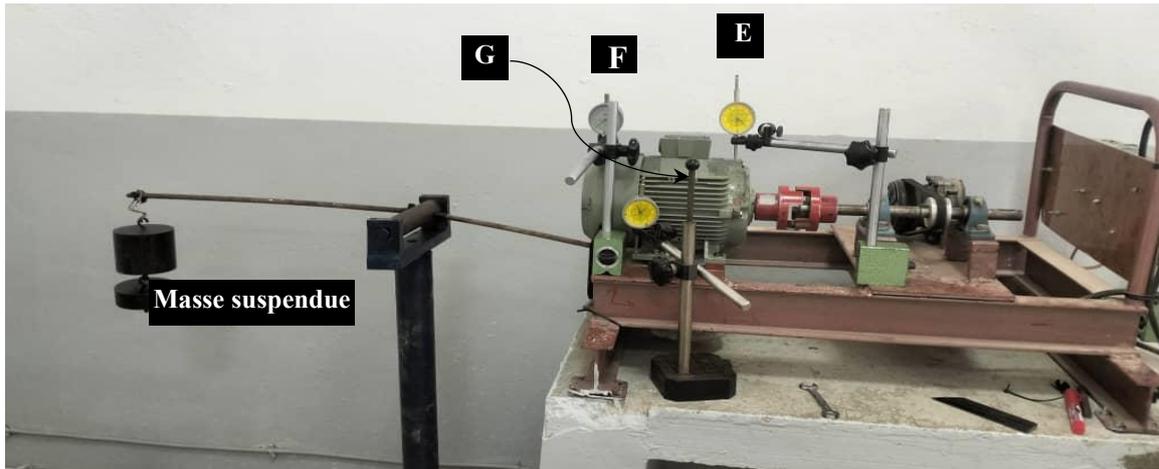


Figure II. 1: le banc d'essai utilisé.

II.3.1 Système d'application de charge

Ce système comprend une tige rigide fixée au bâti du moteur, sur laquelle une masse ajustable est suspendue. Il permet de reproduire des efforts parasites appliqués sur la base de la machine. L'objectif est de simuler les contraintes qui peuvent apparaître en conditions réelles, telles que :

- Les efforts engendrés par des raccordements rigides (ex. : canalisations mal alignées),
- Les déformations géométriques issues de variations thermiques (dilatation ou contraction des structures métalliques),
- Les défauts de montage.

Grâce à ce système, il est possible de provoquer un boitage contrôlé afin d'en observer les effets sur la machine.

II.3.2 Système moteur et transmission

Un moteur électrique est accouplé à un arbre relié par une transmission par courroie, simulant ainsi les conditions dynamiques réelles rencontrées dans les machines tournantes. Les caractéristiques techniques du moteur sont résumées dans le tableau suivant :

Caractéristique	Valeur
Fabricant	Electro-Industries
Type	Mot 3 – N° 890-150-0964-0041

Tension nominale	380 V
Puissance nominale	1.5 Kw
Vitesse nominale	1420 tr/min
Fréquence d'alimentation	50 Hz
Facteur de puissance (Cos ϕ)	0.78
Courant nominal	3.75 A
Régime de fonctionnement	S1 (service continu)
Norme	CEI 34-1

Tableau II. 1: spécifications générales du moteur.

II.4 Objectifs Expérimentaux

Le banc d'essai développé dans le cadre de ce travail a pour objectif principal d'étudier, dans des conditions contrôlées, le phénomène de boîtage des pieds dans les machines tournantes. Cette étude vise à :

- Identifier et analyser les différents facteurs susceptibles de provoquer un boîtage, tels que les efforts parasites, les déformations structurelles ou d'autres anomalies ;
- Caractériser le boîtage à l'aide de mesures expérimentales ;
- Évaluer l'impact de ce phénomène sur le comportement dynamique global de la machine;
- Quantifier le niveau de boîtage en fonction des charges appliquées, dans le cadre de simulations de boîtage induit ;
- Étudier l'influence du boîtage induit sur l'alignement à froid des machines tournantes ;
- Tester différentes méthodes de détection, de correction et de prévention du boîtage;

Ce banc d'essai constitue ainsi un outil expérimental pertinent, permettant de simuler divers scénarios de boîtage. Il offre un cadre rigoureux pour la compréhension, la quantification et la correction de ce défaut dans les machines tournantes.

II.5 Simulation du phénomène de boîtage par insertion de cales sous les pieds de la machine

La première expérience réalisée dans le cadre de cette étude consiste à simuler le phénomène de boîtage des pieds en insérant des cales de différentes épaisseurs sous trois pieds de la machine (B, C et D), tout en observant les déplacements induits au niveau du quatrième pied (A), dans une configuration non accouplée du moteur.

L'objectif de cette manipulation est de reproduire un protocole expérimental simple et classique, permettant d'examiner de manière contrôlée l'influence du rapport pied-fondation sur la stabilité structurelle de la machine, autrement dit le phénomène de boitage.

Pour ce faire, des cales de différentes épaisseurs ont été successivement placées sous les pieds B, C et D, en respectant le couple de serrage prescrit. Une fois ces pieds fixés, le pied A a été desserré, et le déplacement qu'il subit a été mesuré à l'aide d'un comparateur à cadran, comme illustré sur la Figure 2.



Figure II. 2: Mesure du boitage au niveau du pied A par un comparateur à cadran.

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Épaisseur des cales	Déplacement ou niveau du pied A
1 mm	0.145
1.3 mm	0.551
2.3 mm	0.905

Tableau II. 2: Déplacements mesurés au niveau du pied A en fonction de l'épaisseur des cales insérées sous les pieds B, C et D.

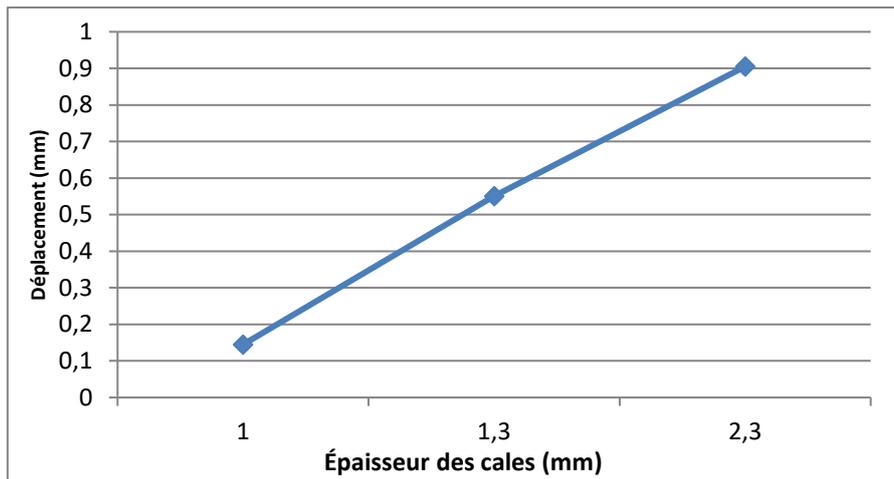


Figure II. 3: Courbe des déplacements mesurés au niveau du pied A en fonction de l'épaisseur des cales.

La réalisation de cette expérience, fondée sur la simulation du phénomène de boitage par l'insertion successive de cales de différentes épaisseurs sous trois des pieds de la machine, permet de quantifier les valeurs de boitage au niveau du quatrième pied (A) en fonction des déséquilibres introduits.

Les résultats obtenus démontrent l'influence directe du rapport pied-fondation sur l'apparition du phénomène de boitage. Cette simulation expérimentale met en évidence l'importance de la vérification des conditions de montage des machines tournantes, notamment :

- La planéité de la fondation et les pieds de la machine ;
- Le parallélisme entre les pieds de la machine et la fondation ;
- L'état général des surfaces de contact (propreté, absence de corrosion ou de débris).

Ces facteurs jouent un rôle dans la stabilité de la machine et doivent être contrôlés avec précision lors de l'installation pour prévenir les déformations parasites et les défauts de montage.

II.6 Simulation expérimentale du boitage induit

L'objectif de cette étude est d'analyser l'effet de la charge appliquée autrement dit, du boitage induit sur les déplacements mesurés au niveau de points spécifiques situés sur le socle du moteur électrique.

Pour ce faire, les déplacements des points E et F, situés sur le socle du moteur électrique dans la direction verticale, ainsi que le déplacement du point G, situé dans la direction horizontale, sont mesurés à l'aide de comparateurs à cadran, comme illustré à la Figure 1.

Différentes charges sont appliquées par le système d'application de charge à la base du moteur électrique. Les résultats correspondant aux déplacements enregistrés sont présentés dans le tableau suivant :

Poids (kg)	E	F	G
2	0	0	0
4	-0,005	0,018	0
5	-0,008	0,025	0
7	-0,01	0,035	0
10	-0,02	0,065	0

Tableau II. 3:Déplacements des points E, F et G en fonction de la charge appliquée.

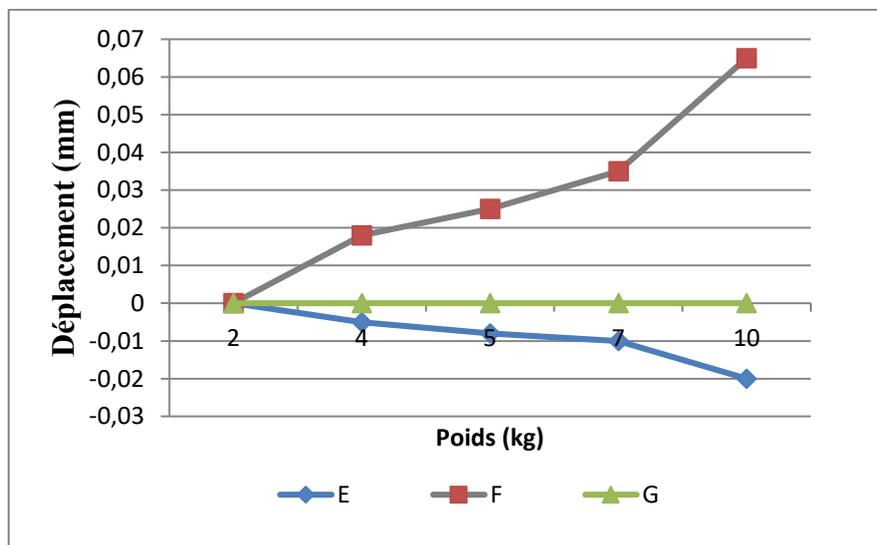
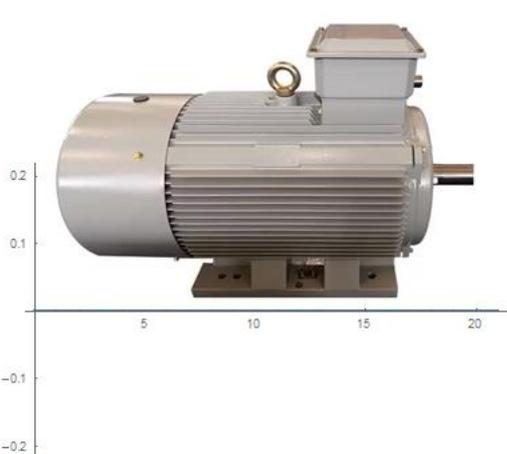
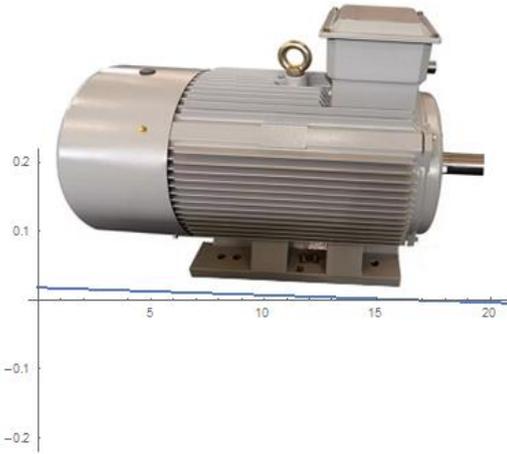


Figure II. 4:Courbes des déplacements des points E et F en fonction de la charge appliquée.

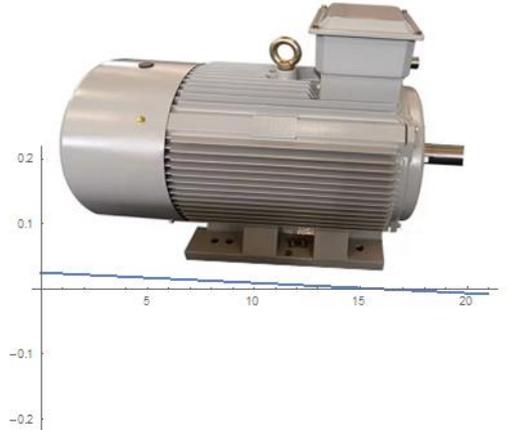
La figure 5 illustre les déplacements des deux points E et F, situés sur le socle du moteur électrique dans la direction verticale, en fonction des variations des charges appliquées à la base du moteur



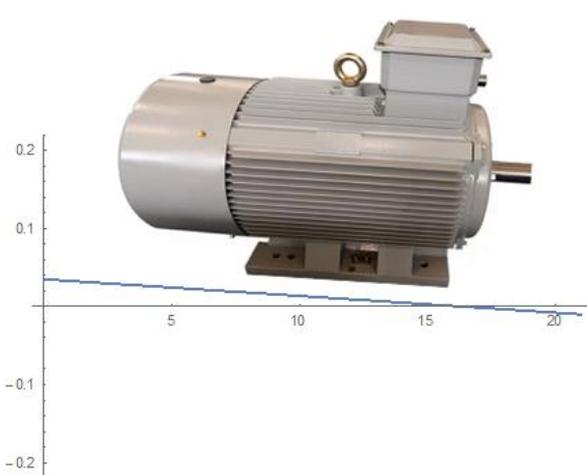
2 Kg



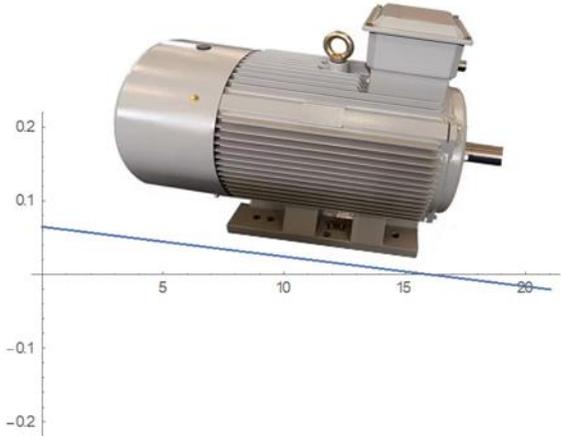
4 Kg



5Kg



7Kg



10Kg

Figure II. 5:Évolution des déplacements des points E et F sous différentes charges appliquées.

La lecture des pentes des courbes reliant les points E et F montre non seulement l'effet de boitage induit simulé sur la stabilité des machines tournantes, mais elle montre également que plus la charge appliquée augmente, plus la pente de la courbe s'accroît.

En revanche, le point G, situé dans la direction horizontale, présente un déplacement nul quelle que soit la charge appliquée, ce qui est parfaitement cohérent avec les principes de la Résistance des Matériaux (RDM), la charge appliquée étant purement verticale.

Par ailleurs, les déplacements observés aux points E et F soulignent l'importance d'évaluer l'impact du boitage induit sur l'alignement à froid des machines tournantes. En effet, ce phénomène peut survenir de manière imprévue, notamment en présence de contraintes thermiques (dilatation ou rétraction), ou à cause de modifications indésirables au niveau des raccordements ou fixations de la machine. Ces perturbations peuvent altérer la géométrie de montage et compromettre l'alignement des ensembles ce qui justifie pleinement la pertinence de cette investigation.

II.7 Analyse de la variation du boitage mesuré en fonction de la charge appliquée

Cette section présente une étude expérimentale sur la variation des déplacements (boitage) mesurés au niveau des quatre pieds de la machine en fonction des charges appliquées. Ces mesures ont été effectuées en desserrant successivement chaque pied tout en maintenant les autres fixés. L'objectif est d'analyser l'influence des charges externes sur la stabilité structurale de la machine.

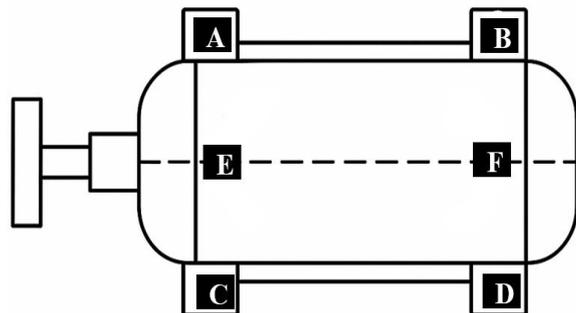


Figure II. 6:Schéma de localisation des points de mesure sur la machine (pieds et socle).

La Figure 6 illustre les différents points de mesure utilisés pour cette étude, tandis que les valeurs de boitage mesurées sont présentées dans le Tableau 3 ci-dessous :

Poids (kg)	Pied A (mm)	Pied B (mm)	Pied C (mm)	Pied D (mm)
2 kg	0.26	0.12	0.1	0.13
5 kg	0.39	0.16	0.19	0.15
7 kg	0.38	0.26	0.32	0.3
10 kg	0.55	0.3	0.35	0.31

Tableau II. 4: Valeurs du boitage mesurées au niveau des quatre pieds de la machine en fonction de la charge appliquée.

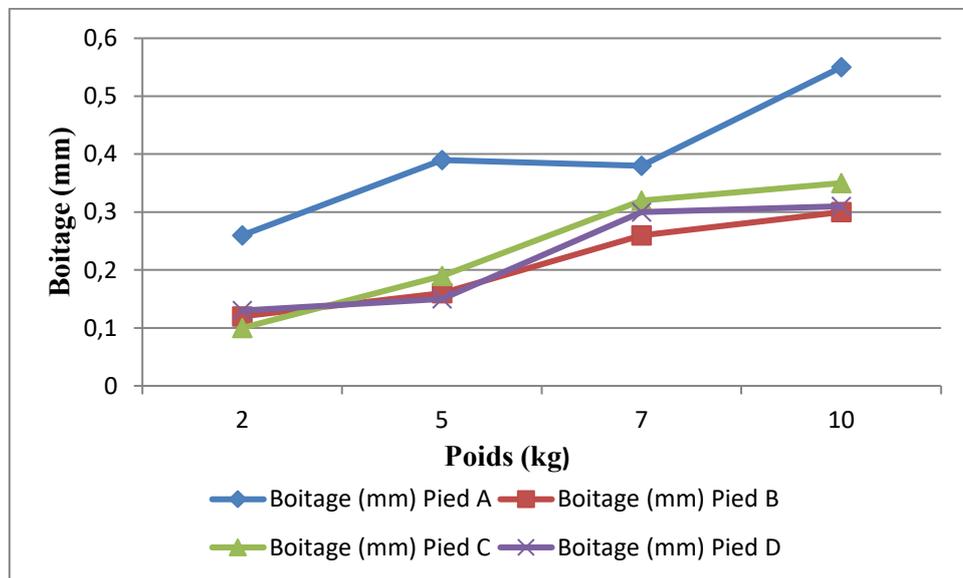


Figure II. 7: Variation du boitage mesuré aux quatre pieds en fonction des charges appliquées.

Une deuxième série d'essais a été réalisée pour étudier l'effet du boitage induit sur la structure de la machine. Pour cela, des charges de 2 kg et 7 kg ont été appliquées sur la base du moteur, et les déplacements ont été mesurés aux points E et F du socle ainsi qu'aux quatre pieds.

a) Procédure expérimentale

- Installation de comparateurs à cadran aux points de mesure aux points de mesure E, F, A, B, C et D.
- Application d'une charge verticale (2 kg ou 7 kg) à la base du moteur à l'aide de système d'application de charge.
- Mise à zéro des comparateurs juste après l'application de la charge.

- Pour chaque essai, un seul pied est desserré progressivement, tandis que les autres restent fixés.
- Enregistrement des déplacements mesurés à l'aide des comparateurs.

Les tableaux suivants présentent les mesures obtenues :

Résultats pour une charge de 2 kg			
Pieds	Mesure de boîtage	E	F
A	0.26	-0.1	0.12
B	0.12	0.0	0.015
C	0.1	-0.04	0.06
D	0.13	0.0	0.01
Résultats pour une charge de 7 kg			
Pieds	Mesure de boîtage	E	F
A	0.38	-0.18	0.28
B	0.26	-0.02	0.15
C	0.32	-0.04	0.25
D	0.3	-0.03	0.18

Tableau II. 5: Variation du boîtage pour les charges de 2 kg et 7 kg.

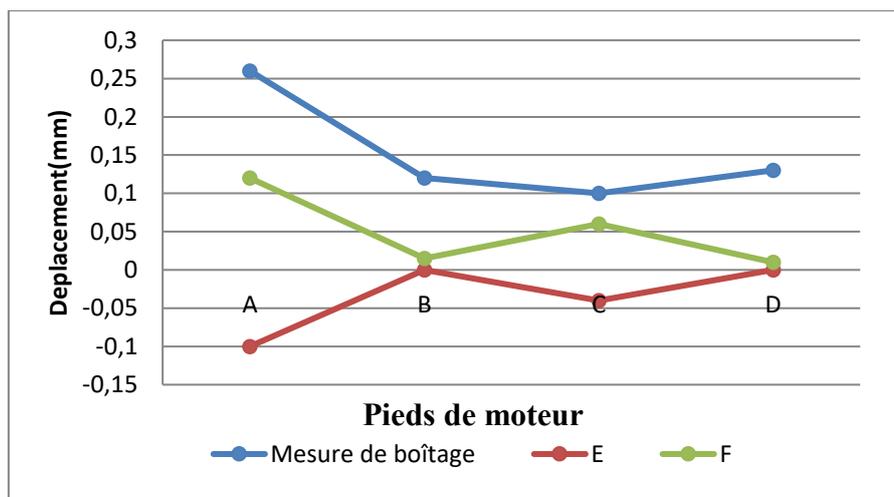


Figure II. 8: Répartition du boîtage et des déplacements aux points E et F pour chaque pied sous une charge de 2 kg.

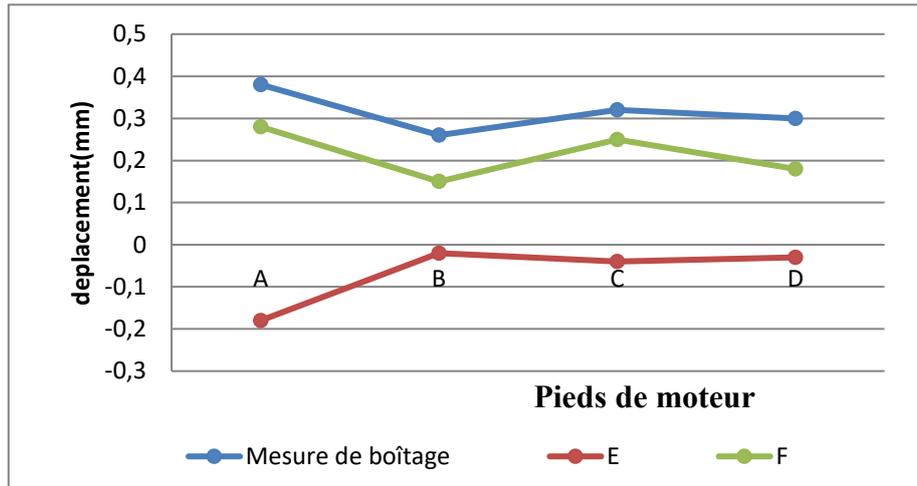


Figure II. 9: Répartition du boitage et des déplacements aux points E et F pour chaque pied sous une charge de 7 kg.

Cette expérience met en évidence, dans un premier temps, l'effet du boitage induit simulé sur la stabilité structurelle de la machine. Ce phénomène se manifeste par une concentration des contraintes dans l'ensemble de la structure, qui pouvant compromettre les jeux fonctionnels de la machine en raison des déflexions induites par les contraintes résiduelles. Ces modifications indésirables dans la géométrie de la structure peuvent, à long terme, réduire la durée de vie de la machine.

II.8 Effet de boitage induit sur l'alignement des arbres

L'objectif de cette étude est d'analyser l'effet d'un boitage induit sur l'alignement à froid des arbres des machines tournantes. Pour ce faire, les déplacements ont été mesurés en deux points : **Point F** : situé sur le socle du moteur électrique. **Point H** : situé au niveau de l'accouplement.

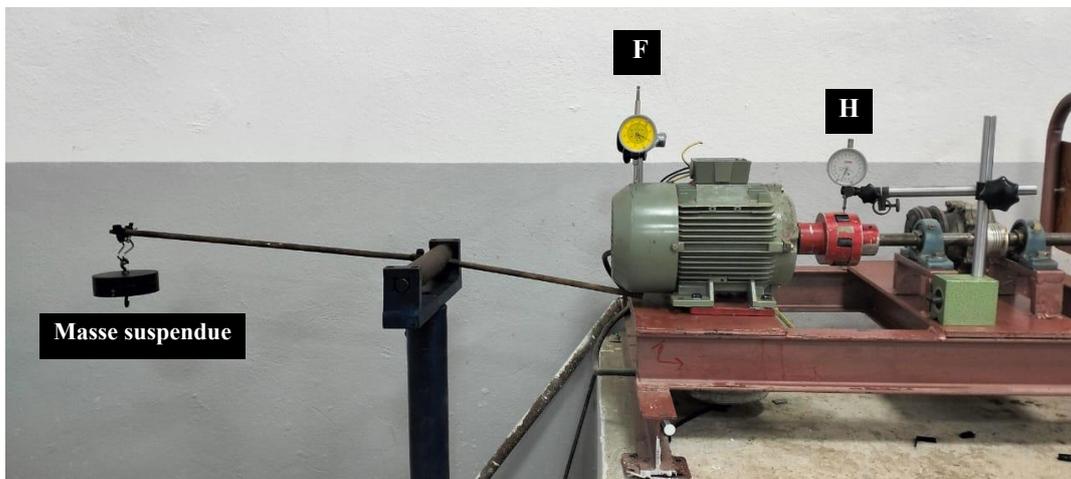


Figure II. 10: Mesure des déplacements au niveau des points F et H en fonction des charges appliquées.

Les résultats des déplacements enregistrés aux points F et H en fonction des charges appliquées sont présentés dans le tableau suivant :

Charge (kg)	Déplacement au point F (mm)	Déplacement au point H (mm)
2	0,01	0,00
5	0,04	-0,019
7	0,06	-0,029
10	0,11	-0,049

Tableau II. 6:Déplacements mesurés aux points F et H en fonction de la charge appliquée.

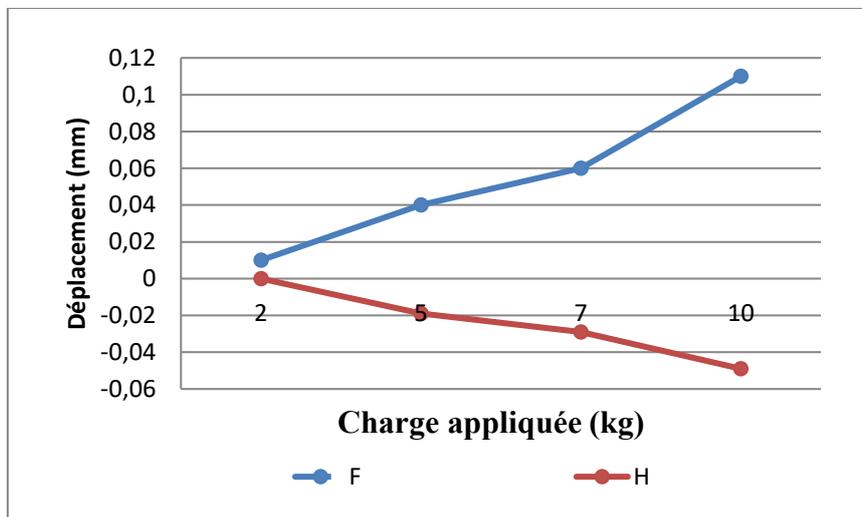


Figure II. 11:les déplacements des points F et H en fonction des charges appliquées.

Les résultats obtenus montrent clairement que le boitage induit a un effet significatif sur l'alignement des arbres. En effet, plus la charge appliquée augmente, plus les déplacements mesurés aux points F et H deviennent importants, ce qui indique un désalignement progressif. Ce phénomène est critique dans les environnements industriels, car il peut survenir de manière imprévue, notamment en raison :

- de contraintes thermiques (dilatation ou contraction),
- de défauts de montage ou de fixations inadéquates,
- de perturbations mécaniques affectant la géométrie de la machine.

Un tel désalignement peut provoquer des vibrations excessives, une usure prématurée des composants mécaniques, voire des défaillances majeures lors de la mise en service des machines tournantes. Ces résultats soulignent l'importance d'une vérification rigoureuse de

l'alignement à froid, notamment en présence de conditions susceptibles d'introduire un boîtage induit.

II.9 Analyse des déflexions structurelles dues à un défaut de boîtage induit simulé sous SolidWorks

Dans le cadre de l'analyse statique du phénomène de boîtage des pieds dans les machines tournantes, une étude complémentaire a été réalisée dans le but d'observer les déformations structurelles induites par un défaut de montage simulé. Cette simulation vise à visualiser et analyser les déflexions structurelles susceptibles d'être engendrées par une condition de boîtage induit simulé.

Le boîtage induit expérimentalement entraîne des concentrations de contraintes interne, se traduisant par des déformations mesurables dans la structure du moteur. Ces déformations peuvent influencer de manière significative le jeu fonctionnel entre les éléments rotoriques et statoriques, ce qui justifie une étude approfondie de la répartition des déflexions.

Cette section présente donc une simulation numérique du défaut de boîtage réalisée sous SolidWorks, à travers l'application de charges sur la structure du moteur. Dans la réalité, de telles charges peuvent survenir sous différentes directions et intensités, en fonction des conditions de montage, de fixation ou de raccordement de la machine à d'autres composants. Un mauvais alignement ou une connexion inadéquate peut générer des efforts parasites conduisant à des déformations similaires à celles observées en simulation.

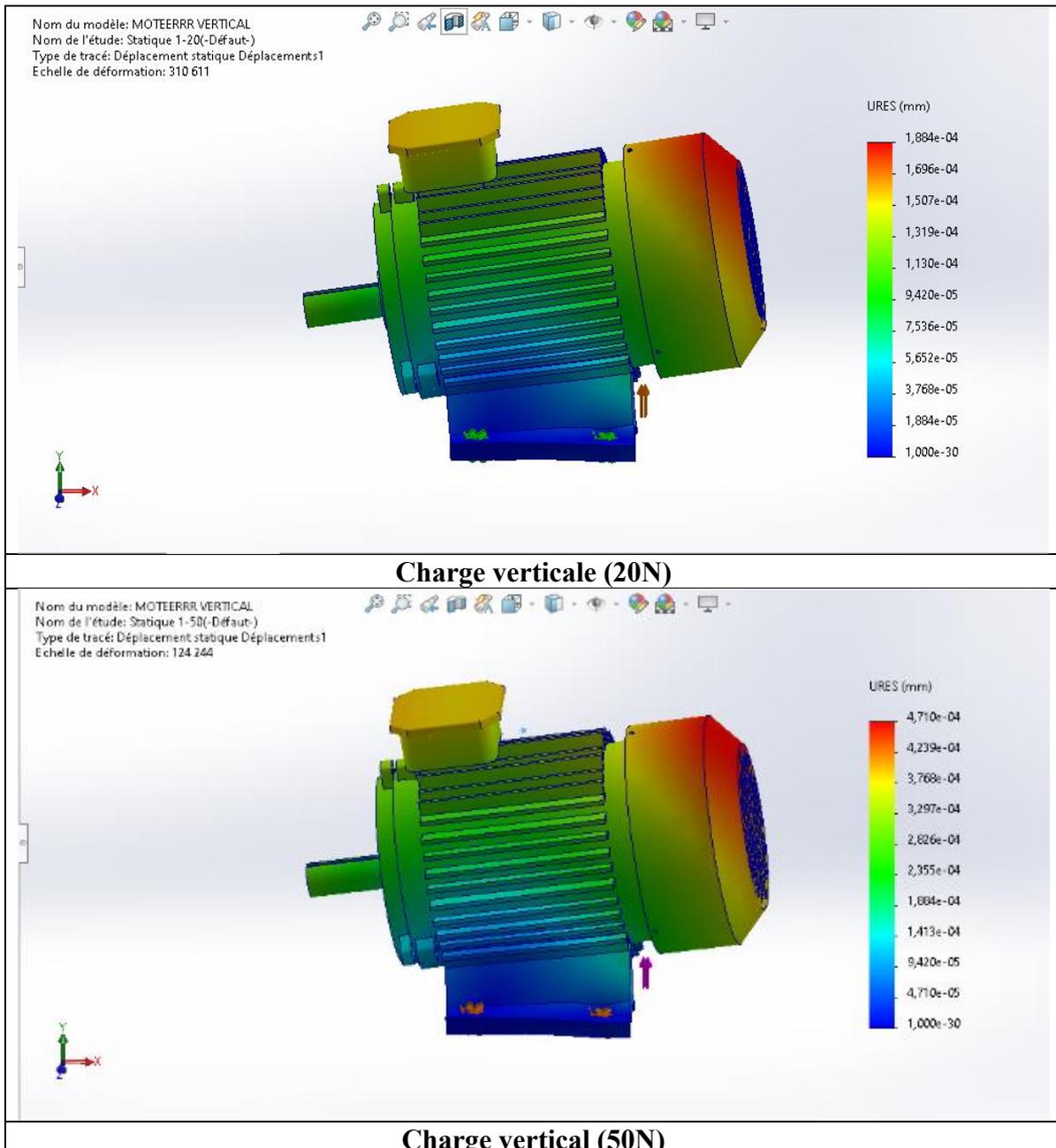
Le matériau utilisé pour la cage extérieure du moteur est la fonte grise (Gray Cast Iron), dont les propriétés sont présentées dans le tableau suivant :

Propriété	Valeur	Unité
Masse volumique (ρ)	7200	kg/m ³
Module d'élasticité (E)	110 000	N/mm ² (ou 110 GPa)
Module de cisaillement (G)	44 000	N/mm ²
Limite de traction (σ_u)	260	N/mm ²
Limite d'élasticité (Re)	150	N/mm ² (approximatif)
Limite de compression	800	N/mm ²
Coefficient de Poisson (ν)	0.27	—
Conductivité thermique (k)	54	W/m·K

Chaleur spécifique (c ^p)	500	J/kg·K
Coef. dilatation thermique linéaire	11.2×10^{-6}	1/K (ou K ⁻¹)

Tableau II. 7: Propriétés mécaniques de la fonte grise.

Les figures suivantes illustrent les déplacements de la structure du moteur soumis à différentes charges verticales :



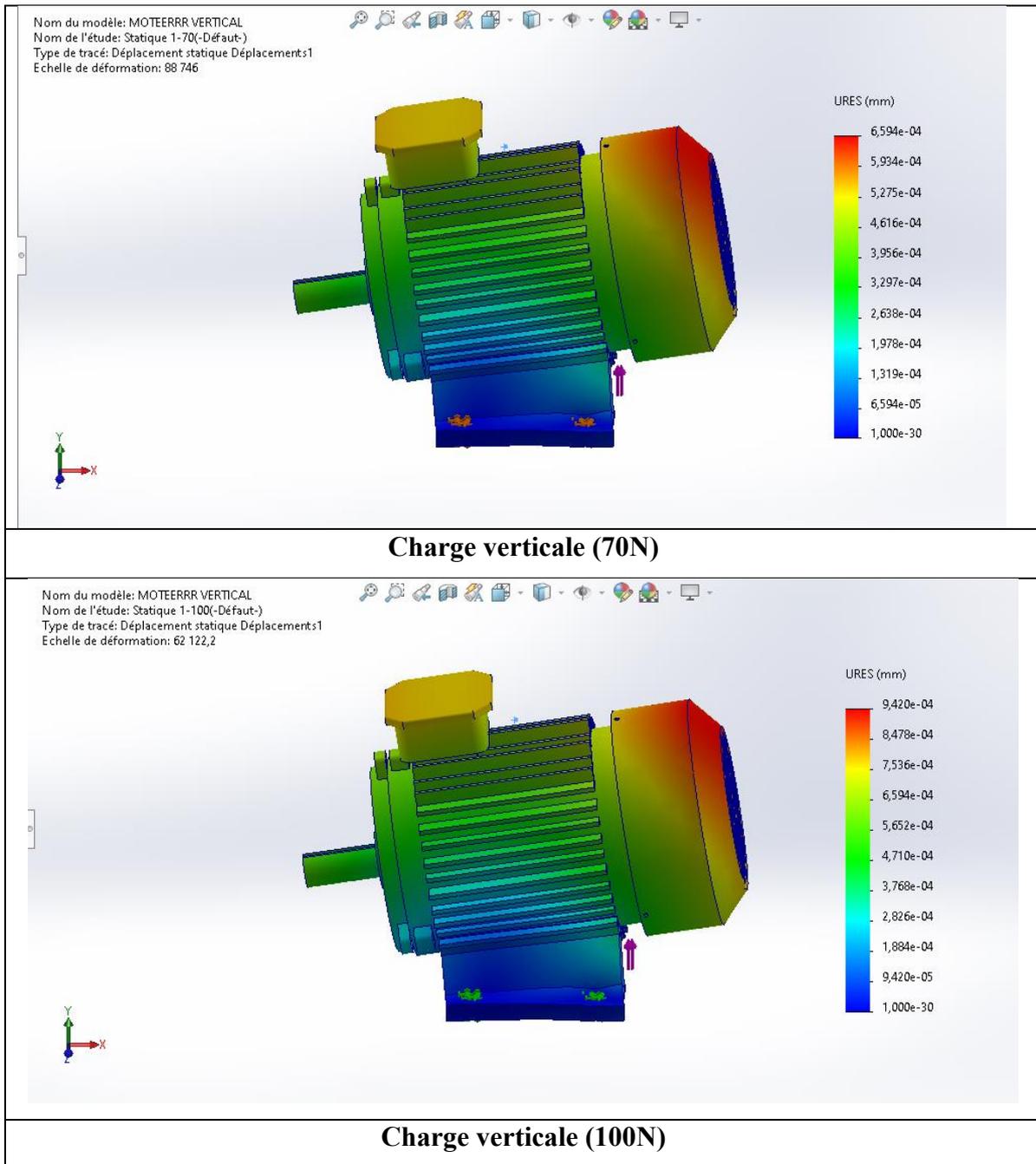
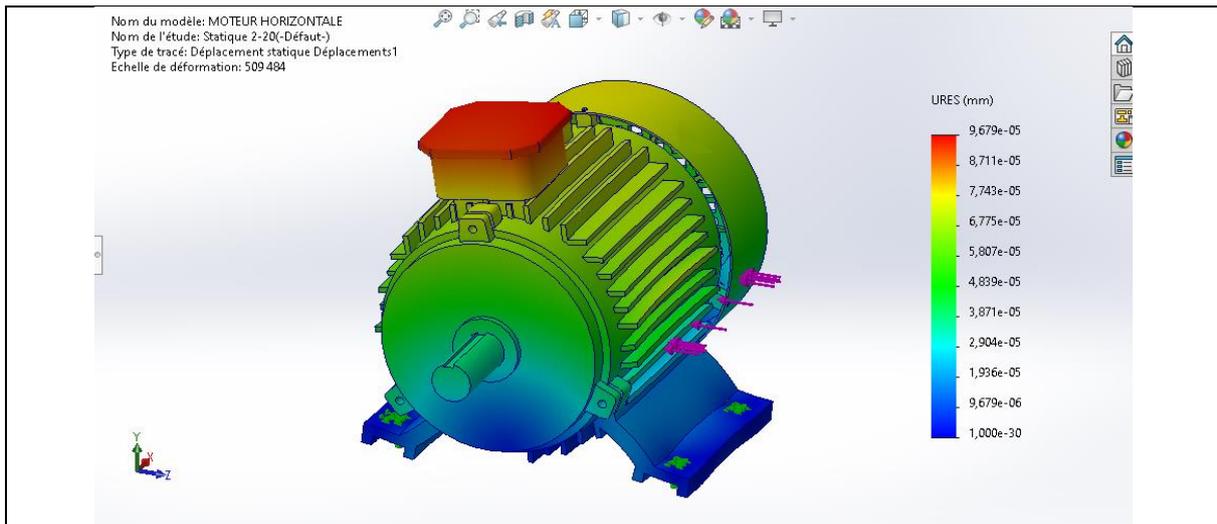
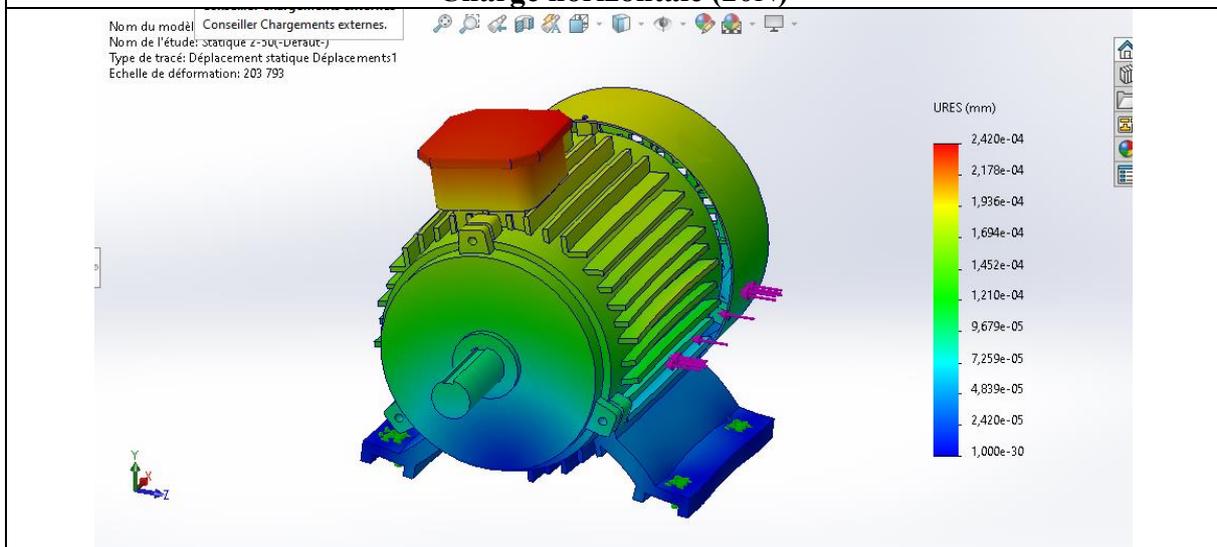


Figure II. 12: Déplacements de la structure du moteur sous différentes charges verticales.

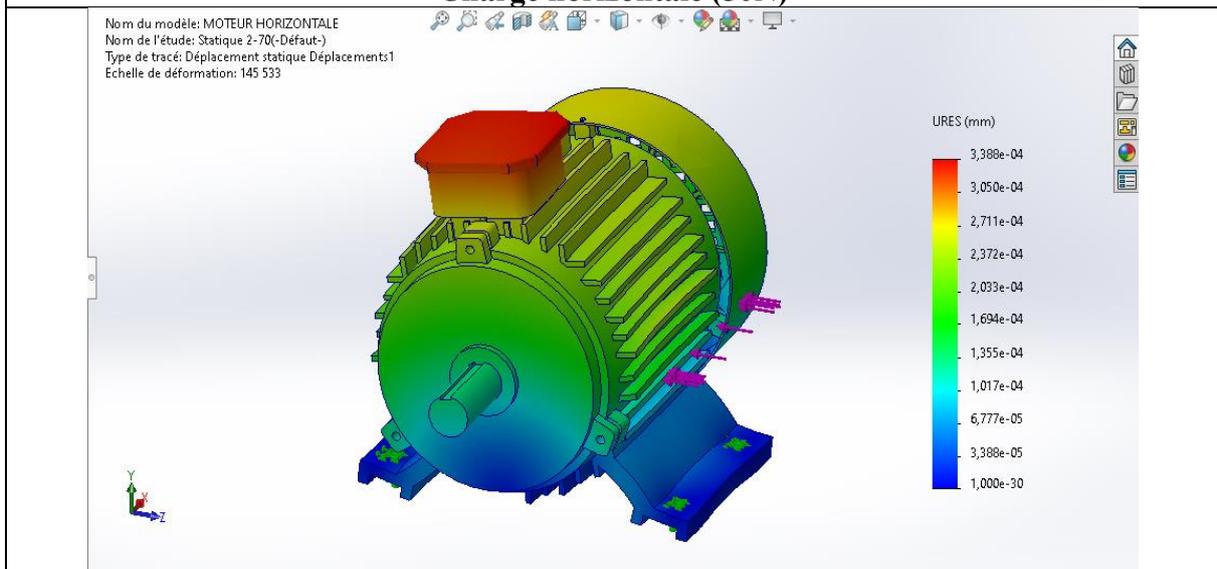
De même, les figures suivantes présentent les déplacements dus à l'application de charges horizontales :



Charge horizontale (20N)



Charge horizontale (50N)



Charge horizontale (70N)

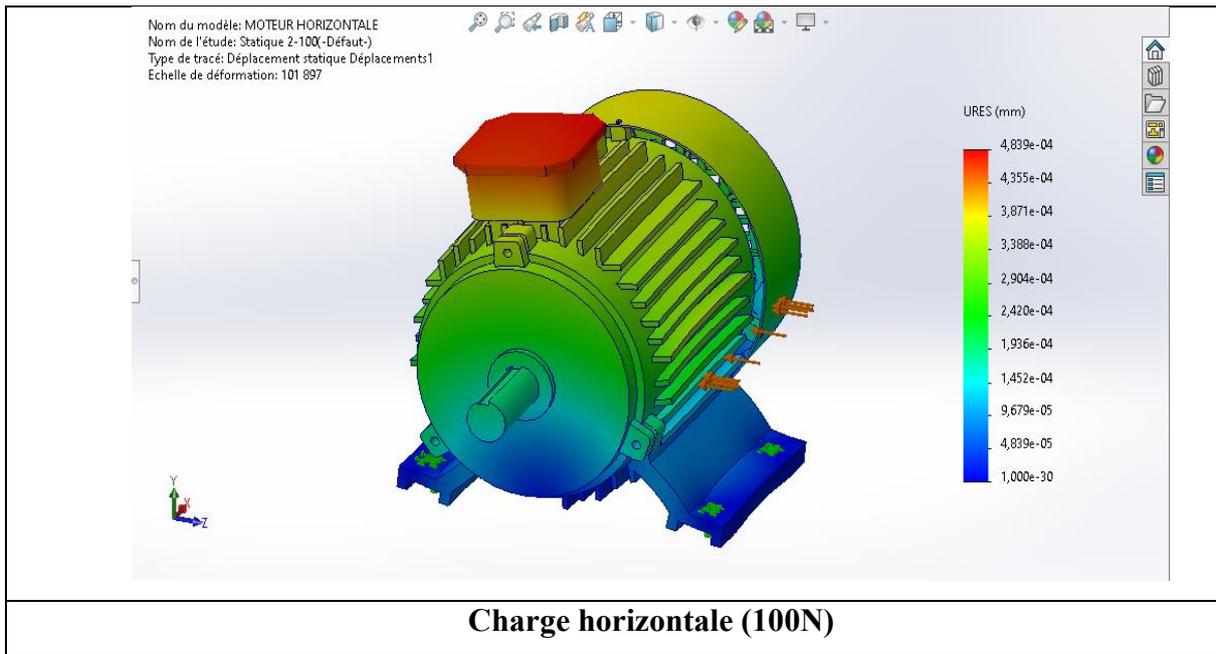
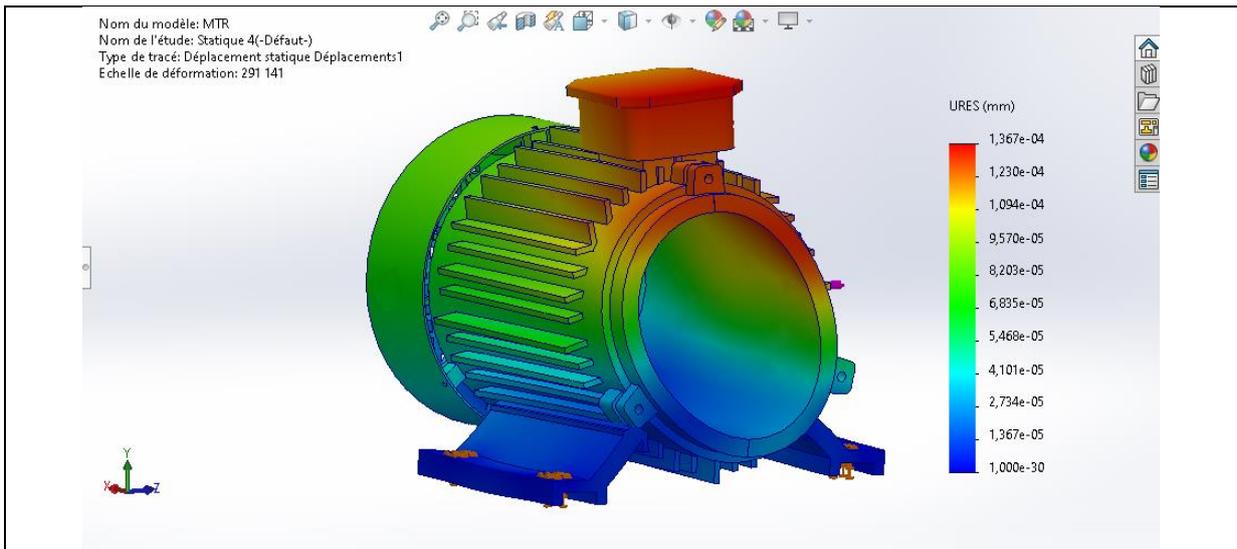


Figure II. 13:Déplacement de la structure du moteur sous différent Charges horizontale.

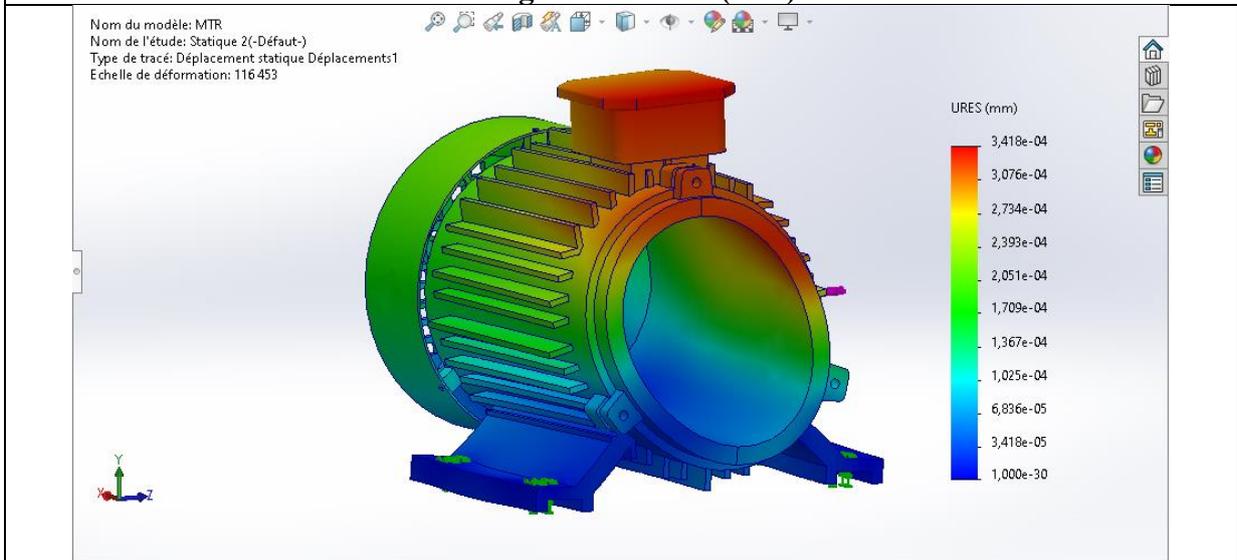
Les résultats de la simulation mettent en évidence que les charges induites par un défaut de boîitage ont une influence notable sur la stabilité structurale globale de la machine. Les déflexions ne se concentrent pas uniquement au niveau des pieds, mais se propagent le long de toute la structure. Cette répartition des déformations souligne la nécessité d'une analyse approfondie de leurs effets, en particulier sur le jeu fonctionnel entre les parties rotatives (rotor) et fixes (stator) du moteur.

Dans cette optique, une attention particulière a été portée à l'étude des variations du diamètre interne du stator, sous l'action de différentes charges horizontales, afin d'évaluer l'impact potentiel de ces déformations sur le jeu fonctionnel de la machine.

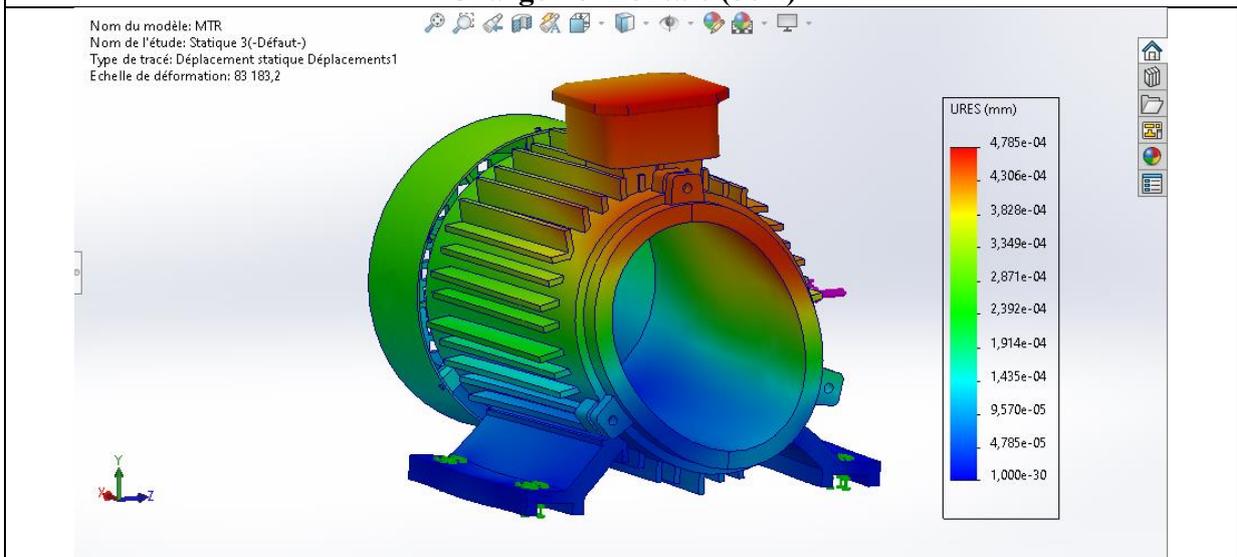
La figure ci de sous montre les déplacements diamètre interne de la machine sous différent charges horizontale



Charge horizontale (20N)



Charge horizontale (50N)



Charge horizontale (70N)

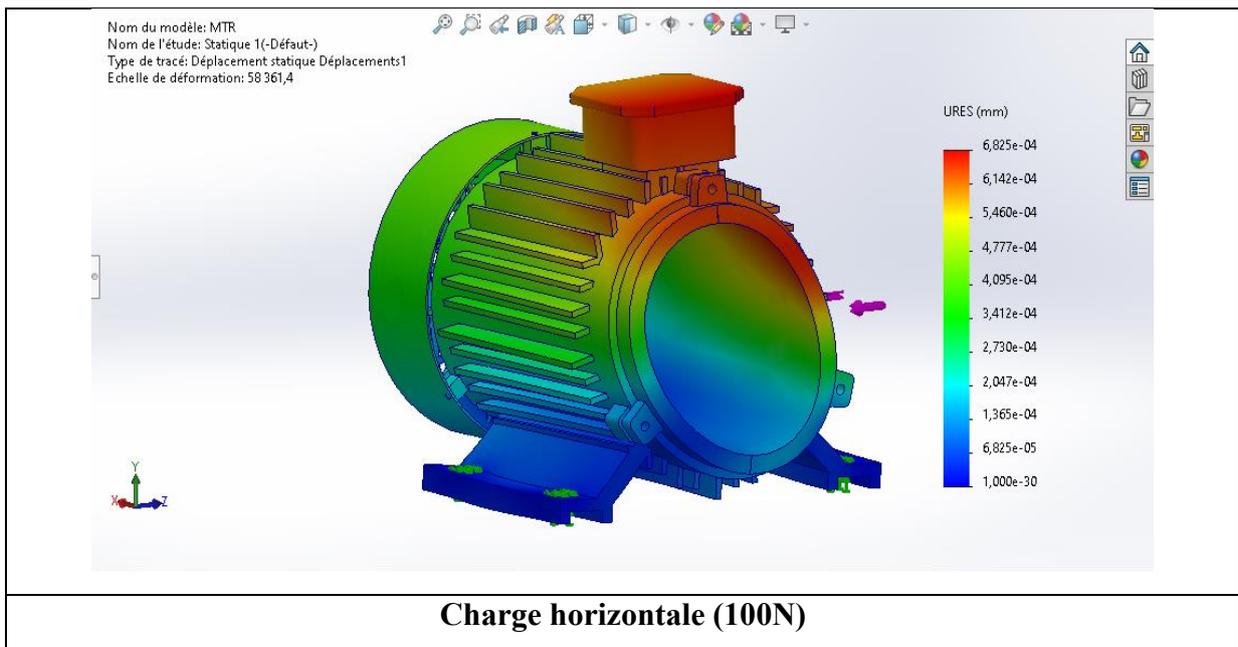


Figure II. 14:Déplacement du diamètre interne du moteur sous différentes charges horizontales.

La figure suivante montre une coupe horizontale de la partie statorique sollicitée par une charge horizontale de 100 N, illustrant la variation du diamètre interne sur toute la longueur du moteur:

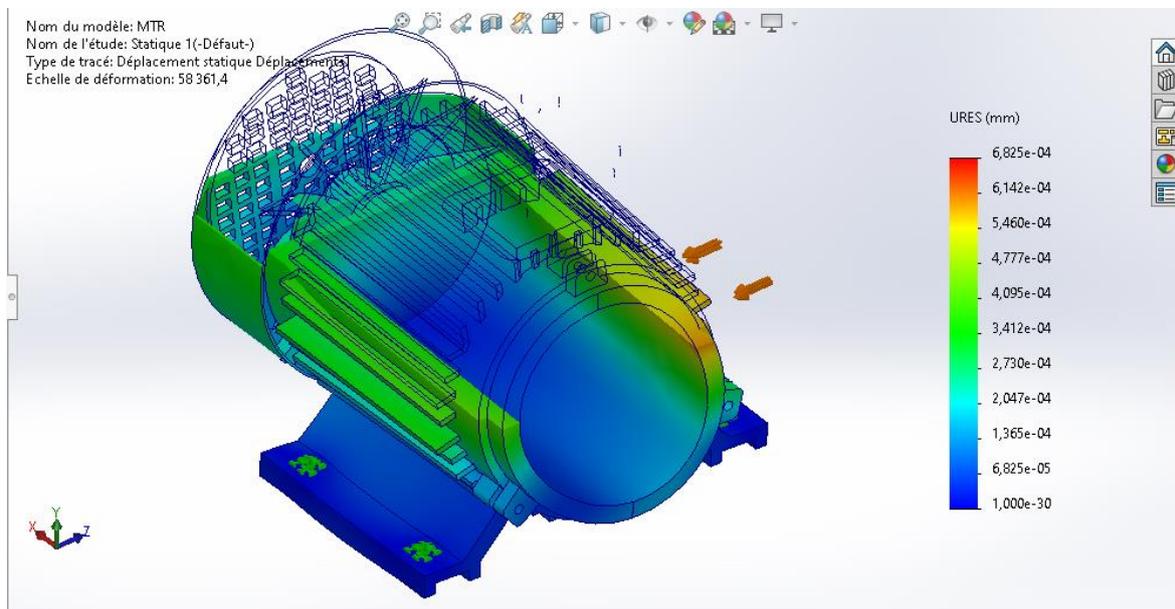


Figure II. 15:Coupe horizontale du stator du moteur soumis à une charge horizontale de 100N.

Les résultats de simulation confirment que le boîtier induit peut générer des déformations internes significatives, susceptibles d'affecter le jeu fonctionnel entre le rotor et le stator. Toute

modification de ce jeu peut compromettre le bon fonctionnement de la machine, en augmentant les risques de contact mécanique, de déséquilibre dynamique ou d'usure prématurée.

II.10 Conclusion

L'étude présentée dans ce chapitre a permis d'analyser expérimentalement le phénomène de boîtage des pieds dans les machines tournantes. Grâce à la conception d'un banc d'essai dédié, plusieurs scénarios de boîtage ont été simulés afin d'identifier, de mesurer et de caractériser les effets liés à ce défaut.

Les résultats obtenus mettent clairement en évidence l'influence significative du rapport fondation–pieds de machine sur la stabilité structurelle globale. L'application de charges dans le cadre des simulations de boîtage confirme que les efforts parasites peuvent altérer l'alignement, engendrer des déflexions de la structure et provoquer des modifications indésirables des jeux de fonctionnement de la machine, générant ainsi des contraintes supplémentaires.

Cette analyse montre que le boîtage des pieds constitue un facteur critique susceptible de compromettre le bon fonctionnement des machines tournantes dès leur installation. Elle souligne également la nécessité d'un contrôle rigoureux lors des opérations de montage, en particulier en ce qui concerne la planéité des surfaces d'appui, le respect des couples de serrage et la vérification des efforts induits par les raccordements périphériques.

Chapitre III : Diagnostic Vibratoire du problème De Boitage Du Pieds

III.1 Introduction

L'analyse vibratoire constitue un outil fondamental en maintenance prévisionnelle pour la détection, l'identification et le suivi des défauts mécaniques affectant les machines tournantes. Parmi ces défauts, le boitage des pieds (ou soft foot) est un problème structurel souvent sous-estimé, bien qu'il puisse compromettre sérieusement la stabilité dynamique des équipements. Ce désalignement géométrique entre les pieds de la machine et son support génère des contraintes internes et des perturbations vibratoires, susceptibles d'engendrer des défaillances prématurées si elles ne sont pas détectées à temps.

Ce chapitre se consacre à l'étude du comportement vibratoire associé au phénomène de boitage des pieds, à travers deux approches complémentaires : l'analyse des indicateurs scalaires (RMS, facteur de crête, kurtosis, etc.) et l'analyse spectrale des signaux vibratoires. L'investigation est menée dans deux configurations expérimentales : un moteur électrique fonctionnant de manière isolée, et le même moteur accouplé à un arbre de transmission par l'intermédiaire d'un accouplement flexible.

L'objectif principal est de mettre en évidence l'influence du boitage induit simulé sur la réponse vibratoire de la machine, en identifiant ses manifestations typiques et ses signatures caractéristiques. L'étude repose sur des mesures expérimentales réalisées sous différentes conditions de fonctionnement, en faisant varier la charge appliquée ainsi que la vitesse de rotation. Cette approche permet de mieux comprendre l'impact du boitage dans des situations

Proches des conditions industrielles réelles, et d'évaluer la pertinence des indicateurs utilisés pour Son diagnostic.

III.2 Problématique

Ce chapitre vise à analyser la réponse des indicateurs scalaires tels que la valeur efficace (RMS), la valeur crête, la valeur crête à crête et le facteur de crête face en présence d'un défaut de boitage dans deux configurations expérimentales distinctes : un moteur électrique fonctionnant seul et un moteur accouplé à une charge via un arbre de transmission. L'étude est menée sous diverses conditions de fonctionnement, en faisant varier la vitesse de rotation (11 Hz, 17 Hz et 23 Hz) et la charge appliquée à la base du moteur (0 kg, 2 kg, 5 kg et 10 kg), afin d'évaluer l'impact du boitage sur la stabilité vibratoire et l'alignement rotor-stator. L'objectif est également d'identifier la signature vibratoire spécifique au boitage des pieds dans chaque configuration, en simulant des conditions proches de celles rencontrées dans des environnements industriels réels, tels que les lignes d'arbre complètes. Cette approche permet de mieux comprendre les effets du boitage sur le comportement dynamique des machines tournante.

III.3 Protocole Expérimental

L'étude expérimentale présentée dans ce chapitre repose sur l'utilisation du même banc d'essai que celui utilisé dans l'analyse statique du boitage des pieds (chapitre 2). Ce banc se compose de deux éléments principaux : un système moteur et transmission simulant le fonctionnement dynamique des machines tournantes, et un système d'application de charges, permettant de reproduire un boitage induit en appliquant des efforts sur la base du moteur.



Figure III. 1: banc d'essai utilisé.

a) Dispositif de mesure :

Les mesures vibratoires ont été réalisées à l'aide de l'analyseur de vibrations Schenck, muni de capteurs triaxiaux. Cet équipement permet d'enregistrer les vibrations selon trois directions : horizontale, verticale et axiale. Les données obtenues comprennent les amplitudes globales (RMS en mm/s ou en g) ainsi que les fréquences dominantes identifiées par une analyse spectrale [27]



Figure III. 2: l'analyseur de vibrations Schenck.

III.4 Objectif de l'expérience

Ce protocole expérimental vise à étudier l'influence d'un défaut de boitage induit simulé sur le comportement vibratoire d'un moteur électrique, à travers l'analyse de deux scénarios différents :

- Sans accouplement (moteur seul) : Cette configuration expérimentale a pour but d'isoler l'effet du boitage simulé sur le moteur, sans influence mécanique externe. Elle permet d'observer exclusivement la réponse vibratoire propre à la machine. L'objectif est de mettre en évidence que la présence d'un défaut de boitage compromet la stabilité vibratoire de la machine, ce qui peut se manifester par des perturbations anormales dans les niveaux des indicateurs vibratoires. Ces anomalies peuvent être le reflet de modifications des jeux fonctionnels internes, notamment sous forme de désalignement entre le rotor et le stator.
- Avec accouplement (moteur relié mécaniquement à un arbre de transmission via un accouplement flexible) : cette configuration vise à simuler des conditions de fonctionnement plus proches de la réalité industrielle. Elle permet d'évaluer l'impact du boitage sur l'ensemble moteur-transmission, notamment sur la stabilité dynamique et l'alignement des arbres.

Dans les deux cas, l'étude explore les effets de différentes charges verticales appliquées à la base du moteur (0 kg – condition non chargée, 2 kg, 5 kg et 10 kg) ainsi que de différentes vitesses de rotation (11 Hz, 17 Hz et 23 Hz) sur la signature vibratoire globale de la machine.

a) Procédure expérimentale

Les étapes suivantes ont été réalisées dans le cadre de l'expérimentation :

- Le moteur a été démarré sans accouplement, afin d'analyser son comportement vibratoire en configuration libre.
- La fréquence de rotation a été réglée à 11 Hz comme première valeur d'essais.
- Des charges croissantes de 0 kg (condition non chargée), 2 kg, 5 kg et 10 kg ont été appliquées successivement à la base du moteur.
- Pour chaque charge appliquée, les données vibratoires ont été enregistrées à l'aide du l'analyseur de vibrations Schenck, en collectant à la fois les indicateurs scalaires et les spectres.
- La même procédure a été reproduite pour deux autres fréquences de rotation, à savoir 17 Hz et 23 Hz.
- L'ensemble des tests a ensuite été reconduit avec accouplement, en suivant exactement les mêmes étapes de mesure.
- Enfin, trois essais ont été effectués pour chaque configuration, afin d'assurer la fiabilité des résultats obtenus.

Ainsi, chaque série de mesures a été répétée dans des conditions strictement identiques, garantissant la précision et la cohérence des données enregistrées.

III.5 Résultats expérimentaux

III.5.1 Diagnostic vibratoire par indicateurs scalaire

Afin d'évaluer l'impact du boitage induit simulé sur le comportement vibratoire d'une machine tournante, une campagne d'analyse vibratoire a été réalisée en faisant varier la charge appliquée à la base du moteur (0 kg condition non chargée, 2 kg, 5 kg et 10 kg) ainsi que la vitesse de rotation (11 Hz, 17 Hz et 23 Hz). L'étude s'appuie sur plusieurs indicateurs scalaires extraits des signaux vibratoires enregistrés, notamment la valeur efficace (RMS), la valeur crête, la valeur crête à crête et le facteur de crête. Ces indicateurs permettent de quantifier le niveau global des vibrations et d'identifier d'éventuelles anomalies, en particulier celles liées à un désalignement rotor/stator susceptible d'être engendré par le boitage des pieds.

Deux configurations expérimentales ont été considérées :

- Moteur isolé (sans accouplement) : cette configuration permet d'analyser directement l'effet du boîtage sur le jeu fonctionnel interne de la machine, qui constitue la principale source d'instabilité vibratoire.
- Moteur accouplé à un arbre de transmission via un accouplement flexible : cette configuration simule une situation industrielle plus réaliste, où le boîtage peut également affecter l'ensemble dynamique moteur transmission.

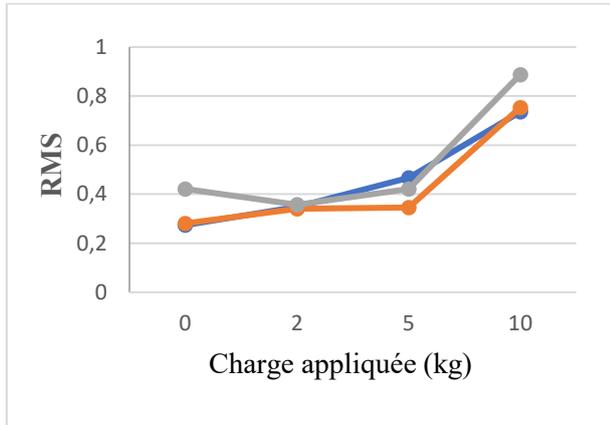
Le Tableau 1 ci-dessous présente les valeurs mesurées des indicateurs scalaires pour la configuration sans accouplement, selon les différentes charges et fréquences de rotation :

Masse (kg)	Fréquence (Hz)	Sans Accouplement			
		RMS	Valeur Crête	Crête à Crête	Facteur Crête
0	11	0.274	1.034	1.947	3.77
	17	0.281	1.028	2.028	3.66
	23	0.421	1.492	2.765	3.54
2	11	0.348	1.108	2.119	3.19
	17	0.341	1.317	2.507	3.86
	23	0.357	1.330	2.565	3.73
5	11	0.467	1.445	2.778	3.1
	17	0.346	1.142	2.241	3.3
	23	0.421	1.414	2.730	3.35
10	11	0.736	1.883	3.730	2.56
	17	0.754	2.557	4.676	3.39
	23	0.888	3.284	6.491	3.7

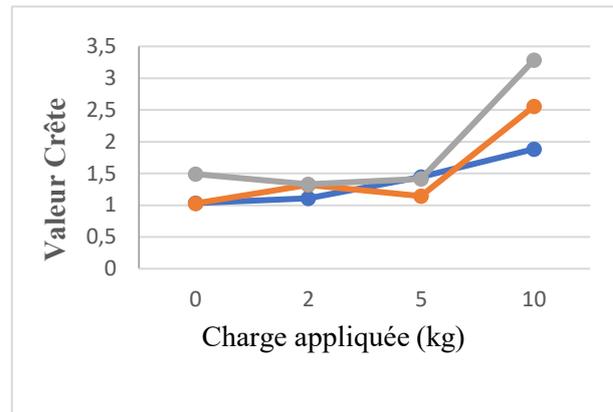
Tableau III. 1: Valeurs des indicateurs scalaires pour la configuration sans accouplement.

D'après les résultats du tableau, on observe globalement que l'augmentation de la charge appliquée, c'est-à-dire l'aggravation du boîtage simulé, entraîne des perturbations significatives des niveaux vibratoires. Cette tendance confirme que le défaut de boîtage a un impact direct sur la stabilité vibratoire de la machine.

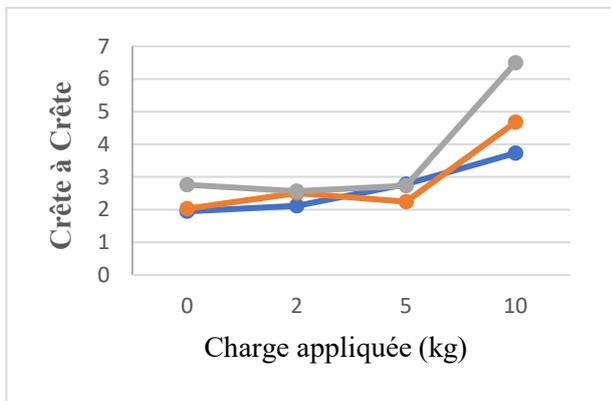
La figure 1 illustre l'évolution des quatre indicateurs scalaires en fonction de la charge appliquée, pour les trois fréquences de rotation considérées.



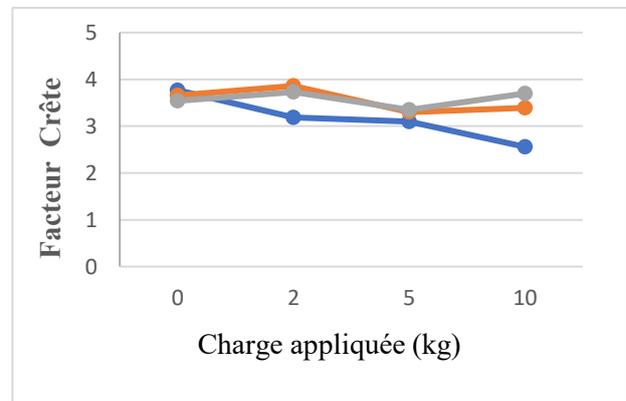
Évolution de la valeur RMS.



Évolution de la valeur crête.



Évolution de la crête à crête.



Évolution du facteur crête.

● Fréquence de rotation 11 Hz ● Fréquence de rotation 17 Hz ● Fréquence de rotation 23 Hz

Figure III. 3: Evolution des indicateurs scalaires pour la configuration sans accouplement, selon la charge appliquée.

L'analyse des résultats pour la configuration sans accouplement met en évidence une augmentation significative des valeurs RMS, crête et crête à crête en fonction de la charge appliquée. Cette évolution reflète une excitation mécanique croissante induite par l'augmentation de la charge appliquée, confirmant l'impact direct du défaut de boitage simulé sur le comportement vibratoire de la machine. En effet, cette augmentation résulte principalement d'une perturbation des jeux fonctionnels internes, notamment d'un désalignement progressif entre le rotor et le stator, considéré comme la principale source d'instabilité vibratoire.

En revanche, le facteur de crête, indicateur sensible à la forme du signal, présente une tendance globalement décroissante. Cette diminution peut s'expliquer par la présence de défauts mécaniques combinés, qui altèrent la structure impulsionnelle du signal et réduisent ainsi la pertinence de cet indicateur dans le cadre de défauts mixtes.

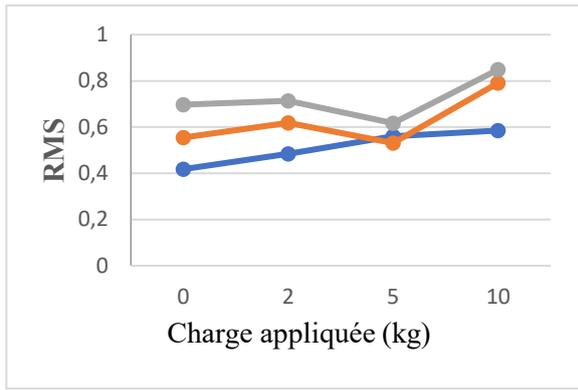
Le Tableau 2 ci-dessous présente les valeurs des mêmes indicateurs pour la configuration avec accouplement, en fonction des charges et des fréquences :

Masse (kg)	Fréquence (Hz)	Avec Accouplement			
		RMS	Valeur Crête	Crête à Crête	Facteur Crête
0	11	0.418	1.619	3.099	3.88
	17	0.555	2.499	4.226	4.5
	23	0.697	2.244	4.327	3.22
2	11	0.484	1.628	3.231	3.37
	17	0.619	2.258	4.367	3.65
	23	0.714	2.247	4.380	3.15
5	11	0.560	1.855	3.617	3.32
	17	0.531	2.109	4.039	3.97
	23	0.617	2.776	4.826	4.5
10	11	0.585	2.082	3.929	3.56
	17	0.991	3.473	6.423	3.51
	23	0.649	2.680	4.704	4.13

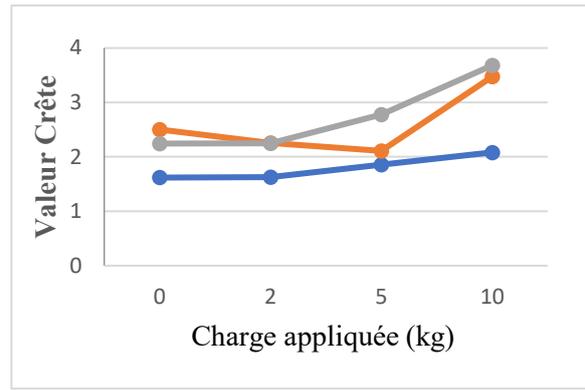
Tableau III. 2 : Valeurs des indicateurs scalaires pour la configuration avec accouplement.

De la même manière, les résultats présentés dans le Tableau 2 montrent globalement que la présence d'un défaut de boitage induit dans les machines tournantes provoque des perturbations significatives des niveaux vibratoires, compromettant ainsi la stabilité vibratoire de la machine.

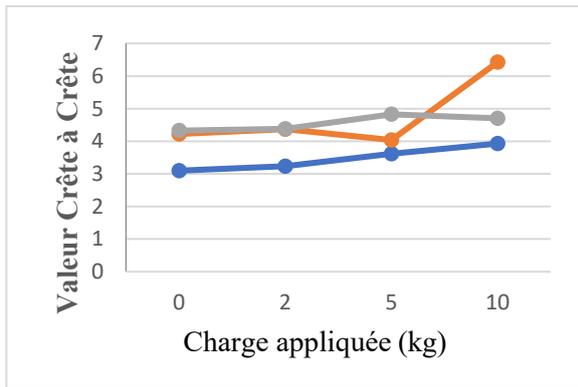
La figure 2 illustre l'évolution des quatre indicateurs scalaires en fonction de la charge appliquée, pour les trois vitesses de rotation étudiées.



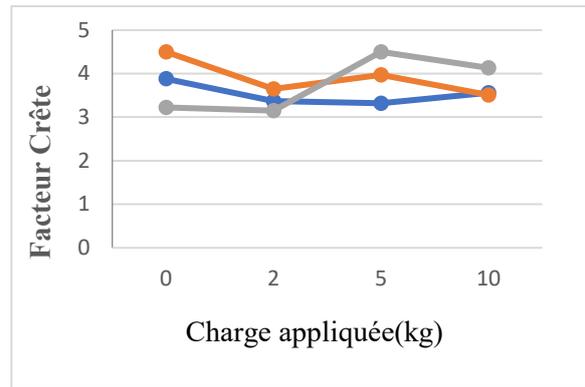
Évolution de la valeur RMS.



Évolution de la valeur crête.



Évolution de la crête à crête.



Évolution du facteur crête.

● Fréquence de rotation 11 Hz ● Fréquence de rotation 17 Hz ● Fréquence de rotation 23 Hz

Figure III. 4: Évolution des indicateurs scalaires pour la configuration avec accouplement.

Les résultats obtenus pour la configuration avec accouplement confirment globalement les tendances observées précédemment. Les indicateurs vibratoires valeur RMS, valeur crête et crête à crête augmentent de manière significative avec la charge appliquée, traduisant une élévation de l'énergie vibratoire liée à des déséquilibres mécaniques internes.

La présence d'un accouplement induit des contraintes supplémentaires, ce qui explique des niveaux vibratoires globalement plus élevés. Les valeurs élevées des indicateurs RMS, crête et crête à crête confirment la présence probable de défauts d'alignement ou d'irrégularités mécaniques au sein de l'ensemble accouplé.

Enfin, le facteur de crête présente une variabilité notable : sa tendance irrégulière reflète probablement la présence de défauts mécaniques multiples ou combinés, affectant la structure du signal vibratoire.

En résumé, L'analyse des indicateurs vibratoires met clairement en évidence l'effet du boitage induit sur le comportement dynamique de la machine. Que ce soit en configuration isolée ou accouplée, L'augmentation de la charge appliquée engendre une amplification significative des niveaux vibratoires, compromettant ainsi la stabilité dynamique du système. La configuration avec accouplement se révèle plus sensible, présentant des niveaux vibratoires systématiquement plus élevés.

III.5.2 Diagnostic vibratoire par analyse spectral

Cette section est dédiée à l'analyse spectrale des signaux vibratoires mesurés dans deux configurations distinctes : le fonctionnement d'un moteur isolé, et celui d'un moteur accouplé à un arbre de transmission via un accouplement flexible. L'objectif principal est d'évaluer l'impact du boitage induit simulé sur le comportement vibratoire de la machine tournante, en vue d'identifier la signature vibratoire caractéristique de ce défaut.

L'étude repose sur une campagne d'acquisition et d'analyse vibratoire réalisée selon la même méthodologie que celle employée pour l'analyse des indicateurs scalaires, en faisant varier à la fois la charge appliquée à la base du moteur (0 kg, 2 kg, 5 kg et 10 kg) et la vitesse de rotation du moteur (11 Hz, 17 Hz et 23 Hz), afin de couvrir différents régimes de fonctionnement et niveaux de sévérité du défaut.

a) Caractéristiques géométriques et calculs cinématiques

Les signaux vibratoires ont été relevés au niveau du palier P2, comme illustré dans le schéma cinématique ci-dessous :

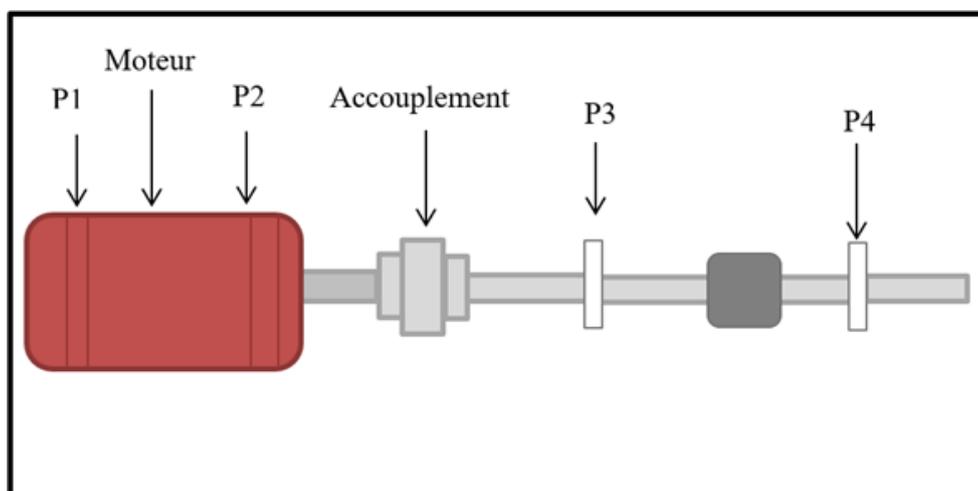


Figure III. 5:Schéma cinématique.

Les caractéristiques géométriques des deux roulements montés sur les paliers du moteur électrique sont présentées dans le tableau suivant :

Palier	Roulement	D _{ext} (mm)	D _{int} (mm)	D _{moy} = (D _{ext} +D _{int})/2 (mm)	d (mm)	z (nombre de billes)
01	6004 C3	35	17	26	4,76	10
02	6205 C3	52	25	38,5	7,94	9

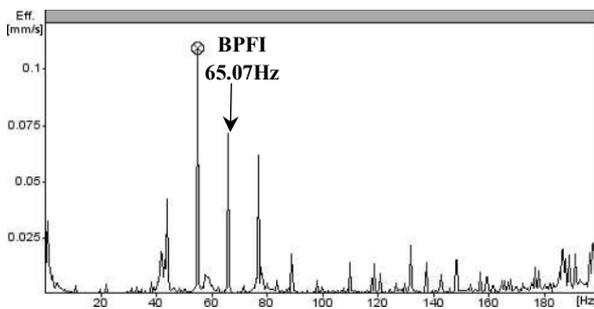
Tableau III. 3 : Caractéristiques géométriques des roulements du moteur électrique.

Les fréquences caractéristiques de défauts — BPFO (défaut sur bague extérieure) BRFI (défaut sur bague intérieure) BSF (Fréquence de rotation des éléments roulants) et FTF (Fréquence fondamentale du train de rouleaux) — calculées pour les trois vitesses de rotation sont récapitulées ci-dessous :

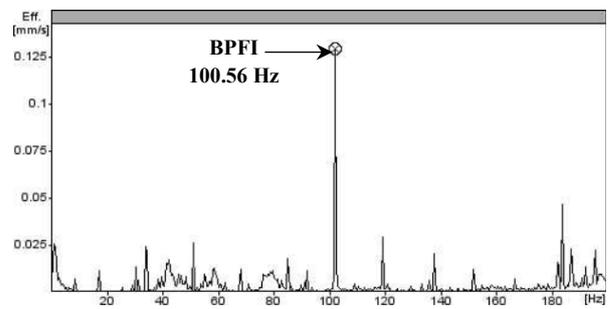
Fréquence de rotation (Hz)	Palier 01 – Roulement 6004 C3				Palier 02 – Roulement 6205 C3			
	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFO (Hz)	BRFI (Hz)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFO (Hz)	BRFI (Hz)
11	4.49	29.04	44.93	65.07	4.37	25.53	39.31	59.57
17	6.94	44.87	69.44	100.56	6.75	39.46	60.73	91.0
23	9.39	60.71	93.95	136.09	9.13	53.39	82.16	122.44

Tableau III. 4 : Fréquences caractéristiques des défauts de roulements pour différentes vitesses de rotation.

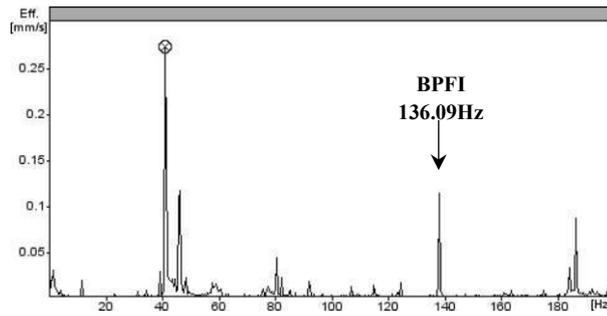
La figure suivante présente les spectres vibratoires mesurés pour la configuration moteur isolé sans charge, à différentes vitesses de rotation :



Fréquences de rotation 11 Hz



Fréquences de rotation 17 Hz



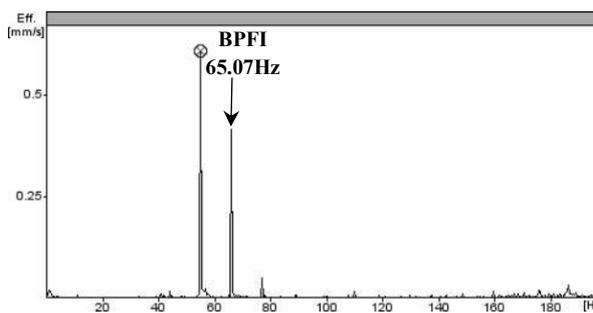
Fréquences de rotation 23 Hz

Figure III. 6: Spectres vibratoires pour le moteur isolé – condition non chargée.

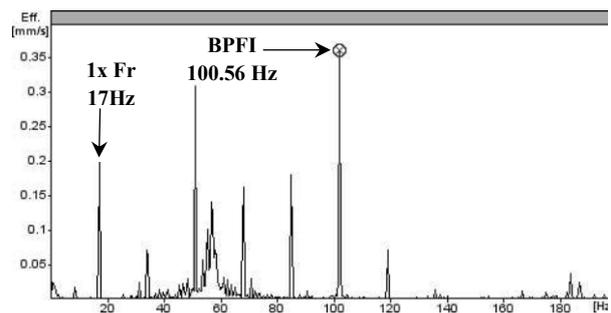
L'analyse des spectres de vibration montre la présence de pics caractéristiques aux fréquences associées à un défaut sur la bague intérieure du roulement du palier P1, quelle que soit la vitesse de rotation. Ces pics coïncident avec les fréquences BPFI calculées précédemment, ce qui confirme la présence d'un défaut de roulement.

La dominance énergétique de ce défaut rend difficile l'identification de la signature vibratoire du boitage dans ces spectres, sans recours à des techniques de filtrage fréquentiel adaptées.

Afin de mieux observer les effets du boitage induit, des analyses ont été menées en appliquant une charge de 10 kg sur le moteur, toujours dans la configuration isolée. Les spectres correspondants, enregistrés pour les trois vitesses de rotation (11 Hz, 17 Hz et 23 Hz), sont présentés ci-dessous :



Fréquences de rotation 11 Hz



Fréquences de rotation 17 Hz

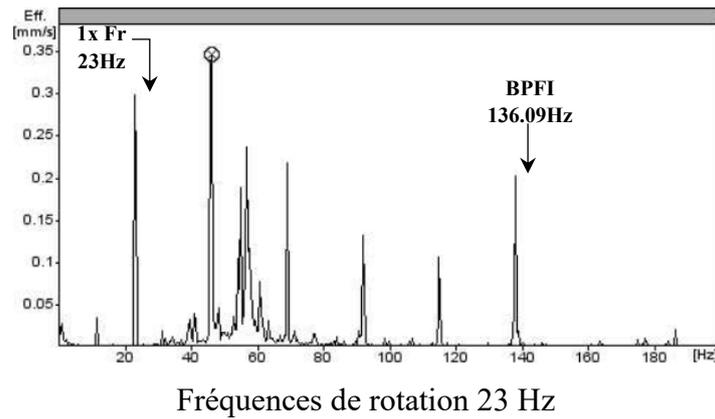


Figure III. 7: Spectres vibratoires pour le moteur isolé – charge 10 kg.

L'analyse des spectres confirme encore une fois la présence du défaut sur la bague intérieure du roulement du palier P1, avec des pics cohérents avec les BPFI.

Cependant, de nouveaux pics apparaissent à la fréquence de rotation fondamentale ($1 \times Fr$), notamment à 17 Hz et 23 Hz. Ces pics sont caractéristiques d'un désalignement ou d'un boitage, indiquant ainsi une possible signature vibratoire du boitage simulé dans cette configuration.

III.6 Conclusion

L'analyse vibratoire menée dans ce chapitre a permis de démontrer l'influence notable du défaut de boitage des pieds sur le comportement dynamique des machines tournantes. À travers l'étude de deux configurations expérimentales moteur seul et moteur accouplé à une transmission, et l'exploitation d'indicateurs scalaires (RMS, crête, crête à crête, facteur de crête), les résultats obtenus mettent clairement en évidence une dégradation progressive de la stabilité vibratoire en présence d'un défaut de boitage induit.

Dans les deux configurations, une augmentation notable des niveaux RMS, crête et crête à crête a été observée avec l'application croissante de charges. Ce comportement confirme que le boitage provoque des désalignements internes entre le rotor et le stator, entraînant une excitation mécanique accrue.

L'analyse spectrale des signaux vibratoires a permis de détecter des composantes fréquentielles caractéristiques de défauts de roulements, notamment au niveau de la bague intérieure du palier P1 du moteur électrique, confirmées par la correspondance avec les fréquences BPFI calculées. Toutefois, la forte dominance énergétique de ces défauts masque en grande partie la signature du boitage induit, rendant son identification difficile sans traitement de signal approprié. En appliquant une charge de 10 kg, certains pics supplémentaires sont

apparus aux fréquences fondamentales de rotation, notamment à 17 Hz et 23 Hz, ce qui suggère une possible manifestation vibratoire du boitage.

Ces résultats soulignent la complexité de l'analyse dans le cas de défauts combinés et l'intérêt de recourir à des techniques d'extraction ou de filtrage avancées pour isoler la contribution spécifique du boitage.

Conclusion générale

L'objectif principal de ce travail était d'étudier en profondeur le phénomène de boîtage des pieds dans les machines tournantes, un défaut mécanique souvent négligé, mais qui peut avoir des conséquences importantes sur la fiabilité, la stabilité et la durée de vie des équipements.

Dans un premier temps, une revue bibliographique détaillée a permis de poser les bases nécessaires en matière de maintenance industrielle, en mettant en lumière l'importance des stratégies préventives et du rôle central de la surveillance vibratoire dans le diagnostic des anomalies mécaniques. Le phénomène de boîtage des pieds, souvent sous-estimé, a été identifié comme un défaut critique pouvant compromettre la stabilité et la performance des machines tournantes.

Sur le plan expérimental, un banc d'essai spécifique a été conçu pour simuler différents scénarios de boîtage. Les résultats obtenus ont démontré l'impact significatif de ce problème sur la stabilité mécanique globale. L'application de charges a mis en évidence l'apparition d'efforts parasites susceptibles d'altérer l'alignement des composants, de générer des déformations structurelles et de provoquer une dégradation des conditions de fonctionnement.

Enfin, l'analyse vibratoire menée dans deux configurations expérimentales – moteur seul et moteur accouplé à une transmission – a confirmé l'influence notable du boîtage sur le comportement dynamique des machines. L'augmentation des niveaux d'indicateurs scalaires (RMS, crête, crête à crête) en fonction des charges appliquées a révélé une dégradation progressive de la stabilité vibratoire. Toutefois, la superposition de défauts mécaniques, notamment ceux liés aux roulements, rend la détection du boîtage plus complexe, soulignant la nécessité d'utiliser des techniques de traitement du signal avancées pour isoler sa signature vibratoire.

Ainsi, l'ensemble de ce travail met en évidence l'importance d'une prise en compte rigoureuse du boîtage dès les phases d'installation et de maintenance des machines tournantes. Il ouvre également des perspectives pour le développement de méthodes de diagnostic plus performantes, capables de détecter ce type de défaut dans un environnement industriel complexe.

Références Bibliographiques

- [1] Hocine, G. U. E. N. T. R. I. (2023). Organisation et gestion de la maintenance Industrielle.
- [2] Monchy, F., & Mirochnikoff, Y. (1991). La fonction maintenance: Formation à la gestion de la maintenance industrielle.
- [3] El Hannani, A. (2015, August). Maintenance predictive et preventive basee sur l'analyse vibratoire des rotors. In CFM 2015-22ème Congrès Français de Mécanique. AFM, Maison de la Mécanique, 39/41 rue Louis Blanc-92400 Courbevoie.
- [4] Augeix, D. (2001). Analyse vibratoire des machines tournantes. Ed. Techniques Ingénieur
- [5] Soualhi, A. (2013). Du diagnostic au pronostic de pannes des entraînements électriques (Doctoral dissertation, Université Claude Bernard-Lyon I).
- [6] B. Trajin, « Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones. Application à la surveillance des roulements à billes ».
- [7] 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
- [8] C. Pachaud, R. Salvetat, et C. Fray, « CREST FACTOR AND KURTOSIS CONTRIBUTIONS TO IDENTIFY DEFECTS INDUCING PERIODICAL IMPULSIVE FORCES », Mech. Syst. Signal Process., vol. 11, n° 6, p. 903-916, nov. 1997, doi: 10.1006/mssp.1997.0115.
- [9] T. L. Bonebright, « An investigation of data collection methods for auditory stimuli: Paired comparisons versus a computer sorting task », Behav. Res. Methods Instrum. Comput., vol. 28, n° 2, p. 275-278, juin 1996, doi: 10.3758/BF03204780.
- [10] A. Arneodo, F. Argoul, et G. Grasseau, « Transformation en ondelettes et renormalisation », in Les Ondelettes en 1989, vol. 1438, P. G. Lemarié, Éd., in Lecture Notes in Mathematics, vol. 1438. , Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1990, p. 125-191. doi: 10.1007/BFb0083519.
- [11] C. Capdessus, M. Sidahmed, et J. L. Lacoume, « CYCLOSTATIONARY PROCESSES: APPLICATION IN GEAR FAULTS EARLY DIAGNOSIS », Mech. Syst. Signal Process., vol. 14, n° 3, p. 371-385, mai 2000, doi: 10.1006/mssp.1999.1260.
- [12] « LUDECA: Alignment, Vibration, Balancing, Ultrasound, Induction Heating », Ludeca. Consulté le: 17 juin 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://ludeca.com/>

- [13] S. Bruinsma, R. D. Geertsma, R. Loendersloot, et T. Tinga, « Motor current and vibration monitoring dataset for various faults in an E-motor-driven centrifugal pump », *Data Brief*, vol. 52, p. 109987, févr. 2024, doi: 10.1016/j.dib.2023.109987.
- [14] W. T. Thomson, *Vibration Monitoring of Induction Motors: Practical Diagnosis of Faults via Industrial Case Studies*, 1^{re} éd. Cambridge University Press, 2020. doi: 10.1017/9781108784887.
- [15] T. Sunder Selwyn et S. Hemalatha, « Condition monitoring and vibration analysis of asynchronous generator of the wind turbine at high uncertain windy regions in India », *Mater. Today Proc.*, vol. 46, p. 3639-3643, 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.01.656.
- [16] JAntonino-Daviu, J., & Popaleny, P. (2018, September). Detection of induction motor coupling unbalanced and misalignment via advanced transient current signature analysis. In 2018 XIII International conference on electrical machines (ICEM) (pp. 2359-2364).
- [17] Y. Kai, Y. Tsuchida, T. Todaka, et M. Enokizono, « Evaluation of local residual stress distribution of stator core in a rotating machine », *Electr. Eng. Jpn.*, vol. 181, n° 3, p. 1-8, nov. 2012, doi: 10.1002/ej.21271.
- [18] A. Althubaiti, F. Elasha, et J. A. Teixeira, « Fault diagnosis and health management of bearings in rotating equipment based on vibration analysis – a review », *J. Vibroengineering*, vol. 24, n° 1, p. 46-74, févr. 2022, doi: 10.21595/jve.2021.22100.
- [19] U. Werner, « Derivation of a plane vibration model for electrical machines on soft machine foundations », *Forsch. Im Ingenieurwesen*, vol. 74, n° 4, p. 185-205, déc. 2010, doi: 10.1007/s10010-010-0125-0.
- [20] P. Pawlik, « Single-number statistical parameters in the assessment of the technical condition of machines operating under variable load », *Ekspluat. Niezawodn. – Maint. Reliab.*, vol. 21, n° 1, p. 164-169, mars 2019, doi: 10.17531/ein.2019.1.19.
- [21] M. Orman et C. T. Pinto, « Acoustic analysis of electric motors in noisy industrial environment », 2013.
- [22] N. I. Azeez et A. C. Alex, « Detection of rolling element bearing defects by vibration signature analysis: A review », in 2014 Annual International Conference on Emerging Research Areas: Magnetics, Machines and Drives (AICERA/iCMMD), Kottayam, India, India: IEEE, juill. 2014, p. 1-5. doi: 10.1109/AICERA.2014.6908270.
- [23] X Milisen, X., & Lenaerts, V. (2006). Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements. *Scientific Review of ISILF*, (20), 157-171.

- [24] 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.
- [25] M. H. Mohd Ghazali et W. Rahiman, « Vibration Analysis for Machine Monitoring and Diagnosis: A Systematic Review », Shock Vib., vol. 2021, n° 1, p. 9469318, janv. 2021, doi: 10.1155/2021/9469318.
- [26] YOUNES, R. (2015). Perception sonore au service de l'optimisation du diagnostic des défauts mécaniques de machines tournantes (Doctoral dissertation).
- [27] « Equilibrage sur site SmartBalancer - Schenck France ». Consulté le: 16 juin 2025. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.schenck-rotec.fr/produits/catalogue-des-produits/details-du-produit/fr-smartbalancer.html> ».