الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة يحي فارس - المدية

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DU GÉNIE MÉCANIQUE

Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme master en génie mécanique

Option Construction mécaniques

CONCEPTION ET DÉVELOPPEMENT D'UN SIMULATEUR DES DÉFAUTS DES MACHINES TOURNANTES

Présente Par :

TITRAOUI Amine

TOUBAL Hamza

D'érigé par :

Dr BOUMAHDI Mouloud

Dr REBHI Redah

2020/2021


بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciements

Au terme de cette mémoire nous tenons à remercier tout naturellement en premier lieu ALLAH le tout puissant qui m'a donné la force, le courage et la patience de bien mener ce travail.

Les travaux exposés dans ce mémoire ont été réalisés sous la direction du professeur BOUMAHDI MOULOUD et de monsieur REBHI REDHA. Nous tenons à les remercier. Grâce à leur aide, à leurs conseils éclairés et ses judicieuses orientations

Nos remerciements vont aussi à tous ceux qui, tout au long de ces années d'études , nous ont encadrés , observé , aidé , conseillé et même supporté surtout les enseignants du département de mécanique

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A ma très chère mère, qui me donne toujours

L'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier

Pour moi

A mon père, pour ses encouragements

Et son soutien, et surtout pour son amour

À mes frères Ilyass, Bachir

Et mes sœurs Razika, Lamia

Et à tous mes amis sans exception,

À toute la famille TiTraoui

À tous les enseignants.

A mon binôme Hamza Toubal.

Amine Titraoui

DEDICACES

Je dédie ce travail à mes chers parents abdenour et Lila , pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien… tout au long de mes études,

A mes chères sœurs ..... pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A mes chers frères, ..., pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués,

à ma binôme amine Qui a donné beaucoup de motivation .Et je remercie mes professeurs pour leur soutien

Et à la fin je dis -Ma réussite n'est due qu'à Allah .

HAMZA TOUBAL

Sommaire

Introduction générale……01

Chapitre 1

Analyse vibration des machines tournantes

1.1 Introduction……02

1.2 Machines tournantes ……02

1.2.1 Un rotor ……03

1.2.3 Les liaisons ……03

1.3 Les stratégies de maintenances ……04

1.3.1 Définition……04

1.3.2 Rôle de la maintenance……04

1.3.3 Différents types de maintenance : ……04

1.3.3.1 maintenances correctives ……06

1.3.3.2 la maintenance préventive……06

1.3.3.3 la maintenance prédictive……08

1.4 Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations ……08

1.4.1 Acquisition de données……08

1.4.2 Traitement des données……09

1.4.3 Indicateurs d'état de la machine……10

1.5 Principes de l'analyse des vibrations……10

1.5.1 Qu'est-ce qu'une vibration ? ……10

1.5.2 Définition théorique d'une vibration ……10

1.5.3 Signal vibratoire……11

1.5.3.1 fréquences……12

1.5.3.2 relations entre fréquence et période……12

1.5.4 Amplitude d'un signal vibratoire……13

1.5.4.1 les seuils d'intervention……14

1.5.4.2 la sévérité des vibrations ……15

1.5.5 Détermination des fréquences d'un signal ……17

1.6 Les outils de surveillance et le diagnostic……18

1.6.1 Outils de surveillance……18
1.6.1.1 niveaux globaux (ng) ……18
1.6.1.2 indicatrices basses fréquences ……19
1.6.1.3 indicatrices hautes fréquences ……19
1.6.1.4 synthèses……21
1.6.2 Outils de diagnostic……22
1.6.2.1 spectre rc (résolution constante) ou fft……22
1.6.2.2 définitions de l'image ……22
1.6.2.3 représentations type……24
1.6.2.4 cepstre……25
1.7 Étude principaux du défaut des machines tournantes……26
1.7.1 Déséquilibre (défaut de balourd) ……28
1.7.1.1 balourd statiques……29
1.7.1.2 balourd dynamiques……30
1.7.2 Défaut d'alignement……30
1.7.2.1 origines du défaut……30
1.7.2.2 signatures du défaut d'alignement……31
1.7.3 Défaut d'excentricité……33
1.7.4 Défaut de desserrage et de jeu……33
1.7.5 Défauts électriques……35
1.7.6 Défauts spécifiques aux roulements……36
1.7.6.1 processus de dégradation d'un roulement……36
1.7.6.2 fréquences caractéristiques……37
1.7.6.3 signatures vibratoires des défauts d'écaillage……38
1.7.6.4 rupture de cage ……40
1.7.6.5 défauts de billes……40
1.8 Conclusion……42

Chaptre2 :

Conception et réalisation du simulateur

2.1 Introduction……43
2.2 Conception du dispositif ……44

2.3 Choix des éléments mécaniques……45
2.3.1 Disque ……45
2.3.3.1 caractéristiques du disque ……46
2.3.2 L'arbre ……46
2.3.2.1 caractéristiques de l'arbre ……46
2.3.3 Palier ……49
2.3.3.1 caractéristiques du palier……49
2.4 Choix des éléments électriques ……50
2.4.1 Moteur……50
2.4.2 Tachymètre……51
2.4.3 Variateur de fréquence……51
2.4.3.1 description de fonctionnement……53
2.4.3.2 installation et mise en marche du variateur ……54
2.5 Réalisation du dispositif ……55
2.6 Conclusion……60

Chapitre 3

Test et validation du simulateur

3.1 Introduction……61
3.2 Description et fonctionnement du simulateur……62
3.3 contrôle de la vitesse de rotation……64
3.3.1 Qu'est-ce qu'un stroboscope ? ……64
3.4 Procédures des essais ……64
3.5 Modélisation et simulation d'un rotor flexible……66
3.5.1 Module de modélisation ……66
3.5.1.1 : La géométrie……66
3.5.1.2 : Le maillage du modèle……67
3.5.2 Module de simulation……68
3.5.2.1 Les conditions aux limites……68
3.5.2.2 La vitesse de rotation ……69

3.5.2.3 Diagramme de Campbell……...……..……...…....…..…70
3.5.2.4 Résolution du modèle……...……..……...……...…70
3.5.2.5 Affichage des résultats……...……..……..……..…71
3.5.3 Résultats et interprétations……..……...……...…… 71
3.6 Conclusion……...……..……..……...……82
Conclusion générale……...……..……..……...……83
Bibliographie

Table des figures

Figure 1.1 : Elément générale des Machine tournante…..……..……...……....…….01

Figure 1.2 : Les déférents types de maintenance..…….....……..……..…....….05

Figure 1.3 : Maintenance corrective..…….……..…….....…...……..06

Figure 1.4 : Maintenance systématique..……....…….....……..…07

Figure 1.5 : Maintenance préventive conditionnelle..……..……...……..…..……..…07

Figure1.6 : Indicateur de l'état d'une machine ..……...……...……..…10

Figure 1.7 : cercle tournant et signal ..……..……...……..…..…..…11

Figure 1.8: Amplitude de signale vibratoire..…….....……..……..…13

Figure 1.9 : Schéma d'appréciation de la sévérité..……...…….....……..…16

Figure 1.10 : la somme de deux signaux..……...……...…….……..…17

Figure 1.11 : spectre d'un signal..……...……..…..…..…18

Figure 1.12 Évolution du facteur de crête FC en fonction du temps..…...…...……...…….…20

Figure 1.13 :Variation du facteur K en fonction du temps ..……...…...……..……..…21

Figure 1.14 : spectre RC..……...……...……..……..…24

Figure 1.15 : spectre RC..……....……..……..…24

Figure 1.16: Cepstre..……...……...…..……..…26

Figure 1.17 : Tolérances d'usinage sur un rotor……..…...…….28

Figure 1.18: Points de mesure pour un défaut de balourd…….....…….28

Figure1.19: Spectre théorique d'un défaut de balourd……...…….29

Figure1.20: Balourd statique ……....….…….29

Figure1.21: Balourd dynamique…….……...…….....…..…….30

Figure 1.22: Un désalignement peut également être la conséquence…….30

Figure 1.23 : La fréquence du signal……..……...…….31

Figure1.24: Spectre théorique d'un défaut d'alignement……...…….32

Figure1.25: Spectre réel d'un compresseur à 1500 tr/min…….....…….32

Figure1.26: Spectre théorique d'engrenage présentant un défiant d'excentricité……...33

Figure 1.27: signal temporel écrêté……...……...…..……34

Figure 1.28 : spectre typiques de jeu……...……...…….34

Figure 1.29: spectre d'harmonique de la fréquence de rotation…….……...…..…….35

Figure 1.30 : Spectre théorique d'engrenage présentant un défiant d'excentricité…….36

Figure 1.31: roulement…….…...…..…….37

Figure1.32: fréquences des défauts de roulemen……...…….38

Figure1.33 : Spectre théorique d'un défaut d'écaillage d'un roulement……..39

Figure1.34 : spectre d'une bague externe d'un roulement ……...…….39

Figure 1.35: spectre d'une bague intérieure d'un roulement ……...….40

Figure 1.36: spectre théorique d'un défiant de bille d'un roulement……..…….41

Figure 2.1: Déséquilibrage d'un rotor……..…….....…….43

Figure 2.2: Conception du simulateur par Solid Works…….....…….44

Figure 2.3 : simulateur premium……...…….45

Figure 2.4: Disque excentrique (M-ER- 5/8) ……..…...…….46

Figure 2.5: Disque voilé (M-CR-5/8) ……...…...…….46

Figure 2.6: les force appliquées…….…….....…….47

Figure 2.7: Palier auto-aligneur……...……..…...…….49

Figure 2.8: dimension de palier…….....…….49

Figure 2.9: Moteur asynchrone……...……..…...…….50

Figure 2.10 : Tachymètre à affichage LCD…….……..……...…….51

Figure 2.11: Variateur de fréquence……..…...……...…...…….52

Figure 2.12: Schéma électronique de variateur de fréquence……..…...…...…….53

Figure 2.13: Écran de contrôle variateur de fréquence……...……....…….54

Figure 2.14 : dessin définition de disque……..…...….……55

Figure 2.15: dessin définition l'arbre……...……..…...…….56

Figure 2.16: dessin définition de cage……..…….57

Figure 2.17: dessin définition de support……..……..…...…….…….58

Figure 2.18: dessin définition de assemblage ……..…59

Figure 3.1: Simulateur des défauts avec système d'acquisition……...…….62

Figure 3.2 : Système d'acquisition multicanaux…….……..…...….…….63

Figure 3.3: Accéléromètres SN LW132672/ SN LW132669……..…...….…….63

Figure 3.4: stroboscope…….……..…...….…….64

Figure 3.5: Logiciel de traitement des signaux…….……...….…….65

Figure 3.6 : Masse fixée sur le disque……..…….....….…….65

Figure 3.7: enregistrement fichier IGES……..……....…66

Figure 3.8 : choisir les Propriétés…….....…67

Figure 3.9 : type de maillage de modèle……..……..…...…….....……67

Figure 3.10 : maillage de modèle. ……..…….…….....….68

Figure 3.11 : représente les paliers…….....…68

Figure 3.12 : représenté la vitesse de rotation. …….……...…69

Figure 3.13 : affichage diagramme campbell……..…....…70

Figure 3.14 : Résoudre…….....…….…….……..70

Figure 3.15 : affichage la déplacement des résultats……..……....…71

Figure 3.16 : représenté le schéma de l'exemple 1……..…...…….....…71

Figure 3.17 : Diagramme de Campbell de l'exemple 1 pour six modes de flexion ω**……..**72

Figure 3.18 : Résultat de mode 1……..……..…72

Figure 3.19 : Résultat de mode 2……..……..…73

Figure 3.20 : Résultat de mode 3……..……..…73

Figure 3.21 : Résultat de mode 4……..……..…74

Figure 3.22 : Résultat de mode 5……..……..…74

Figure 3.23 : Résultat de mode 6……..……..…75

Figure 3.24 : Résultat de mode 7……..……..…75

Figure 3.25 : Résultat de mode 8……..……..…76

Figure 3.26 : Résultat de mode 9……..……..…76

Figure 3.27 : représenté le schéma de l'exemple 2……...……..….77

Figure 3.28 : Diagramme de Campbell de l'exemple 2 pour LES modes de flexion ω…....77

Figure 3.29 : Résultat de mode 1……..……..…78

Figure 3.30 : Résultat de mode 2……..……..…78

Figure 3.31 : Résultat de mode 3……..……..…79

Figure 3.32 : Résultat de mode 4……..……..…79

Figure 3.33 : Résultat de mode 5……..……..…80

Figure 3.34 : Résultat de mode 6……..……..…80

Figure 3.35 : Résultat de mode 7……..……..…81

Liste des tableaux

Tableau 1.1 les seuils d'intervention……...…….14

Tableau 1.2 amplitude des vibrations selon ISO10816…….....…….…….15

Tableau 1.3 indications de surveillance……..…...…….21

Tableau 1.4 défaut et fréquences caractéristiques……..……...…….23

Tableau 1.5 Reconnaissance des principales……...……...…….27

Tableau 2.1 Dimensions du palier……...……...…….50

Notation

FFT : faste fourrier transforme

Hz : hertz

CPM : cycle par minute

AC : amplitude crête

Acc : amplitude crête à crête

RMS : root mean square

BF : basse fréquences

HF : haute fréquence

FC : facteur crête

RC : résolution constante

DR : diamètre de roulement

BPFO : bail pass fréquence outer race

BPFI : bail pass fréquence inner race

FTF : fondamental train fréquence

BSF : bail soin fréquence

VFT : Vibration Fondamental Trainer

g : graffité (9.98m/s^2)

ملخص :

في الآلات الدوارة، يعد وجود الأعطال أمرًا شائعًا جدًا. من الضروري فهم ومعرفة التواقيع الاهتزازية لكل خطأ من أجل اكتشافها بسهولة أكبر.

في هذا المشروع، نحن مهتمون بتطوير محاكي عيب العنصر الدوار. يشتمل الإجراء الواجب اتباعه على الخطوات التالية ؛ (2) محاكاة ظروف التشغيل وتحديد معاييرها. CAD(2) تصميم الجهاز باستخدام برنامج

الكلمات الدالة :

أعطال، آلة دوارة، تصميم، محاكاة.

Résumé :

Sur les machines tournantes, la présence des défauts est très courante. Il est essentiel de comprendre et apprendre les signatures vibratoires de chaque défaut afin de les détecter plus facilement.

Dans ce projet, on s'intéresse au développement d'un simulateur des défauts des éléments tournants. La démarche à suivre comporte les étapes suivantes (ii) Conception du dispositif par un logiciel CAO ; (ii) simulation et paramétrage des conditions de fonctionnement.

Mots clés :

Défauts, machine tournante, conception, simulation.

Abstract

On rotating machines, the presence of faults is very common. It is essential to understand and learn the vibratory signatures of each fault in order to detect them more easily.

In This Project, we are interested in the development of a rotating element defect simulator. The procédure to be followed comprises the following steps (ii) Design of the device using CAD software; (ii) simulation and parameterization of operating conditions.

Keywords :

Facultés, rotating machine, design, simulation.

Introduction générale

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

Les vibrations dans les machines tournantes sont généralement le résultat de défauts mécaniques, notamment un déséquilibre de masse, un désalignement de l’accouplement, un desserrage mécanique, etc. Les machines tournantes avec des rotors en porte-à-faux sont très courantes dans les industries. Un rotor déséquilibré et des arbres mal alignés provoquent généralement des vibrations excessives de la machine, génèrent des forces importantes sur les roulements et réduisent ainsi la durée de vie de la machine et peuvent entraîner des pertes de biens et même des pertes en vies humaines.

La connaissance de ces vibrations permet de faire une analyse vibratoire pour déterminer l’état interne de la machine : équilibrage des pièces tournantes, état des paliers, etc.… La mesure des vibrations permet de détecter la moindre variation dans le comportement des machines. Les outils de l’analyse des vibrations informe à tout instant l’utilisateur de l’état réel de ses machines. Ils permettent de reconnaître toute modification dangereuse de leur comportement.

Le but de notre travail est la réalisation d’un dispositif qui va permettre d’introduire des défauts ensuite l’analyse des vibrations issues de ces défauts.

Le mémoire est organisé en trois parties. La première partié Généralité Sur les Machines Tournantes et présente les principes de maintenance par analyse des vibrations, la deuxième expose les différentes étapes de réalisation du simulateur et la troisième partie est consacrée à l’utilisation du simulateur.

D’après les résultats obtenus, le simulateur peut être utilisé dans les travaux pratiques .

Chapitre 1 :

Généralité Sur les Machines Tournantes

1.1 Introduction:

Les machines tournantes occupent actuellement une place prépondérante dans les applications impliquant des systèmes de transmission de puissance. La mesure des vibrations sur ces machines est particulièrement importante car elle joue un rôle essentiel dans les programmes de maintenance. Lorsque ces vibrations sont trop élevées, elles provoquent souvent un sentiment d'inquiétude, car elles signalent éventuellement un arrêt ou une casse imprévue et par conséquent une perte de productivité importante ou une menace pour la sécurité du personnel. Les vibrations des machines tournantes sont causées par plusieurs forces dynamiques, dont celles dues à des conditions de fonctionnement anormales ou à des défauts divers. Des modèles de génération de signaux vibratoires ont été développés pour permettre d'identifier les défauts à partir des signaux mesurés et donc de connaître l'état défectueux de la machine , Ces modèles permettent de déterminer des caractéristiques spécifiques qui peuvent être extraites par traitement du signal, fournissant ainsi un diagnostic sur l'état de la machine. Les vibrations dans les machines tournantes peuvent être provoquées par divers phénomènes d'excitation

1.2 Machines tournantes :

Les machines tournantes sont des systèmes (figure 1.1) dans lesquels peut se

Distinguer :

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

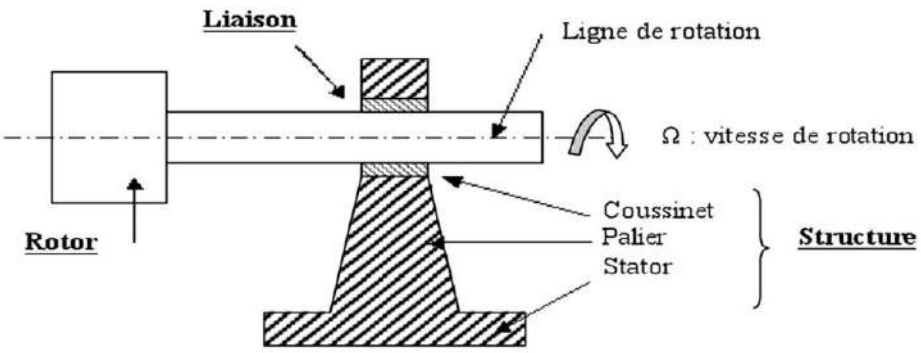


Figure 1.1: Elément générale des Machine tournante [1]

1.2.1Un rotor :

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

1.2.2 La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- **Les coussinets** de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues Peuvent être substituées aux coussinets : roulements.
- **Les paliers** qui relient les coussinets (bague) au stator.
- **Le stator** ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit Magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines…etc.
- **Le massif** des systèmes embraqués peut prendre des formes beaucoup plus variées Que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radies. Une interface Adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui Relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, Spécialement celle de l'envenimement.
- **Le radier** est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison Entre le massif et sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol Dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines Tournantes ; il peut être responsable de certains délignages entre les paliers.

1.2.3 Les liaisons :

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

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

1.3 Les Stratégies de maintenances :

1.3.1 DEFINITION :

La maintenance est définie comme étant « l'ensemble des actions permettant de Maintenir, de conserver aussi longtemps un ensemble dans un état spécifie ou en mesure D'assurer un service déterminé » Maintenir, c'est donc effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, réparation, Amélioration, prévention…etc.). Avec réduction des coins.

1.3.2 ROLE DE LA MAINTENANCE:

La maintenance doit assurer la rentabilité des investissements du matériel de l'entreprise En maintenant le potentiel d'activité en très bon état, en tenant compte de la politique Globale de l'entreprise, (diminution des pannes, augmentation de la production).

La maintenance, c'est aussi la prévention à court, moyen, et long terme.

a) **Prévention court terme :** Objectif essentiel :

- Réduire les durées ct les coins des interventions.

b) **Prévention moyen terme** :

- Elaboration d'un plan de prévention des interventions afin de minimiser L'immobilisation des équipements.

c) **Prévention long terme** :

- Réalisation des opérations directement liées à la politique générale de L'entreprise.

1.3.3 DIFFEREN TS TYPES DE MAINTENANCE :

Il existe trois grands types de maintenance : la maintenance corrective, la maintenance préventive systématique et la maintenance préventive conditionnelle suivi éventuellement de la maintenance prévisionnelle appelée souvent aussi maintenance prédictive

➢ **Organigramme de différents types de maintenance :**

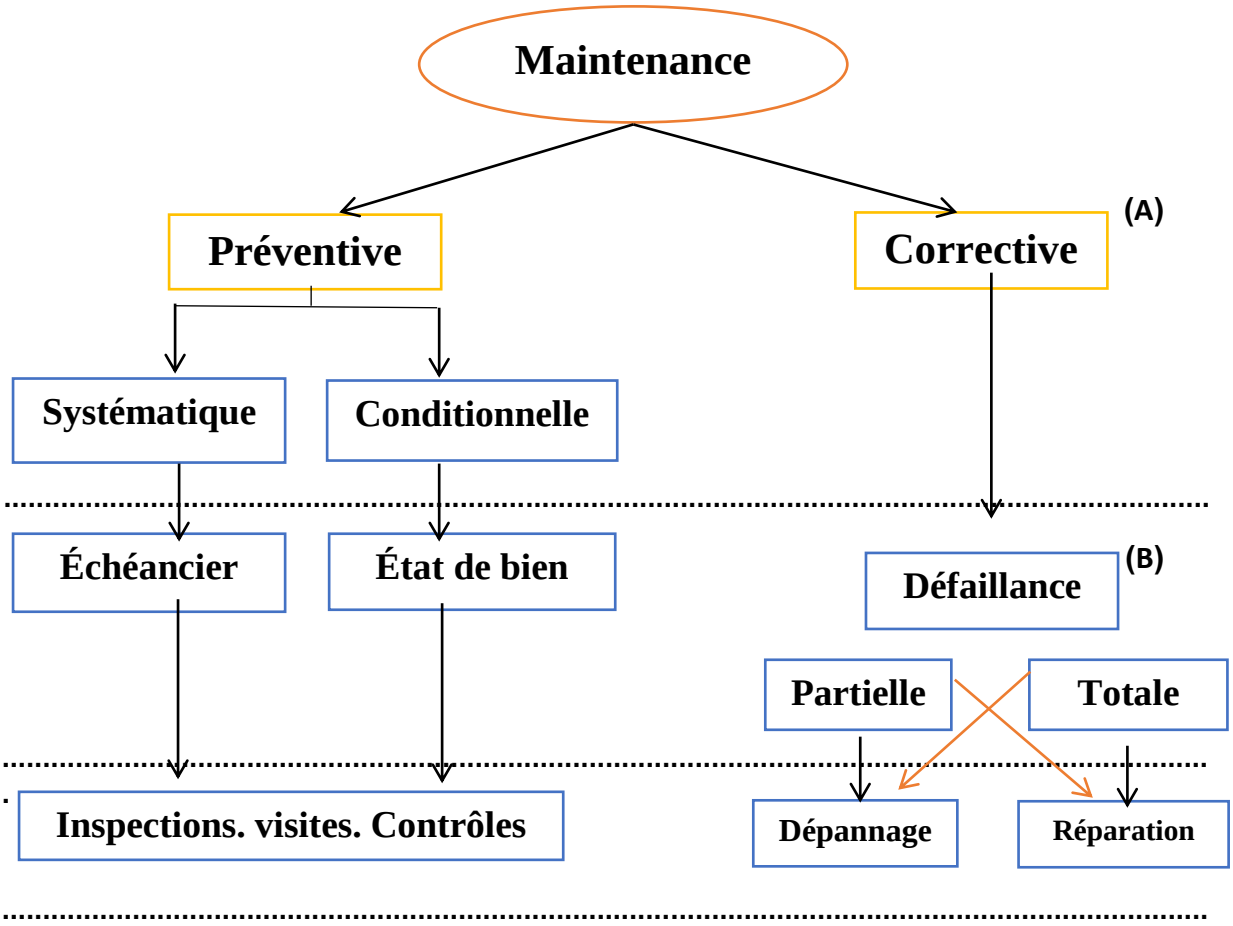


Figure 1.2: Les déférents types de maintenance. [1]

1.3.3.1 MAINTENANCE CORRECTIVE :

a) Définition :

c'est une maintenance effectuée après défaillance qui est une altération ou Une cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise. Nous rencontrons Deux formes de défaillance : La défaillance partielle et la défaillance complète.

- **Défaillance partielle** : c'est une altération de l'aptitude d'un bien à accomplir la Fonction requise.
- **Défaillance complète** : c'est une cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la Fonction requise

La maintenance corrective est appliquée après la panne, comme par exemple la rupture d'une pièce mécanique. Ce type de maintenance est réservé au matériel peu coûteux, dont la panne aurait peu d'influence sur la production, la qualité du produit fini ou la sécurité.

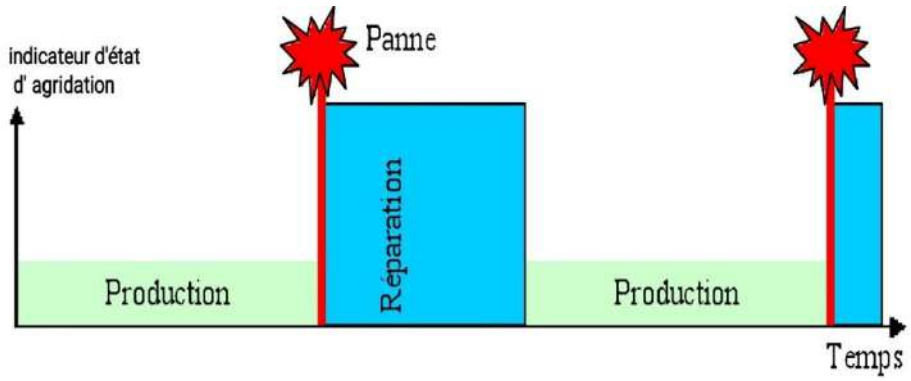


Figure 1.3: Maintenance corrective[1]

1.3.3.2 LA MAINTENANCE PREVENTIVE:

Elle doit permettre d'éviter des défaillances du matériel en cours d'utilisation et la Réduction des coûts.

Il existe deux sortes de maintenance préventive :

- **La maintenance préventive systématique** :est effectuée selon un plan établi en fonction du temps et du nombre d'unités d'usage.
- **La maintenance préventive conditionnel** :est subordonnée à un type d'événement prédéterminé (auto diagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, …etc.)

La maintenance systématique est une maintenance préventive effectuée avant la panne par des interventions régulières, selon un calendrier préétablit en fonction de la nature du matériel et des impératifs de production. L'entretien intervient à intervalles réguliers, fixé sur la base du minimum de vie des composants données par l'expérience ou préconisés par les constructeurs.

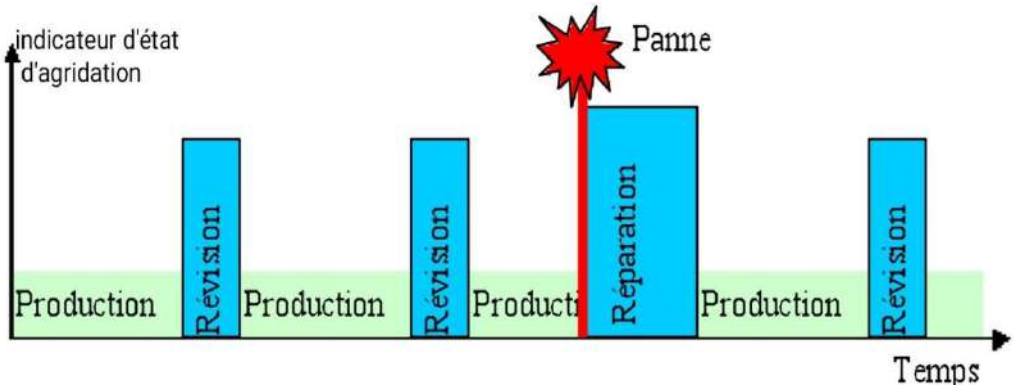


Figure 1.4 : Maintenance préventive systématique [1]

La maintenance conditionnelle est une maintenance préventive effectuée avant la panne par des interventions de façon conditionnelle, c'est-à-dire uniquement si certains paramètres (vibration, bruit, température.) Évoluent de façon significative

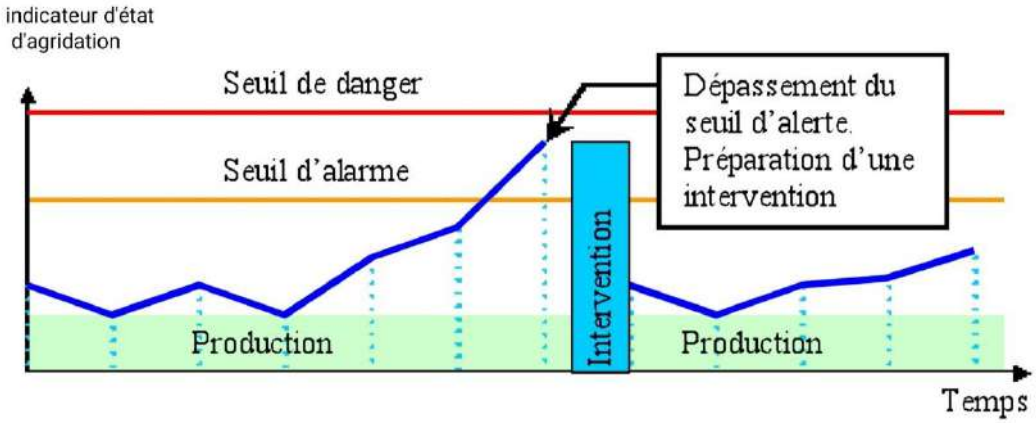


Figure 1.5: Maintenance préventive conditionnelle[1]

1.3.3.3 La maintenance prédictive:

Cette méthode consiste à surveiller et analyser de façon continue, l'état de Fonctionnement et son évolution dans le temps, des installations ou machines. On pratique Cette surveillance non seulement dans le fonctionnement normal, mais aussi pendant les Phases de démarrage, et l'arrêt.

La connaissance et le traitement de ces données permettent de déceler les anomalies De fonctionnement et de décider des interventions nécessaires.

Cette méthode présente donc l'avantage d'éviter la surprise, de permettre Généralement, la planification de l'intervention et de limiter au strict minimum le nombre D'arrêt des machines. On outre, la gérance des pièces de rechange est facilitée et la durée des Arrêts réduite.

1.4 Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations [1] :

La surveillance de l'état d'une machine tournante se fait par l'analyse des vibrations. Cette analyse est l'outil le plus utilisé à causes de la capacité des données vibratoires à donner la mesure la plus pertinente de l'état d'une machine en fonctionnement et à prédire de façon précoce le développement des défauts. En pratique, la maintenance conditionnelle se décompose en quatre phases distinctes qui devront faire chacune l'objet d'une étude, d'une réflexion et d'un rapport. Il s'agit de la détection du défaut qui se développe, de l'établissement d'un diagnostic dès qu'une anomalie est détectée, de l'analyse de la tendance qui vise à suivre l'état d'endommagement de chacun des éléments défectueux et prédire sa durée de vie résiduelle. La quatrième phase, consiste à expertiser les pièces mécaniques après démontage. L'analyse vibratoire, fait ressortir trois étapes principales : acquisition des données, traitement des données et La prise de décision de maintenance.

1.4.1 Acquisition de données:

On distingue : les données issues de la mesure et les données évènements, par exemple des données sur : l'installation, les pannes, les maintenances effectuées dans le passé. Les données issues de la mesure, peuvent être des données de vibration, acoustique, l'analyse d'huile, température, pression, humidité, temps, environnement. Divers capteurs ont été conçus pour acquérir ces différents types de données.

1.4.2 Traitement des données:

On distingue : l'analyse du domaine temporel, l'analyse du domaine fréquentiel et l'analyse du domaine temps-fréquence.

L'analyse du domaine temporel est une analyse statistique directement liée au signal temporel lui-même. Dans cette analyse on calcule les caractéristiques des signaux temporels appelés indicateurs globaux, à savoir la valeur moyenne, la valeur crête-crête, la valeur efficace, le facteur de crête, le Kurt sis …. L'ensemble de ces indicateurs est très facile à mettre en œuvre. Ces indicateurs indiquent une modification du comportement de l'équipement mais ne permettent pas la localisation de l'élément qui modifie ce comportement. Ces indicateurs sont des outils utiles à la surveillance de l'état d'une machine.

L'analyse du domaine fréquentiel est basée sur la transformation du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette analyse est la plus utilisée dans le domaine industriel, de part leur facilité de mise en œuvre, d'interprétation, d'identification et d'isolation des fréquences caractéristiques d'un composant. Elle permet de connaître le contenu fréquentiel d'un signal temporel, et de localiser les fréquences caractéristiques des défauts.

L'analyse conventionnelle la plus employée couramment est l'analyse spectrale qui s'appuie sur la Transformée de Fourier Rapide (FFT). Le spectre de puissance est l'outil le plus utilisé généralement dans l'analyse spectral. Il est défini comme suit :

$$\boldsymbol{Sp} = \boldsymbol{E}[\boldsymbol{X}(\boldsymbol{F})\boldsymbol{X}*(\boldsymbol{F})] \qquad \textbf{(1.1)}$$

Où X(F) est la transformée de Fourier du signal temporel X(t) ,

E est l'espérance mathématique et * signifie le complexe conjugué.

L'analyse du domaine temps-fréquences est développée pour analyser les signaux non stationnaires. Par exemple, la présence des chocs dus aux défauts de roulements qui donne au signal vibratoire un caractère non stationnaire. Cette approche issue de l'incapacité de manipuler les signaux non stationnaires par les techniques de l'analyse de domaine fréquentiel. Cette approche vise à analyser les signaux dans les deux domaines temps et fréquence en même temps.

1.4.3 Indicateurs d'état de la machine:

Afin de détecter un défaut de la machine, il convient de définir un ou plusieurs indicateurs d'états de la machine qui pourront être suivis selon la figure L'indicateur d'état évolue dans le temps.

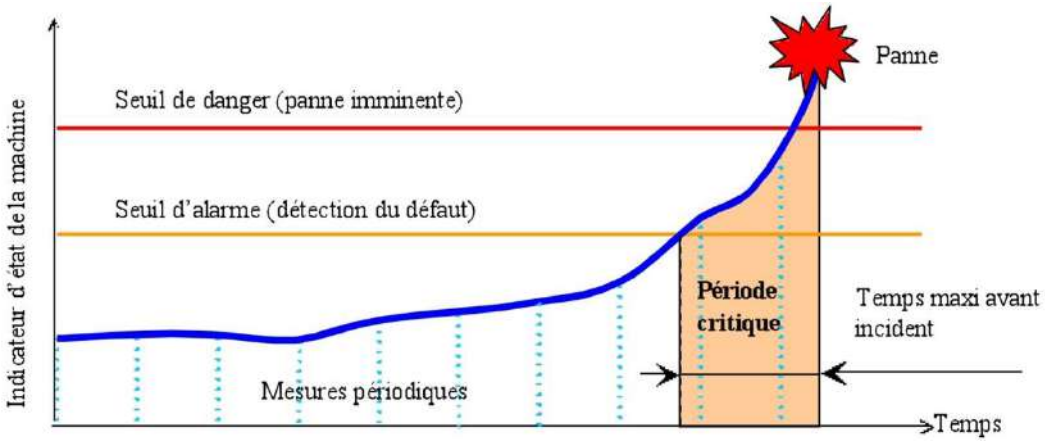


Figure1.6 : Indicateur de l'état d'une machine [2]

Pour déterminer l'état de la machine (fonctionnement normal, fonctionnement avec la présence des défauts, arrêt de la machine), on doit définir au moins 2 seuils :

A) **Un seuil d'alarme** : il nous prévient que l'état de la machine se dégrade et qu'il va falloir prévoir une intervention de maintenance. On a le temps de programmer l'arrêt de la machine afin de pénaliser le moins possible la production.

B) Un seuil de danger : il nous prévient de l'imminence d'une panne. Il nous faut intervenir rapidement. On peut également définir des seuils intermédiaires afin d'être plus précis dans notre analyse [2].

1.5 Principes de l'analyse des vibrations :

1.5.1 QU'EST-CE QU'UNE VIBRATION ?

On désigne par vibration la variation dans le temps d'une grandeur quelconque. Il Existe de nombreux exemples, qu'ils soient artificiels ou naturels, pour lesquels on observe un Tel phénomène de va-et-vient autour d'une position de repos.

La balançoire, le shimmy dans les roues d'une voiture sont deux cas typiques parmi Tant d'autres. Les vibrations ont des formes et des comportements très variables.

Une vibration est un mouvement autour d'une position de repos

1.5.2 DEFINITION THEORIQUE D'UNE VIBRATION :

C'est la variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du Mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement Plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. En fait, un corps Est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position D'équilibre ou de référence décrit par une équation mathématique suivante :

$$(t) = (\omega t + \varphi) \qquad (1.2)$$

Une Vibration est caractérisée principalement par sa fréquence, son amplitude et sa Nature.

1.5.3 Signal vibratoire:

Le mouvement vibratoire le plus simple à étudier est celui traduisant le déplacement d'un point (A) situé sur un cercle et tournant à une vitesse de rotation.

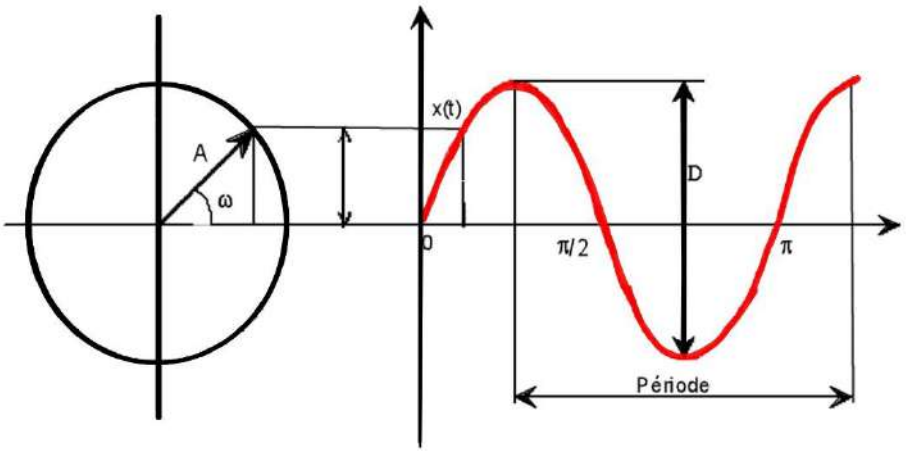


Figure 1.7: cercle tournant et signal [2]

La rotation de A entraîne une variation sinusoïdale de sa projection X qui répond à la relation :

$$X(t) = A \sin (wt) \quad (1.3)$$

1.5.3.1 Fréquence:

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné.

Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz (Hz). Une

Vibration qui se produira 50 fois par seconde aura donc une fréquence de 50Hz

D'après la norme française NF 02-202, le Hertz est la fréquence d'un phénomène

Périodique, dont la période est une (01) seconde.

$$\textbf{1 hertz =1 cycle / 1 seconde} \quad (1.4)$$

1.5.3.2Relation entre fréquence et période:

Si la fréquence f d'un phénomène est de 50 Hertz, c'est-à-dire, 50 cycles par seconde,

La durée d'un cycle (ou période T) est de 1/50ème de seconde.

$$f = 1/T \quad (1.5)$$

f = 50 hertz,. T = 1/50 de seconde.

La fréquence f est donc l'inverse de la période.

La fréquence est inversement proportionnelle par rapport au temps.

Le signal vibratoire obtenu précédemment est une sinusoïde de période T. La période T est fonction de la vitesse de rotation : plus on tourne vite (w grand) et plus la période sera petite, donc plus la fréquence sera grande. Donc il existe un lien entre la fréquence et la vitesse de rotation :

$$\omega = 2\pi f \quad (1.6)$$

$$f = N/60 \quad (1.7)$$

Avec

ω : en radian par seconde (rad/sec)

f : en hertz (Hz)

N : en tour par minute (tr/min)

Sur les machines tournantes industrielles, on utilise souvent le tour par minute pour exprimer une vitesse de rotation, parfois noté CPM (cycle par minute) ou RPM (rotation par minute)

$$\mathbf{1\ Hz = 1CPM/60 = 1RPM/60 = 1tr/min \div 60} \qquad \mathbf{(1.8)}$$

1.5.4 Amplitude d'un signal vibratoire :

Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa phase. On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On peut définir :

- ❖ L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelée également amplitude crête (AC).
- ❖ L'amplitude double, aussi appelée amplitude crête à crête (Acc)
- ❖ L'amplitude efficace (Aeff), aussi appelée RMS (root mean square en anglais).

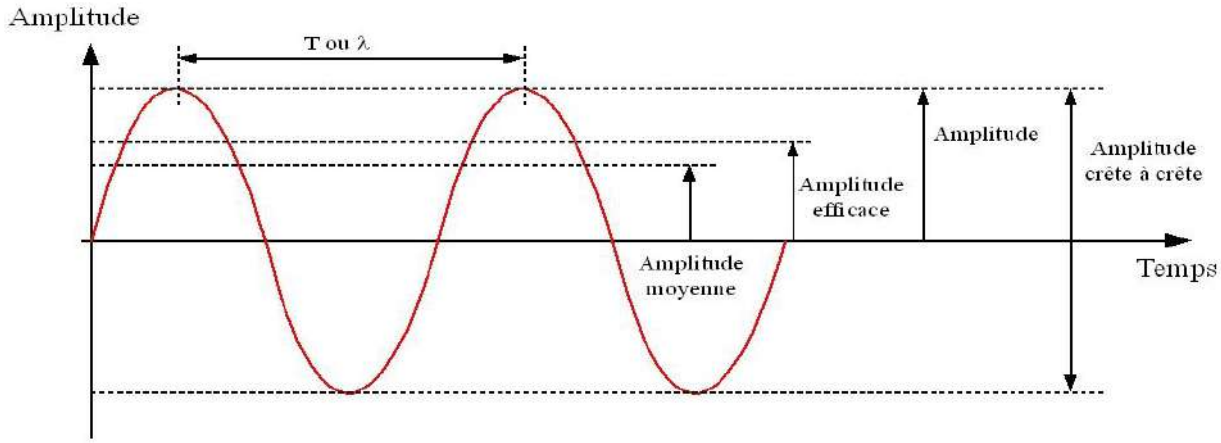


Figure 1.8: Amplitude de signale vibratoire [2]

$$Valeur\ Efficace = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T X^2(t)dt} \quad (1.9)$$

$$Valeur\ Moyenne = \frac{1}{T}\int_0^T |x(t)|dt \quad (1.10)$$

$$facteur\ crete = \frac{crete}{RMS} \quad (1.11)$$

1.5.4.1 Les seuils d'intervention:

Soit A l'amplitude de l'accélération et A0 la première mesure de A. Un seuil d'alerte : A/A0=2

Seuil de danger : A/A0=10

Accélération A (db)=20log $^{A}/_{A0}$		
NIVEAU	**A (db)**	$\frac{A}{A0}$
DANGER	20	**10.00**
	10	**3.16**
	8	**2.51**
ALERTE	6	**2.00**
	3	**1.41**
	1	**1.12**
REFERENCE	0	**1.00**
	-1	**0.89**
	-3	**0.71**
	-6	**0.50**
	-8	**0.40**
	-10	**0.32**
	-20	**0.10**

Tableau 1.1: les seuils d'intervention [2]

1.5.4.2 La sévérité des vibrations [5]:

Les critères d'évaluation de la sévérité vibratoire sont :

- Critère 1 : Amplitude des vibrations
- Critère 2 : Variation d'amplitude, ce critère fournit une évaluation de la variation d'amplitude des vibrations à partir d'une valeur de référence préalablement établie.

Amplitude de vibrations selon iso 100816								
V_{eff}	Type de machine							
	15<P<300 kw (1) 160<P<315 mm (2)		**0.3<P<50 MW H>315 mm (2)**		**Pompes P>15 k w**		Motopompes P>15 k w	
	Rigide	**Souple**	**Rigide**	**souple**	**Rigide**	**souple**	**Rigide**	souple
0.0 à 1.4	A	A	A	A	A	A	A	**A**
1.4 à 2.3	B	A	A	A	A	A	B	**A**
2.3 à 2.8	B	B	B	A	B	A	B	**B**
2.8 à 3.5	C	B	B	A	B	A	C	**B**
3.5 à 4.5	C	B	B	B	B	B	C	**B**
4.5 à 7.1	D	C	C	B	C	B	D	**C**
7.1 à 11.00	D	D	D	C	D	C	D	**D**
11.0 à ∞	D	D	D	D	D	D	D	**D**

P : puissance des machines industrielles que les pompes ou motopompes

H : hauteur d'arbre des moteurs electrique

Tableau 1.2: amplitude des vibrations selon ISO10816 [5]

A : Bon

B : Acceptable pour un service de longue durée sans restriction

C : à peine tolérable pour un fonctionnement de courte durée

D : Vibration suffisamment importantes pour endommager la machine à court terme

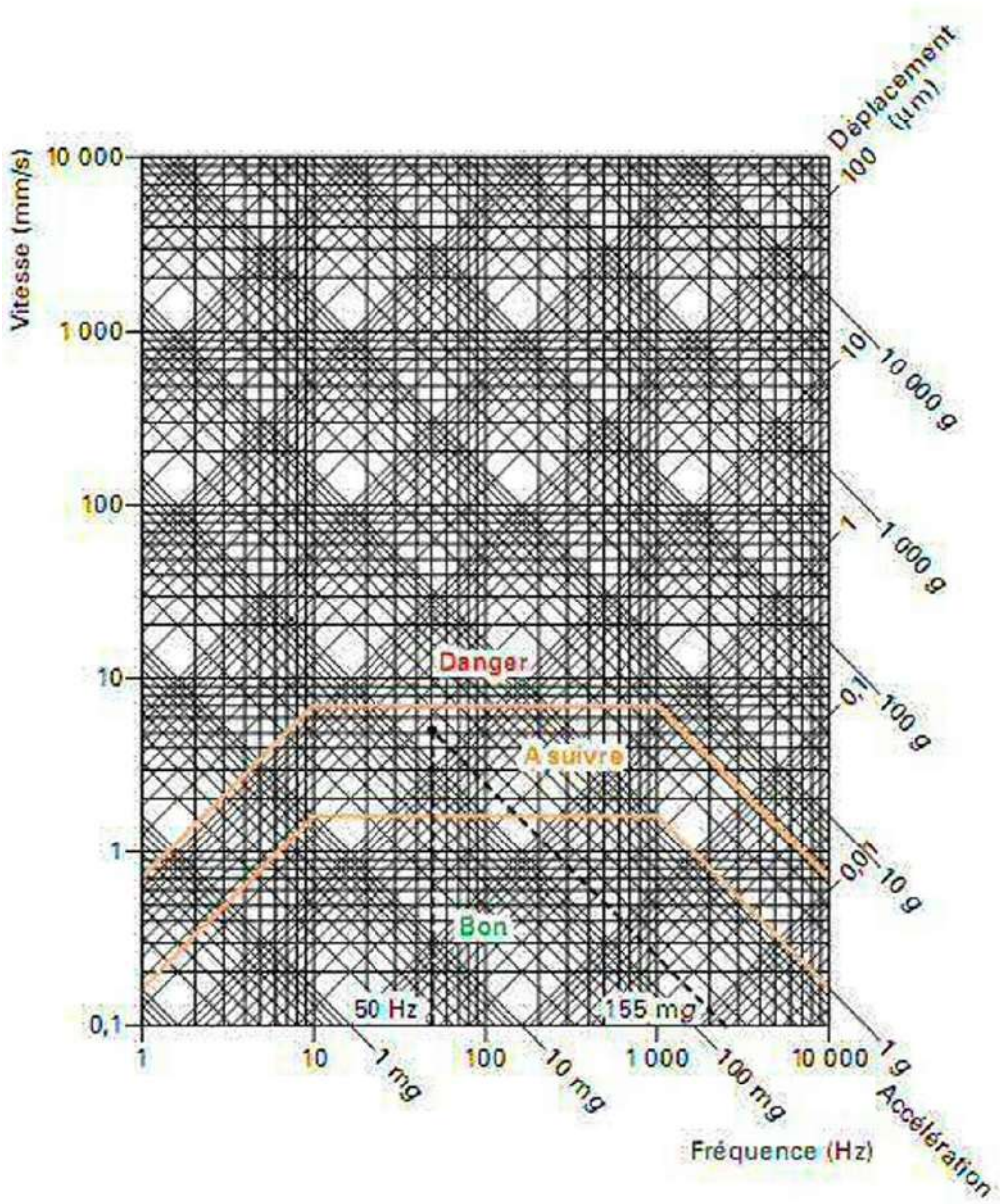


Figure 1.9: Schéma d'appréciation de la sévérité [5]

1.5.5 Détermination des fréquences d'un signal :

La rotation de l'arbre d'une machine tournante est le phénomène donnant naissance aux vibrations. Cette rotation étant par nature périodique, les vibrations enregistrées le sont aussi.

Selon FOURIER, tout signal peut se décomposer en une somme de sinusoïdes que l'on appelle série de Fourier.

Si « S » (S peut designer l'accélération, la vitesse ou le déplacement) est une fonction périodique du temps, on peut écrire

$$S(t) = \sum S_n . \sin(\omega_n . t + \varphi) \qquad (1.12)$$

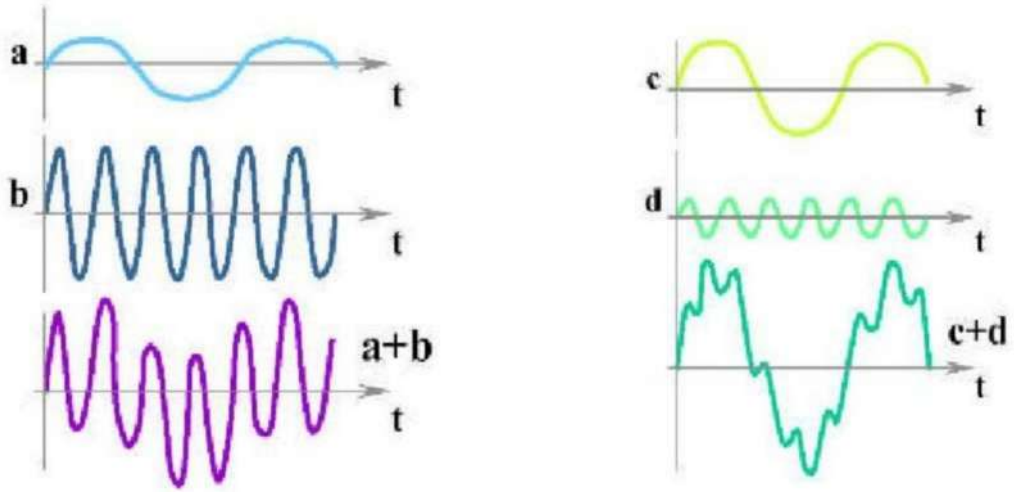


Figure 1.10 : la somme de deux signaux[3]

La représentation graphique du signal vibratoire en fonction du temps

Reste assez « illisible». Elle ne permet pas l'analyse car tous les termes

Sont superposés. On a donc besoin d'un outil mathématique supplémentaire.

La transformée de Fourier, lorsqu'elle s'applique à une fonction du temps comme l'accélération, la vitesse ou le déplacement, donne pour résultat une autre fonction dont la variable est la fréquence. Cette nouvelle fonction est appelé spectre

Le spectre est une représentation de l'amplitude d'une grandeur en fonction de la fréquence.

Exemple : le spectre d'un signal sinusoïdal est un pic à la fréquence du signal.

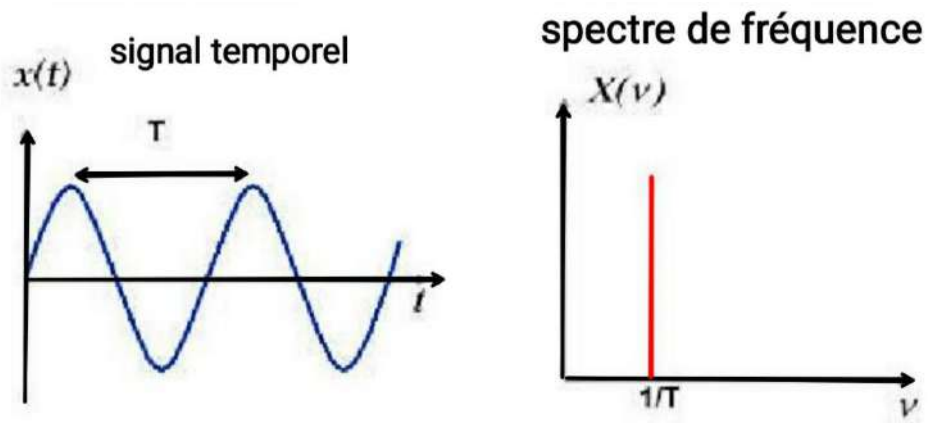


Figure 1.11 : spectre d'un signal [3]

1.6 Les outils de surveillance et le diagnostic:

1.6.1 Outils de surveillance:

1.6.1.1 Niveaux globaux (NG):

La surveillance par niveaux globaux offre des possibilités D'investigations limitées. Les niveaux globaux sont des plus ou moins sensibles à un nombre important de phénomènes. Sur une machine dont le niveau vibratoire normal est Relativement haut, le développement d'un défaut mécanique masqué par le « bruit de fond ». Le niveau global mesuré ne Réagit alors pas à ce défaut, du moins pas à un stade précoce de Son développement

La surveillance par niveaux globaux ne peut donc convenir que Dans le cadre d'une politique de sécurité. Elle permet de détecter

Un fonctionnement anormal et de déclencher un arrêt avant la

Panne des installations. En aucun cas on ne pourra identifier la

Cause de ce fonctionnement anormal ni optimiser la maintenance

Des machines avec un tel outil.

1.6.1.2 Indicateurs basses fréquences (signal de grande énergie):

● **Déplacement crête-crête entre 10 et 1 000 Hz** :

Dcc [10-1 000 Hz] (en µm)

C'est l'indicateur préconisé par l'API (American Petroleum Institute).

Il est utilisé par tout industriel intervenant dans la pétrochimie et

Est sensible aux phénomènes dits « basses fréquences ».

Le niveau acceptable maximal est donné, quelle que soit la

Machine, par la formule suivante :

$$D_{CC_{\max}} = 25.4\sqrt{\frac{12\,000}{N}} \qquad (1.13)$$

Avec N vitesse de rotation (tr/min),

Dcc déplacement crête-crête (µm).

● **Vitesse efficace entre 10 et 1 000 Hz :**

Veff [10-1 000 Hz] (en mm/s)

Cet indicateur est, lui aussi, révélateur des phénomènes dits

« Basses fréquences » (BF). Ces phénomènes sont les plus énergétiques, donc les plus destructeurs. Ils peuvent aussi être à l'origine

De desserrages ou de fissures.

Une augmentation du balourd, un défaut de lignage, se traduiront par une augmentation anormale de cet indicateur qui est pris

Comme référence dans la norme ISO 10816

1.6.1.3 Indicateur hautes fréquences (signal de faible énergie):

Accélération efficace entre 1 et 10 kHz :

Acceff [1 000-10 000 Hz] (en g ou mg)

C'est un indicateur révélateur des phénomènes dits « hautes fréquences » (HF) tels que les défauts de roulement, de denture...

Une élévation anormale de l'accélération sera en général, sur une machine simple, révélatrice d'une dégradation avancée des roulements

Indicateurs spécifiques aux roulements

● **Facteur de crête entre 1 et 10 kHz** :

FC [1 000-10 000 Hz] (sans unité)

$$\mathbf{FC} = \frac{\mathbf{A_{CC_{crete}}}}{\mathbf{A_{CC_{eff}}}} \qquad \textbf{(1.14)}$$

Le défaut majeur de cet indicateur est de présenter environ les Mêmes valeurs dans les deux cas extrêmes.

Seule son évolution est significative. C'est, En revanche, un indicateur stable.

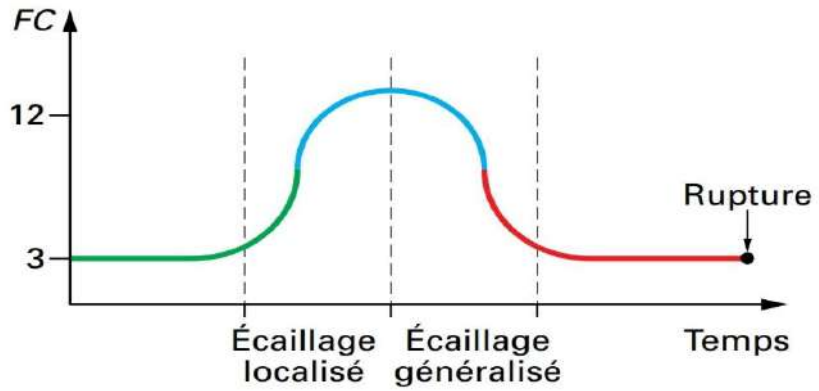


Figure 1.12: Évolution du facteur de crête FC en fonction du temps[1]

● **Facteur K entre 1 et 10 kHz :**

K [1 000-10 000 Hz] (en g2 ou mg2)

K = Acc crête · Acc eff

Le facteur K est plus sûr pour effectuer une analyse ponctuelle

(Analyse « spot ») des roulements. Sa valeur est directement liée à

L'état du ou des roulements.

Du fait de son mode de calcul (g2) et contrairement au facteur de Crête, le facteur K est un indicateur instable.

Nota : 1 g2 = 100(m · s–2)2

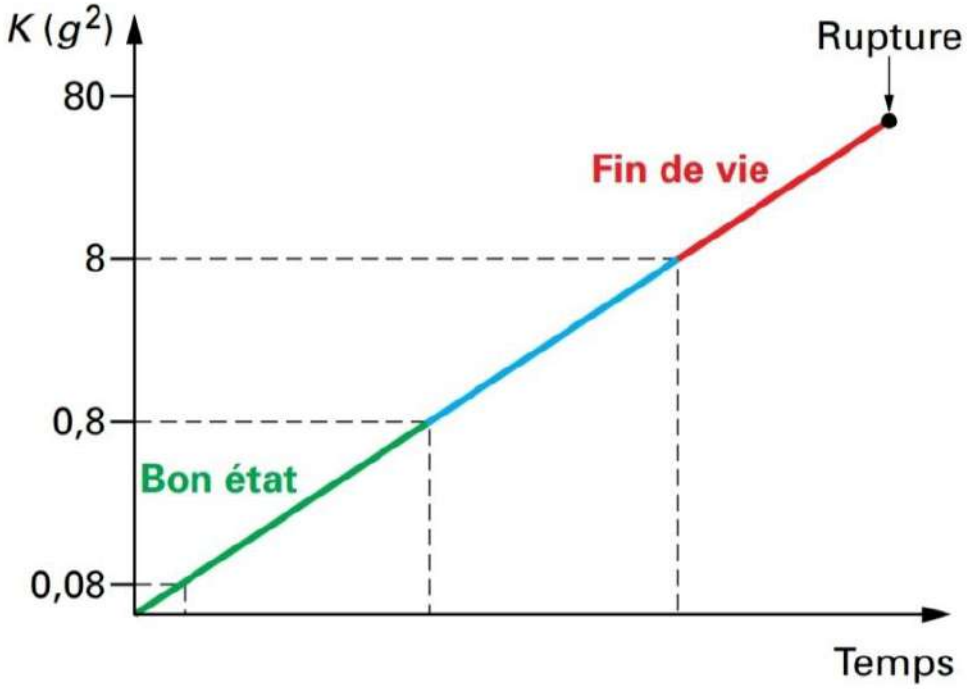


Figure 1.13: Variation du facteur K en fonction du temps [1]

1.6.1.4 Synthèse:

On trouvera tableau un récapitulatif des différents indicateurs

De surveillance précédemment détaillés.

Tableau Indicateurs de surveillance		
indicateur	**Phénomènes surveilles**	Observation
D_{cc} [10 – 1000 Hz]	Basses fréquences	**Pétrochimie API**
V_{eff}[10 – 1000 Hz]	Basses fréquences	**Norme ISO**
Acc_{eff} [1 000 – 10 000 Hz]	Hautes fréquences	**Indicateur général**
FC [1 000 – 10 000 Hz]	Roulements	**21Stabilité, analyse «spot» impossible**
K [1 000 – 10 000 Hz]	Roulements	**Instabilité, , analyse «spot»**
PBC [10 – 10 000 Hz]	Tout phénomène	**Bon compromis entre simplicité et exhaustivité de l'information**

Tableau 1.3: indications de surveillance [1]

1.6.2 Outils de diagnostic:

1.6.2.1 Spectre RC (résolution constante) ou FFT (faste Fourier transforme) et le zoom

C'est une représentation de l'amplitude vibratoire en accélération sur un axe linéaire des fréquences. Obtenu sera donc une courbe passant par 400 points régulièrement espacés en fréquence

- les spectres BF (basses fréquences [0-50 Hz]) ;
- les spectres MF (moyennes fréquences [0-500 Hz]) ;
- les spectres HF (hautes fréquences [0-10 000 Hz]) ;
- les zooms haute résolution [f1-f2], f1etf2définissant la gamme de fréquences analysée.

1.6.2.2 Définition de l'image

Le pas s'exprime par :

Le pas s'exprime par : **Pas = Δf/400**
La définition de l'image sera d'autant meilleure que la bande de fréquences analysée sera étroite :

- un spectre BF [0-50 Hz] a un pas de 50/400 = 0,125 Hz ;
- un zoom [152-158 Hz] a un pas de 6/400 = 0,015 Hz ;
- un spectre HF [0-10 000 Hz] a un pas de 10 000/400 = 25Hz.

Par conséquent, un *spectre HF sera un outil de surveillance* sur lequel on pourra suivre l'évolution du niveau vibratoire de la machine. Si un phénomène anormal apparaît, on peut distinguer s'il s'agit d'un problème de roulement (hautes fréquences), d'engrènement (fréquences caractéristiques prédéfinies)… Son utilisation est comparable à celle d'un spectre PBC. Il reste plus précis que celui-ci pour certains phénomènes mais nécessite plus d'espace mémoire.

Le diagnostic de précision nécessite le recours au spectre BF ou au zoom centré sur une fréquence particulière . En effet, certains défauts tels que des défauts de denture ou de « faux rond » sur les engrenages ne s'identifient avec précision que sur des images dont le pas est souvent inférieur à 0,5 Hz.

Le spectre BF est un outil très puissant pour le diagnostic courant des défauts de grande énergie (basses fréquences) tels que le balourd, le défaut d'alignement, les jeux excessifs…

Si les fréquences surveillées ne dépassent pas 500 Hz, on pourra,

Bien que cela ne soit pas conseillé, utiliser la vitesse pour unité

D'amplitude du phénomène.

● Le zoom permet, quant à lui, de repérer les défauts de niveau

D'énergie beaucoup plus faible comme les défauts de denture

D'engrenages (moyennes et hautes fréquences).

Le tableau suivent donne quelques exemples de défauts courants

Visibles sur le spectre RC.

Les fréquences surveillées étant élevées, on utilisera systématiquement les représentations en accélération avec de tels outils.

Tableau – défauts et fréquences caractéristiques

Défauts (liste non exhaustive)	**fréquences caractéristiques (1)**
Balourd mécanique ou thermique	**Fr**
Désalignement	**2fr , 3 fr et / ou 4fr**
Frottement, jeux, fissurations…	**Peignes de raies d' un pas de (1/2) fr et fr**
Engrènement (z dents)	**Z .fr module par fr**
Passages d'aubes (n aubes)	**n . fr**

(1) fr = N/60 fréquence de rotation (Hz)

N : vitesse de rotation (tr/min)

Tableau 1.4: défaut et fréquences caractéristiques [1]

1.6.2.3 Représentation type:

Les deux (figure 1.14 , 1.15) donne deux exemples de spectres RC Le spectre RC (ou le spectre FFT) est très sensible aux variations de vitesse de rotation qui peuvent survenir entre deux campagnes de mesures. De ce fait, l'utilisation des niveaux d'alerte et de danger requiert une grande habitude afin de ne pas déclencher des alarmes intempestives. [1]

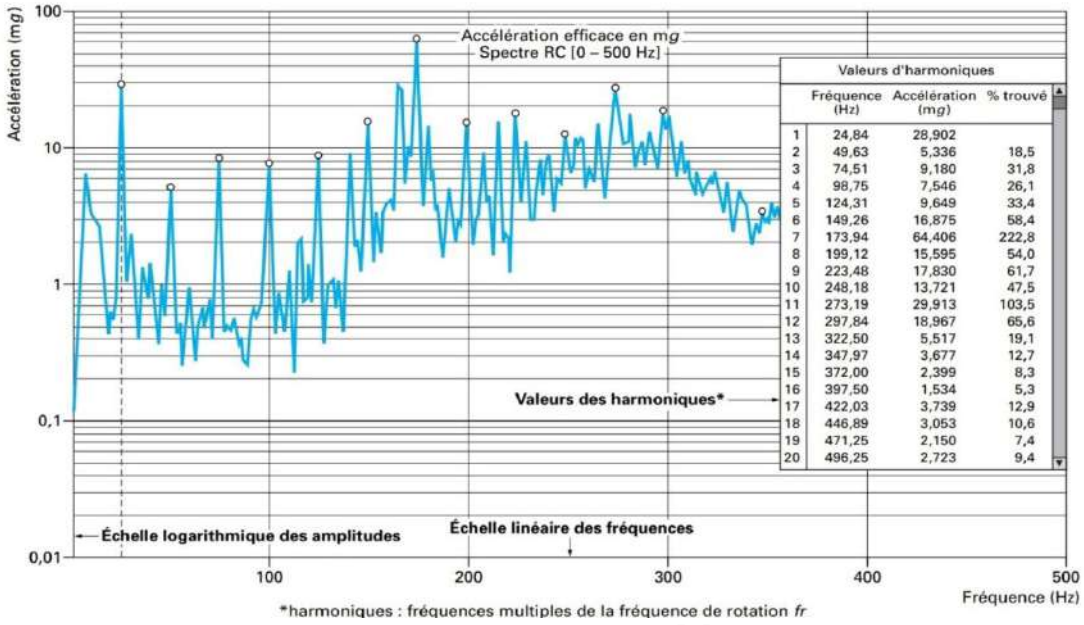


Figure 1.14 : spectre RC [1]

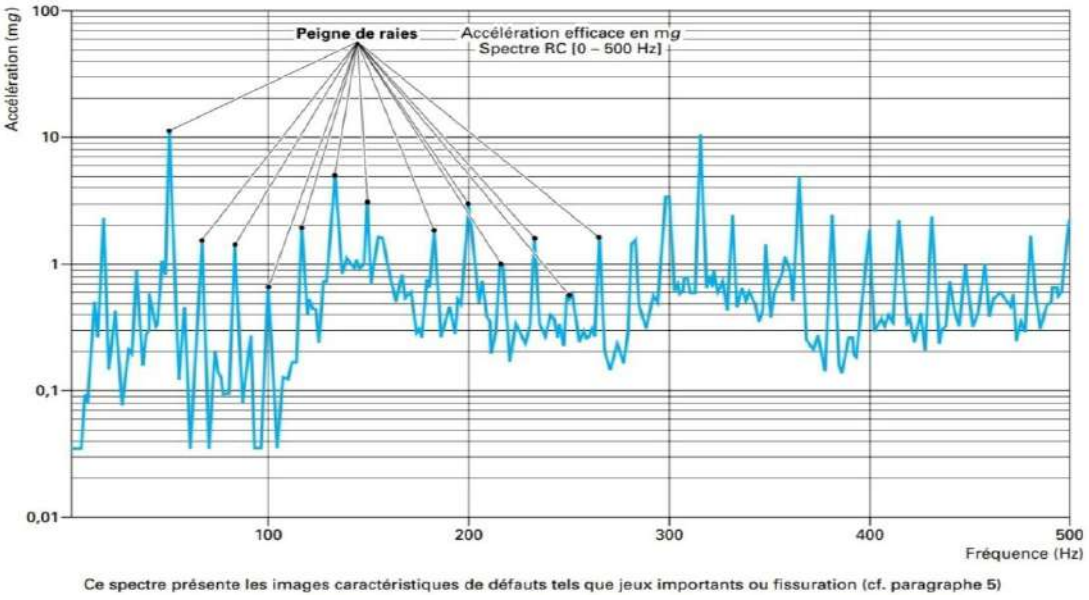


Figure 1.15: spectre RC [1]

1.6.2.4 Cepstre:

C’est la représentation de la transformée de Fourier du spectre ;

Soit deux fois la transformée de Fourier du signal temporel de base. L’image obtenue est une courbe fonction du temps (qué-frence) mesuré en secondes.

Le cepstre est au spectre ce que le spectre est à la représentation

Temporelle du signal. Un phénomène périodique dans le temps

N’est représenté que par un seul pic sur un spectre.

De la même façon, un phénomène représenté par un spectre périodiques (modulation) ne donne qu’un seul pic sur un cepstre

C’est un outil de diagnostic utilisé pour distinguer des défauts

Qui donnent des images spectrales complexes dues à plusieurs

Modulations d’amplitude concomitantes. Les engrenages peuvent

Nécessiter ce type d’analyse. En effet, la fréquence d’engrènement

Est souvent modulée par les fréquences de rotation des roues

Menant et menée.

Le cepstre permet de séparer et d’identifier sur une seule image

Toutes les fréquences de modulation (fréquences de rotation des

Arbres d’entrée, intermédiaire et de sortie dans un réducteur).

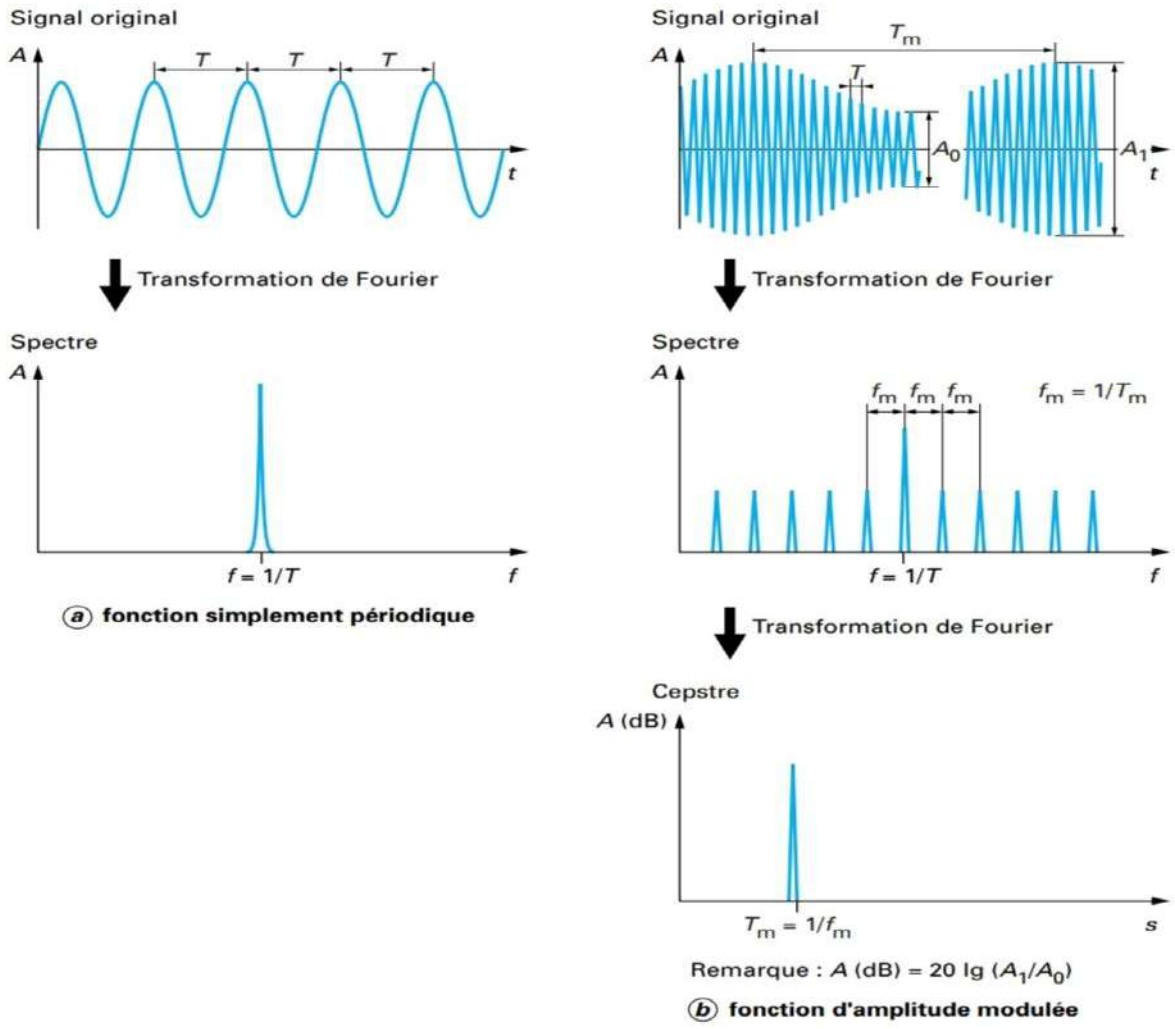


Figure 1.16: Cepstre [1]

1.7 Etude principaux du défaut des machines tournantes :

Les défauts vibratoires des machines tournantes sont tellement complexes, qu'il est très difficile de faire un diagnostic sans connaître les symptômes vibratoires associés à chaque défaut (images vibratoires induites par ces défauts). Ainsi, pour maîtriser les pannes, il faut savoir les identifier et mesurer leur incidence. IL convient ensuite de les analyser et rechercher sur un effet constaté, la cause initiale d'une défaillance.

Les pics observés sur une image vibratoire ne sont pas tous des défauts. Sur les systèmes, il existe des l'origine du balourd, du désalignement, des moteurs imparfaits, des pics d'engrènement, etc.

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

Tableau 1.5: Reconnaissance des principales anomalies [7]

Frot = fréquence de rotation

fe = fréquence d'engrènement ; cette fréquence est aussi notée Feng

fp = fréquence de passage de la croie

z = nombre de dents de l'engrenage.

1.7.1 Déséquilibre (défaut de balourd) :

Quel que soit le soin apporte à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor

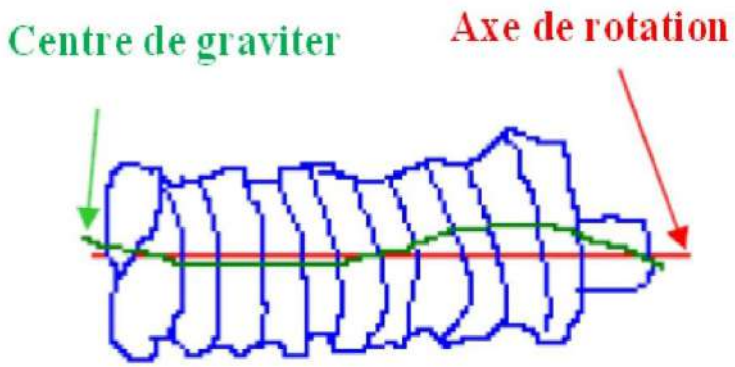


Figure 1.17: Tolérances d'usinage sur un rotor [1]

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

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

Généralement, le spectre est issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale)

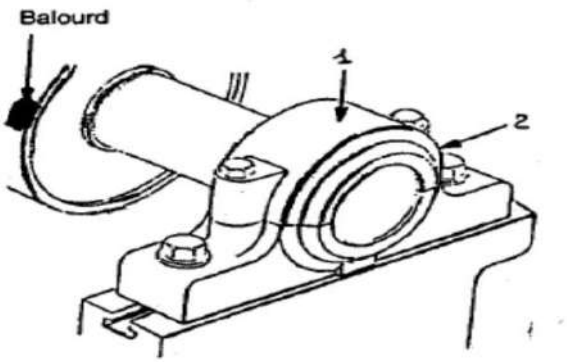


Figure 1.18: Points de mesure pour un défaut de balourd [1]

Le balourd va induire, dans un plan radial, une vibration dont le spectre présente une composante dont la fréquence de base correspond à la fréquence de rotation Fr.

Elle représente alors le pic le plus élevé avec des pics d'amplitudes plus faibles sur les harmoniques de Fr

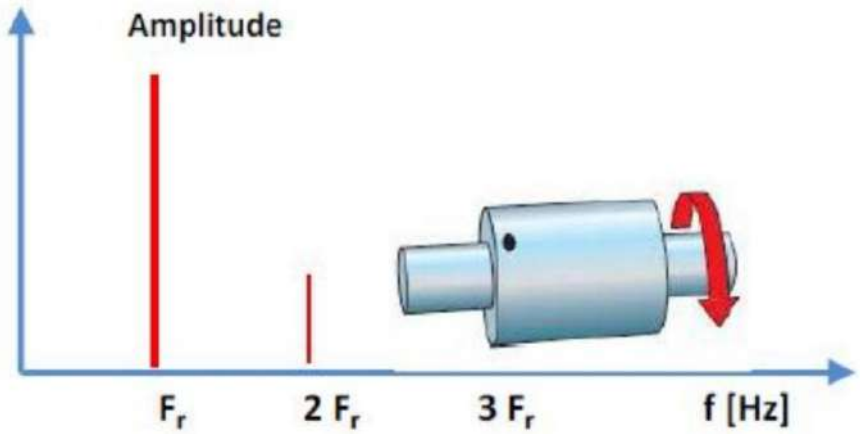


Figure 1.19: Spectre théorique d'un défaut de balourd [4]

- **Il existe deux types de balourd statique et dynamique**

1.7.1.1 Balourd statiques:

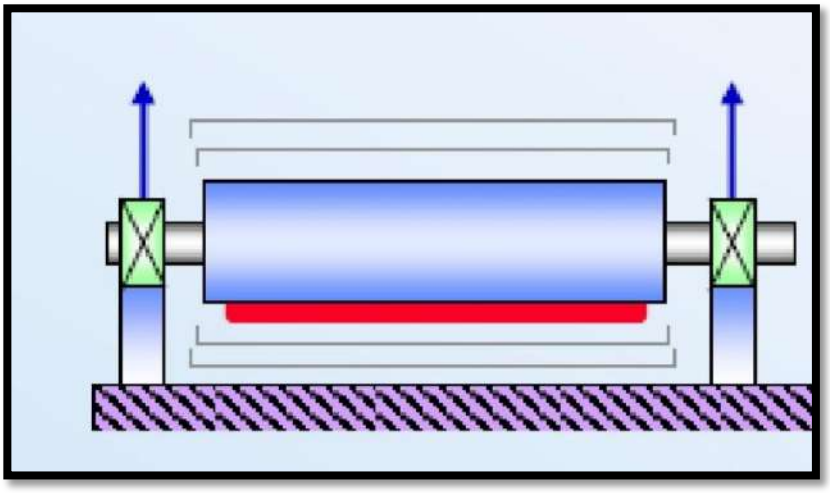


Figure 1.20: Balourd statique [4]

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

1.7.1.2 Balourd dynamique:

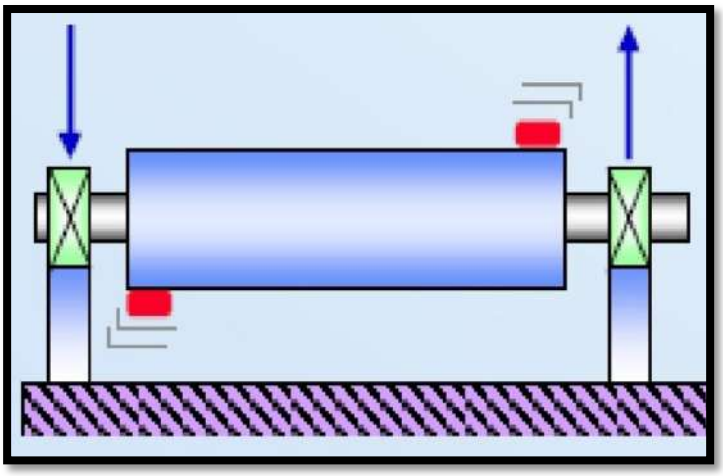


Figure 1.21: Balourd dynamique [4]

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

1.7.2 Défaut d'alignement :

1.7.2.1 Origine du défaut :

Un défaut d'alignement peut apparaître lorsqu'un arbre doit entraîner un autre arbre, souvent par l'intermédiaire d'un accouplement. Il y a 2 types de désalignements :

■ le décalage d'axe : les axes sont parallèles mais non concentriques ;

■ le désalignement angulaire : les axes ne sont pas parallèles. Dans la réalité, les défauts d'alignement sont une combinaison du décalage d'axe et du de Désalignement

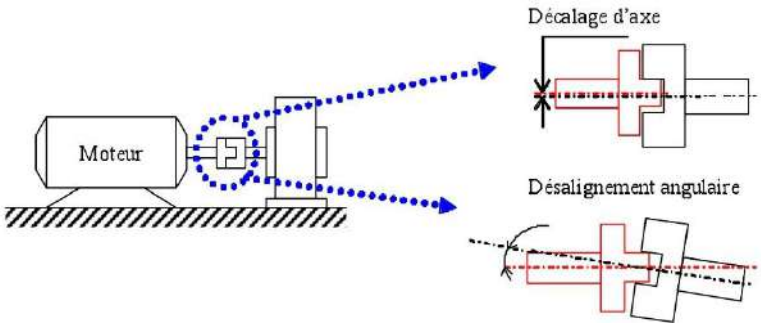


Figure 1.22: Un désalignement peut également être la conséquence [4]

- D'un défaut de montage d'un palier
- D'un mauvais calage des pattes de fixation
- D'une déformation du châssis (par exemple à la suite de contraintes thermiques) qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor. Dans ce cas, les deux paliers ne sont pas concentriques.

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il crée des efforts importants qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement et des paliers. Dans la plupart des cas, on peut y remédier facilement par un lignage. Ce genre de prestation est réalisé à l'aide de matériels utilisant la technologie laser. Pour la plupart des applications, un lignage effectué par du personnel qualifié et expérimenté n'immobilise la machine que quelques heures

1.7.2.2 Signature du défaut d'alignement :

Le signal temporel d'un défaut de d'alignement aura l'allure suivante

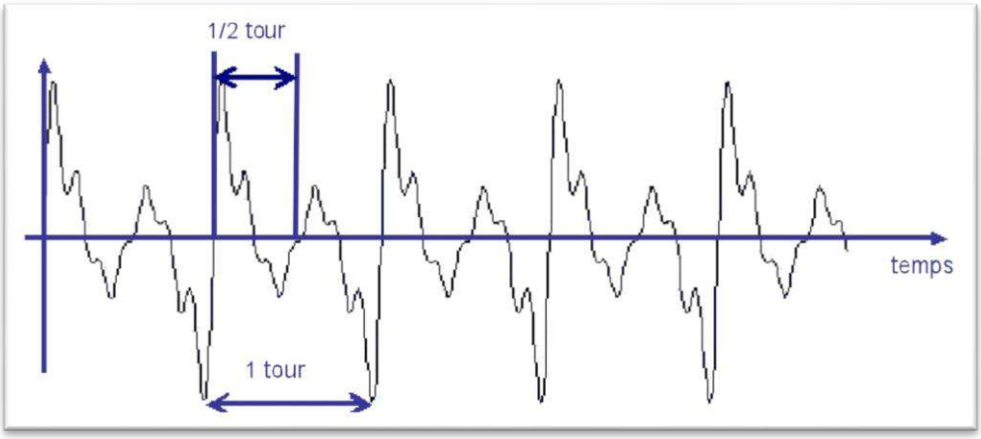


Figure 1.23 : La fréquence du signal [4]

n retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = temps pour faire 1 tour) mais également des phénomènes se répétant chaque Vi tours et y% tour.

Cela se traduira le plus souvent par la présence de composantes' ordre 2, 3 ou même 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1.

Les composantes multiples d'une fréquence dans un spectre sont appelées les harmoniques de cette fréquence

Un défaut d'alignement est donc révélé par un pic d'amplitude prépondérant à généralement 2 fois la fréquence de rotation {parfois 3 ou 4 fois)

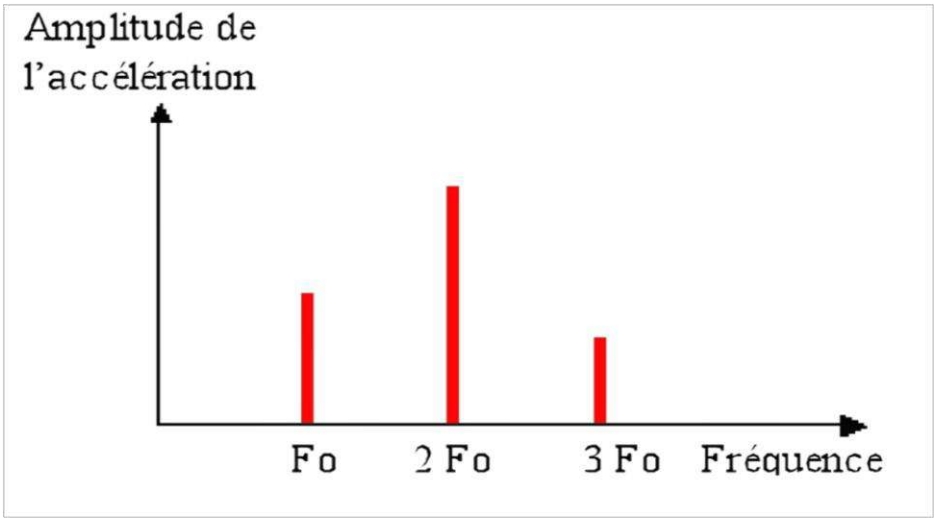


Figure 1.24: Spectre théorique d'un défaut d'alignement [4]

La figure 1.25 montre le spectre réel de l'amplitude de l'accélération, mesuré sur un compresseur tournant à 1500 tr/min. Correspond à une fréquence de 1500/60 = 25 Hz. Donc Fo = 25 Hz, 2.Fo = 50 Hz et 3.Fo = 75 Hz On observe sur le spectre un pic à la fréquence de 25 Hz (point A) et un pic plus important à 50 Hz soit 2 fois Fo traduisant la présence d'un désalignement.

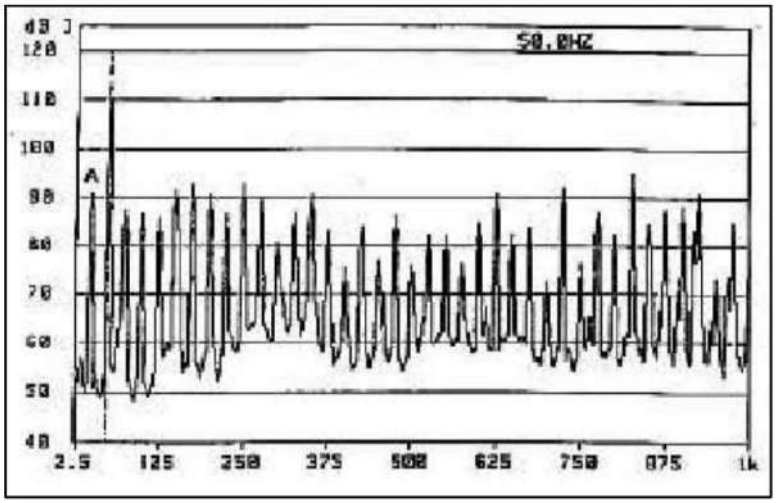


Figure 1.25: Spectre réel d'un compresseur à 1500 tr/min [4]

1.7.3 Défaut d'excentricité :

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité, ou de faux rond, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal par la fréquence de rotation due à la modulation de l'effort d'engrènement

L'image vibratoire théorique de ce type de défaut présente autour de la fréquence d'engrènement ou de ses harmoniques, des raies latérales dont le « pas » correspond à la fréquence de rotation de l'arbre qui porte le défaut. C'est ce qu'on appelle des bandes latérales de modulation d'amplitude. Les amplitudes des bandes latérales sont généralement très faibles devant l'amplitude de la fréquence d'engrènement.

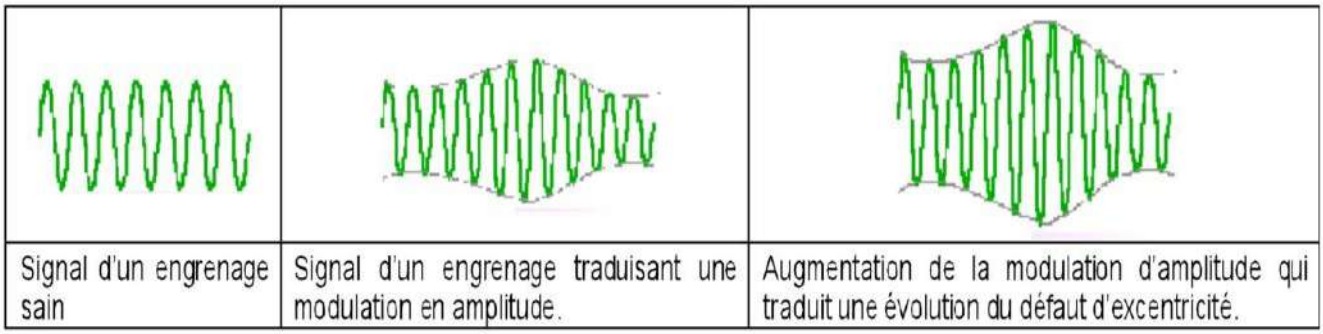


Figure1.26: Spectre théorique d'engrenage présentant un défiant d'excentricité [4]

1.7.4 DEFAUT DE DESSERRAGE ET DE JEU :

Par desserrage, on entend par exemple un manque de rigidité de montage sur une structure. Cela peut être du effectivement à un desserrage des vis de fixation de la structure mais également à une fissuration d'ancrage ou de bâti.

Défauts comme le balourd vont entraîner le bâti à se désolidariser de la structure

Cela entraîne un signal temporel écrêté

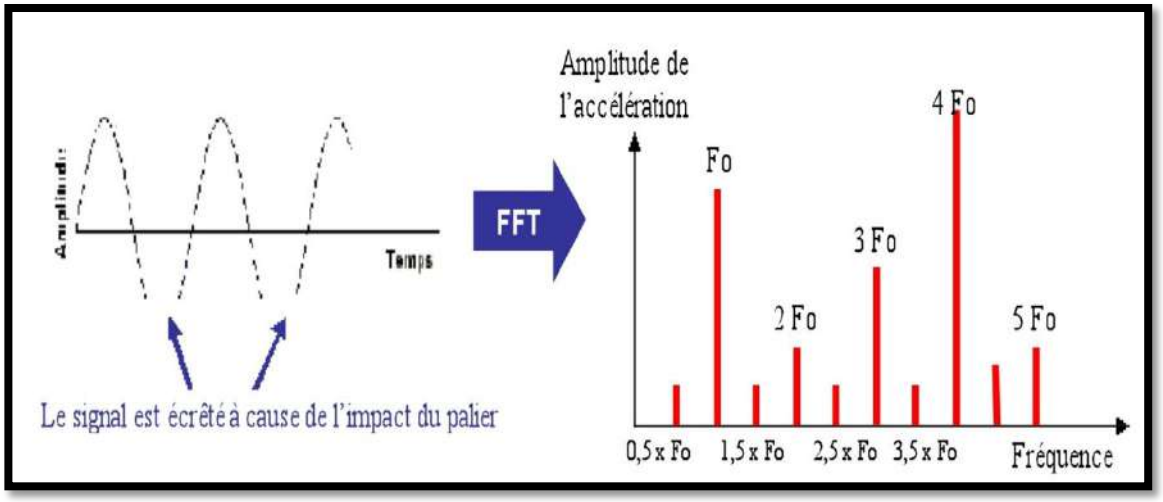


Figure 1.27: signal temporel écrêté [4]

Le spectre fait apparaître des harmoniques de la fréquence de rotation, comme les autres défauts, mais également des sous-harmoniques à Y», Vide la fréquence de rotation.

Le phénomène de jeu va avoir pratiquement la même signature vibratoire. Le jeu se retrouve en général dans le roulement. Il peut s'agir de jeu entre la bague extérieure et le palier, entre la bague intérieure et l'arbre ou un jeu excessif entre les billes/galets et les cages interne et externe. Pour les paliers lisses, le jeu signifie un espace trop important entre l'arbre et le palier.

La figure ci-dessous montre la différence entre un spectre de la vitesse vibratoire d'un jeu de fondation (desserrage) et d'un jeu dans les roulements

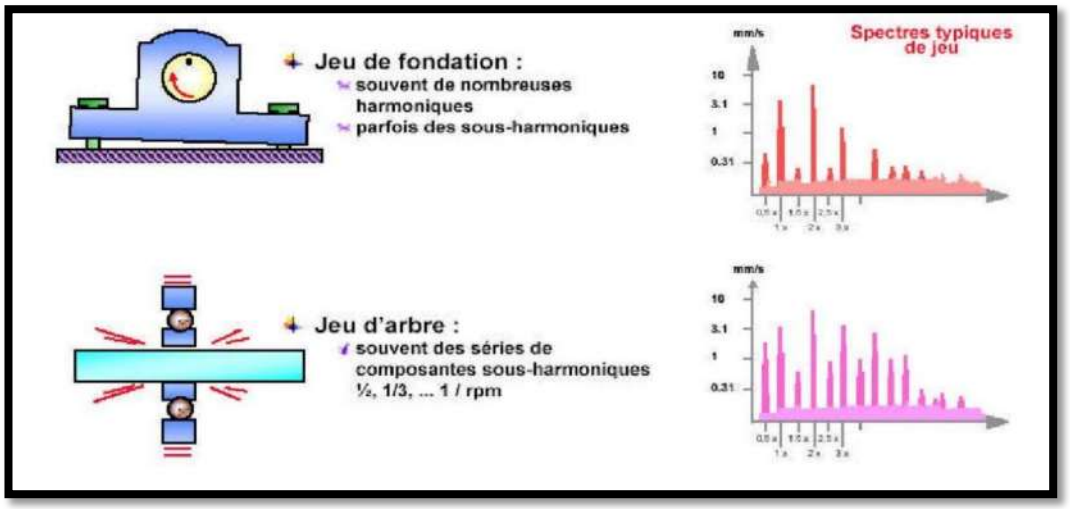


Figure 1.28 : spectre typiques de jeu [4]

1.7.5 DEFAUTS ELECTRIQUES :

Pour bien des machines électriques, les fréquences significatives d'une anomalie électromagnétique seront des multiples de la fréquence du courant d'alimentation Fa. Pour ce type de moteur,

la plupart des défauts se traduiront par un pic important à 2 fois la fréquence du courant d'alimentation (2 x 50 = 100Hz).

Afin de bien l'identifier, il est parfois nécessaire de faire un zoom sur cette fréquence pour la différencier d'une harmonique de la fréquence de rotation (1500tr/min correspond à 25Hz ; la 4ems harmonique est alors égale à 100Hz).

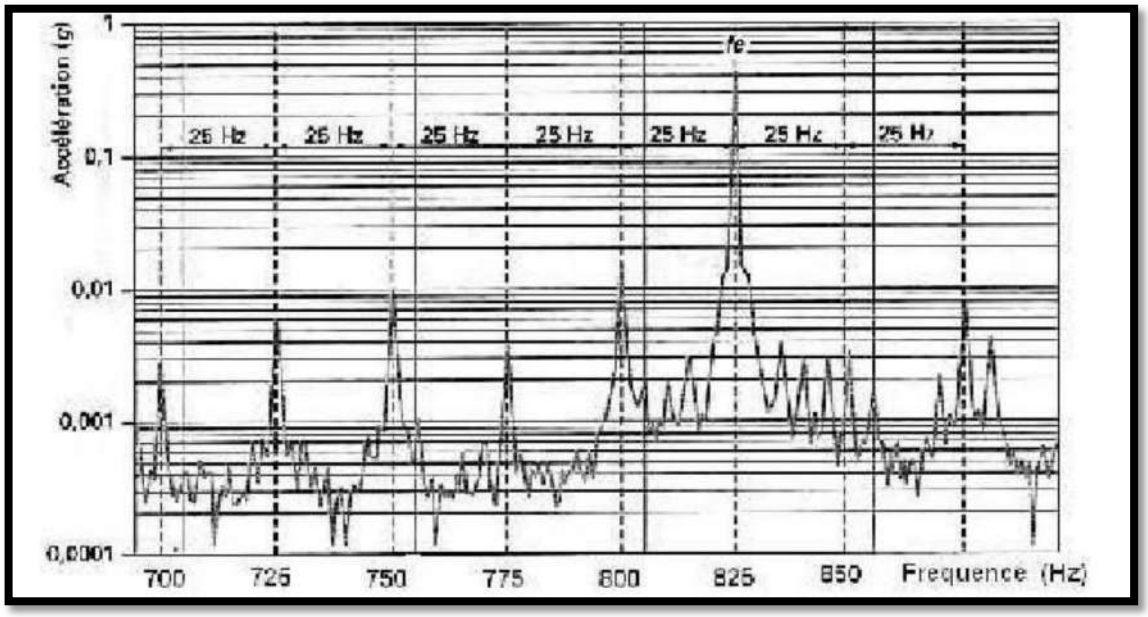


Figure 1.29: spectre d'harmonique de la fréquence de rotation [4]

Sur le spectre de la figure 1.35, le rotor à une fréquence de 24,8 Hz. La 4eme harmonique est donc à 4 x 24,8 = 99,20 Hz. Il faut donc faire un zoom pour la différencier du pic à 10OHz traduisant un défaut d'origine électromagnétique. L'apparition d'un pic à 100Hz déclenchera alors une étude plus approfondie des fréquences caractéristiques du moteur afin de diagnostiquer l'origine du défaut. Il est à noter que le pic à 2Fa existe tout le temps.

1.7.6 DEFAUTS SPECIFIQUES AUX ROULEMENTS :

Durée de vie des roulements : La durée de vie théorique des roulements est donnée par la formule suivante :

L10= (C/P)*p

L10= durée de vie en 10° tours charge nominale (donnée constructeur)

P: charge dynamique appliquée au roulement

p = 3 pour les roulements à billes, 3.33 pour les roulements à rouleaux

La durée de vie d'un roulement sera fortement réduite en fonction des efforts dynamiques auxquels il sera soumis. C'est pour cette raison qu'il est important de corriger les problèmes tels que le délignage, le balourd, le serrage, etc. Qui conduisent à une augmentation très forte des efforts dynamiques.

1.7.6.1 Processus de dégradation d'un roulement :

Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre Les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond Aléatoires.

Ce bruit de fond créé un spectre plat La plupart des usures de roulements débutent par une fêlure qui se Transforme en craquelure. La craquelure va produire des impacts Énergétiques en haute fréquence.

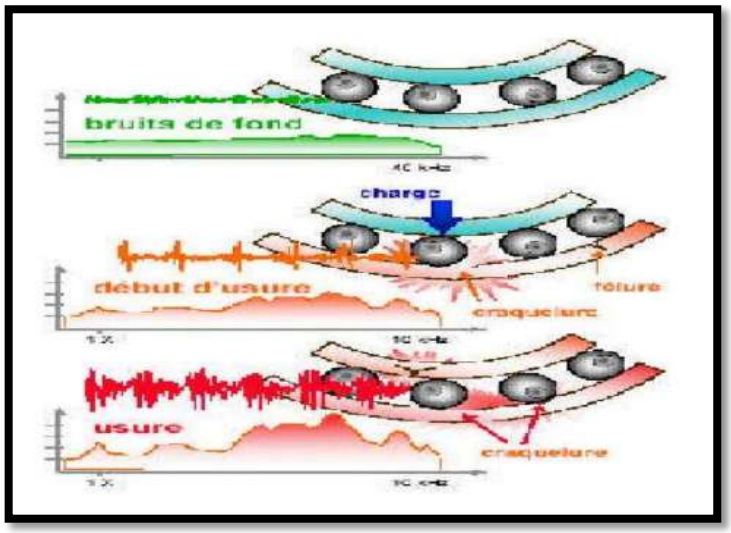


Figure 1.30 : Spectre théorique d'engrenage présentant un défiant d'excentricité [4]

Au fur et à mesure que l'usure progresse:

- Les défauts tendent à se lisser
- Il y a moins d'impacts;
- Le bruit de fond de la bonne piste devient modulé;
- sautant. Dès que le défaut est significatif, les billes vont éroder la cage interne en

1.7.6.2Fréquences caractéristiques:

Pour chaque type de roulement et en fonction des ses côtés de fabrication on peut considérer 4 fréquences caractéristiques

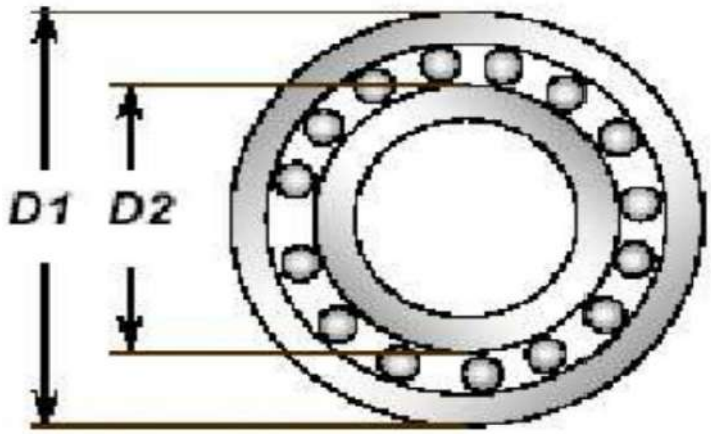


Figure 1.31: roulement [4]

DR = (D1+D2)/2

N : nombre de Billes ou de rouleaux

Fr : fréquence de rotation

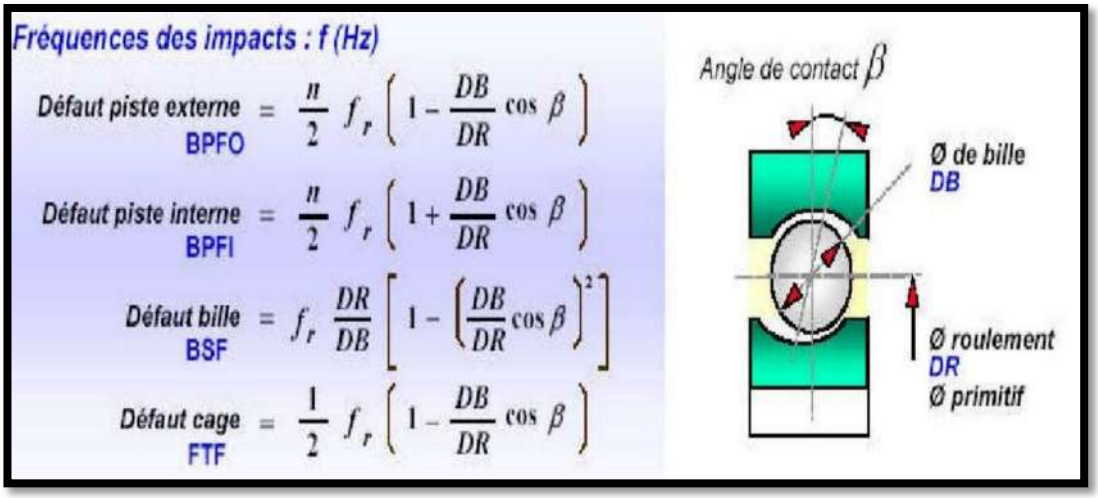


Figure 1.32: fréquences des défauts de roulement

BPFO ■ Bail Pass Fréquence Outre Race = fréquence de passage d'une bille sur un défaut de piste externe.

BPFI ■ Bail Pass Fréquence Inné Race = fréquence de passage d'une bille sur un défaut de piste interne.

■ **FTF** ■ Fondamental 1 train Fréquence = fréquence de passage d'un défaut de cage.

■ **BSF** ■ Bail Spin fréquence = fréquence de passage d'un défaut de bille sur la bague interne ou externe

1.7.6.3 Signatures vibratoires des défauts d'écaillage:

défauts de type écaillages vont être modulés en amplitude par la vitesse de rotation. Cela se traduira sur le spectre par un pic à la fréquence du défaut ($f_{défaut}$ = BPFI ou BPFO ou FTF ou BSF) et des bandes latérales à la fréquence de rotation de l'arbre. De plus, les défauts d'écaillage se traduisent par des chocs. Le spectre va donc faire apparaître un peigne de raie à la fréquence du défaut ($f_{défaut}$ = BPFI ou BPFO ou FTF ou BSF).

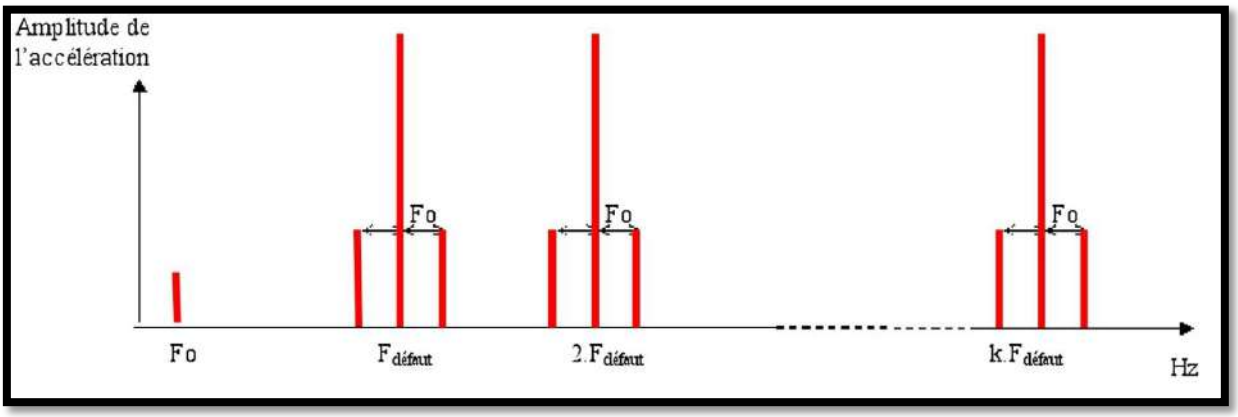


Figure1.33 : Spectre théorique d'un défaut d'écaillage d'un roulement [4]

Le spectre de la figure ci-dessous est pris sur un roulement dont la fréquence de bague externe est de 138,80 Hz. On observe bien sur ce spectre un peigne de raies à la fréquence du défaut (1, 2, 3, 4, …) traduisant les chocs périodiques.

Le spectre est extrêmement étendu et présente un peigne de raies dont l'amplitude est faible. De ce fait, le peigne de raie est souvent noyé dans le bruit de fond, donc non identifiable par une analyse spectrale classique.

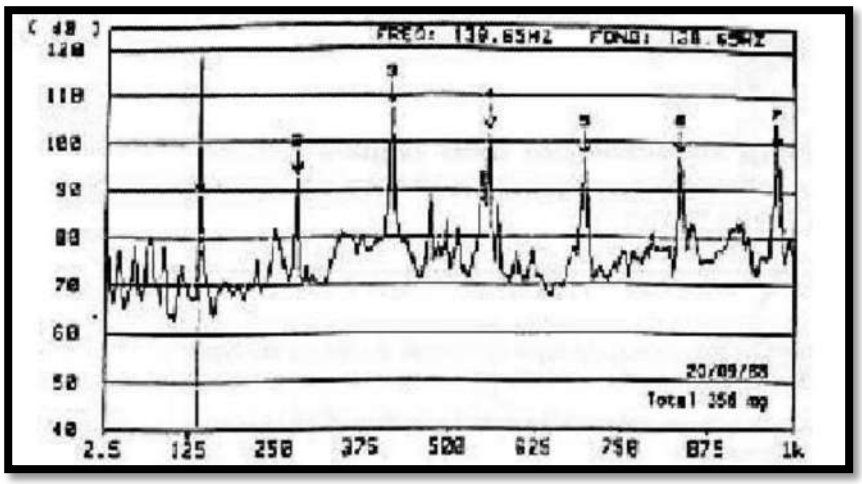


Figure1.34 : spectre d'une bague externe d'un roulement [4]

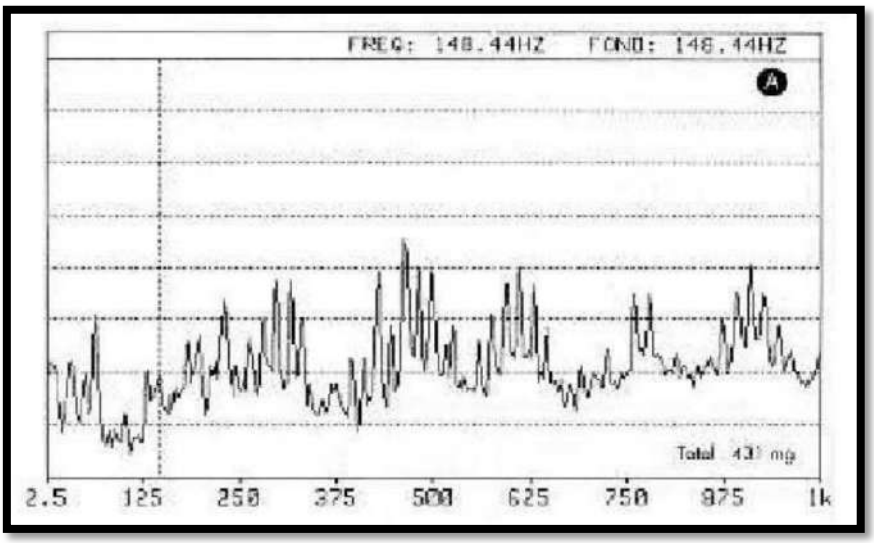


Figure 1.35: spectre d'une bague intérieure d'un roulement [4]

Le spectre de la figure suivante est pris sur un roulement dont la fréquence de bague intérieure est égale à 148,5 Hz. On observe bien un pic à cette fréquence mais il est noyé dans le bruit de fond

Des outils plus performants que la simple analyse spectrale peuvent être utilisés pour établir un diagnostic et faire ressortir du spectre les fréquences qui nous intéressent.

1.7.6.4 Rupture de cage :

Lorsque la cage d'un roulement casse, les billes ne sont plus maintenues à une distance égale les unes des autres et elles vont se regrouper.

Cela entraîne une excentricité de l'arbre et un balourd tournant à la vitesse de rotation de la cage. Ce type de défaut apparaît donc sur le spectre par une raie unique à la fréquence de la cage FTF. En général, FTF est égale à 0,4 x la vitesse de rotation.

En réalité, une rupture de cage est très difficilement détectable car un roulement dont la cage est rompue se détériore très rapidement

1.7.6.5 Défaut de billes :

Un défaut de billes génère une image typique dans le spectre. Il y aura plusieurs groupes de pics qui apparaissent composés d'un pic central et de modulations autour de ce pic central. Dans la grande majorité des cas, ce pic central correspond au défaut

de billes et la modulation correspond au défaut de cage La fréquence à laquelle les billes tournent autour de leur propre axe dans la cage est BSF

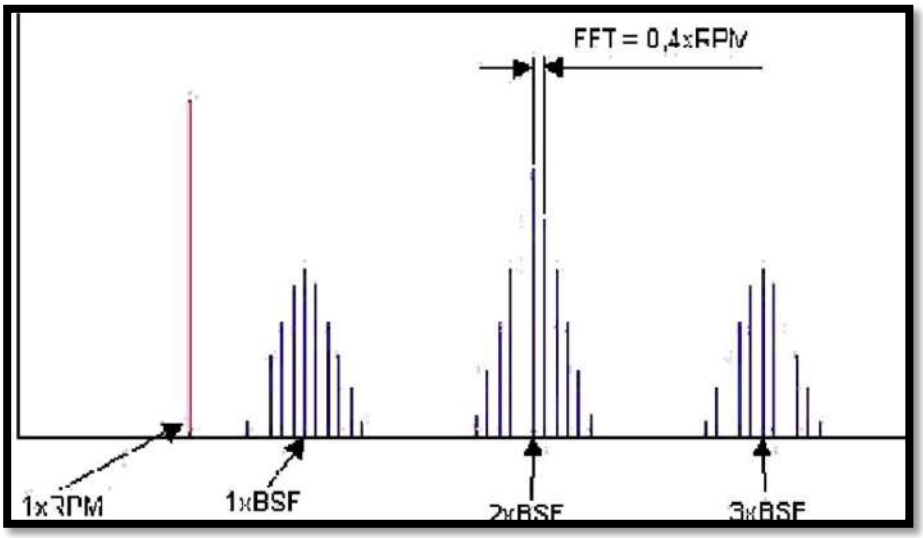


Figure 1.36: spectre théorique d'un défiant de bille d'un roulement [4]

1.8 Conclusion :

Dans le suivi de l'évolution de l'état de santé des machines tournantes, l'analyse vibratoire est l'outil de maintenance le plus utilisé en raison de la capacité des données vibratoires à donner la mesure la plus pertinente de l'état. d'une machine en fonctionnement et prédire tôt le développement de défauts. Pour localiser et identifier les défauts générateurs de vibrations, il est nécessaire de s'habituer au matériel utilisé pour l'acquisition des données, aux signatures vibratoires et au choix pertinent des indicateurs d'état.

Chapitre 2:

Conception
Et réalisation
D'un simulateur
Des défauts

2.1 Introduction :

Les machines réelles ne sont jamais parfaites: défauts de fabrication, jeux de fonctionnement, paramètres de fonctionnement (température, chargement, vitesses de rotation,…).

Pendant le fonctionnement, ils vibreront et leur dysfonctionnement entraîne généralement des modifications de la répartition de l'énergie vibratoire. En observant l'évolution du niveau de vibration, des informations très utiles sur l'état de la machine peuvent être obtenues.

Les vibrations sont issues d'un ou de plusieurs défauts : déséquilibre, désalignement, défaut de roulement, défaut d'engrènement, défaut électrique, ….. Dans le présent travail, nous avons limité notre étude sur le déséquilibrage d'un rotor. Ce type de défaut peut être expliqué comme suit : Imaginons un rotor parfaitement en équilibre.

Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse M.

Le rotor présentera un déséquilibre. Même à l'arrêt, le rotor reviendra à une position d'équilibre.

Il s'agit d'un déséquilibrage statique. Des que le rotor sera en rotation, la masse M exercera une force radiale proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation :

$$\boldsymbol{F = M.r^2.\omega} \qquad \textbf{(2.1)}$$

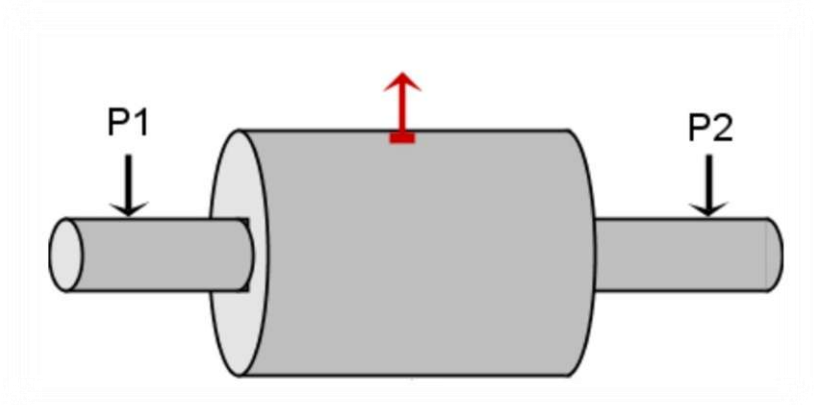


Figure 2.1: Déséquilibrage d'un rotor

En effet, les deux paliers (points : P1, P2) supportant le rotor vont subir un effort centrifuge. Notre objectif est de réaliser un dispositif qui permet d'introduire le défaut de déséquilibre. L'effet de ce défaut sur la rotation du rotor sera montré par les résultats obtenus à partir de l'analyse des signaux vibratoires issus des mesures prélevées par des accéléromètres fixés sur les deux paliers supportant le rotor.

2.2 Conception du dispositif :

Conception de l'appareil Dans un premier temps, la conception de la machine est réalisée par Solid Works. Les dimensions des colonnes et des disques sont choisies en fonction des matières premières disponibles

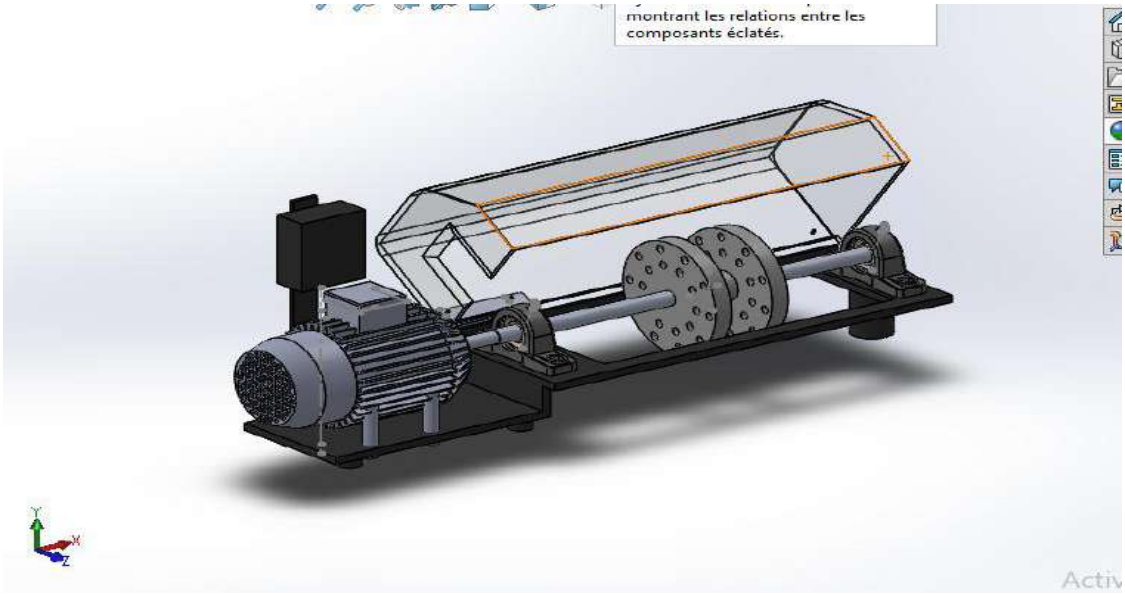


Figure 2.2: Conception du simulateur par Solid Works



Figure 2.3 : simulateur premium

Le dispositif comporte les éléments constitutifs suivants :

1. Tachymètre digital avec sortie analogique
2. Variateur
3. Moteur AC (248W) à vitesse variable (0-4000 RPM), 110/220 Volts, 60/50 Hz
4. Paliers facilement démontables
5. Protection transparente en plexiglas
6. Disque en aluminium avec une rangée de 18 perçages pour les équilibrages

2.3 Choix des éléments mécaniques :

2.3.1 Disque :

Les diamètres et l'épaisseur du disque sont fabriqués par une machine de tour et les trous par une perceuse. Ces trous permettent de fixer une masse pour introduire les déséquilibres. Ils sont répartis de façon symétrique pour éviter le déséquilibrage du rotor avant d'ajouter les masses.



Figure 2.4: Disque excentrique (M-ER- 5/8)



Figure 2.5: Disque voilé (M-CR-5/8)

2.3.3.1 Caractéristiques du disque :

Diamètre de disque= 152.4 mm

Epaisseur : 20 mm

Poids de disque = 637 g

Matière : aluminium

2.3.2 L'arbre :

2.3.2.1 Caractéristiques de l'arbre :

Longueur de l'arbre=530 mm

Calcul du diamètre minimal de l'arbre :

L'arbre repose sur les paliers A et B

Les forces qui sollicitent cet arbre sont :

- Le poids du disque P= 6.3 N.

- réactions des paliers R_A et R_B

D'où l'expression du diamètre minimal :

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32.M_{fi}}{\pi.R_p}} \qquad (2.2)$$

- Les réactions des paliers R_A et R_B

D'où l'expression du diamètre minimal :

La résistance pratique d'aluminium Est R_p= 340 N/mm²

Le moment idéal :

$$M_{fi} = \sqrt{M^2_t + M^2_{f_{max}}} \qquad (2.3)$$

Calcul du moment fléchissant max dans le plan vertical

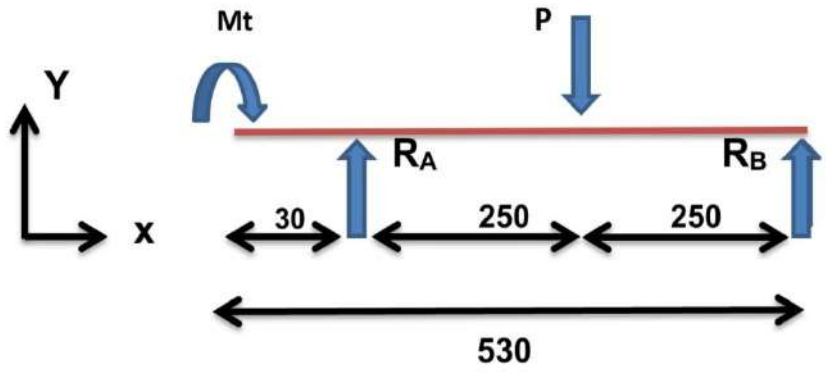


Figure 2.6: Les forces appliquées

$$\sum Fext = 0 \qquad (2.4)$$

$R_A + R_{B-p} = 0$

$R_A + R_B = P$

$R_{Pa} + R_{Pb} = 6.30 \quad N$

$$\mathbf{R_{A=}\ 3.15\ N \quad R_{B=}\ 3.15\ N} \tag{2.5}$$

$pour: \quad 0 \le x \le 30$ $\begin{cases} x = 0mm \\ x = 30mm \end{cases}$ $\begin{cases} M_f = 0N.mm \\ M_f = 0N.mm \end{cases}$

$pour: \ 30 \le x \le 280$ $\begin{cases} x = 30\ mm \\ x = 280\ mm \end{cases}$ $\begin{cases} M_f = 0\ N.mm \\ M_f = 925\ N.mm \end{cases}$

$pour: \ 280 \le x \le 530$ $\begin{cases} x = 280mm \\ x = 530mm \end{cases}$ $\begin{cases} M_f = 925\ N.mm \\ M_f = 0N.mm \end{cases}$

$$\mathbf{M_{f_{max}}} = \sqrt{\frac{\mathbf{M_{f_{max}}}}{\mathbf{H}} + \frac{\mathbf{M_{f_{max}}}}{\mathbf{V}}} \tag{2.6}$$

$$\boldsymbol{M_{f_{max}} = 925 \ \ N.mm}$$

Calcule le moment fléchissant idéal :

$$\mathbf{M_{f\ ideal}} = \sqrt{\mathbf{M_t}^2 + \mathbf{M_f}^2} \tag{2.7}$$

$$\boldsymbol{M_{f\ ideal}} = \sqrt{\mathbf{1.14^2 + 925^2}}$$

$$\boldsymbol{M_{f\ ideal}} = \boldsymbol{29.27 \ \ N.mm}$$

Calcule le diamètre minimal :

$$\mathbf{d_{min}} = \sqrt[3]{\frac{\mathbf{32.M_{f\ ideal}}}{\boldsymbol{\pi}.\mathbf{R_p}}} \tag{2.8}$$

$$\mathbf{d_{min}} = \sqrt[3]{\frac{\mathbf{32 * 29.27}}{\mathbf{3.14 * 340}}}$$

$$\mathbf{d_{min} = 9.57\ min}$$

le diamètre de l'arbre doit être supérieur à d=20 mm et comme le diamètre du palier est de 20 mm, On choisit le diamètre de l'arbre d = 20mm. Selon le constructeur

des paliers auto-aligneur, les tolérances recommandées pour cet arbre varie de 0 jusqu'à -76 µm

2.3.3 Palier :

Pour supporter le rotor (disque et arbre) on a choisi un palier auto-aligneur avec un corps en fonte. Ce type de palier permet d'assurer un bon alignement entre l'axe du rotor et celui du moteur.

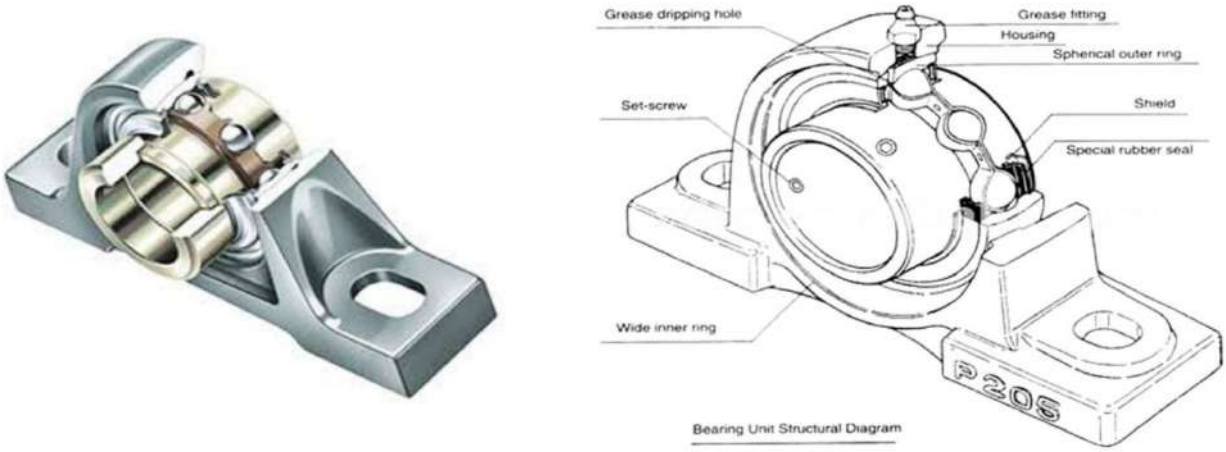


Figure 2.7: Palier auto-aligneur

2.3.3.1 Caractéristiques du palier :

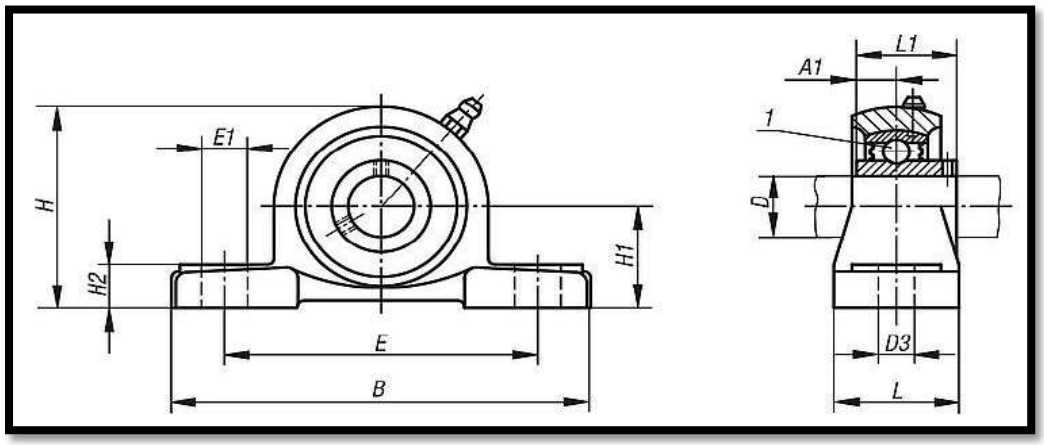


Figure 2.8: dimension de palier

Diamètre d'arbre	Désignation				Masse	Dimensions (mm)			
d	**palier**	**Reference de la concurrence**	**Corps de palier**	**Roulement**	**Masse Kg**	**D**	**H**	**I**	L
20	**Rasey 20-JIS**	**UCP 204**	**GC P 204**	**GYE 20-KRRB-FA107**	**0.63**	**20**	**33.3**	**95**	127

Tableau 2.1: Dimensions du palier

Nous avons choisi le diamètre d=20 mm car c'est le plus petit diamètre disponible dans le marché. Le montage des deux paliers a été réalisé suivant les instructions du constructeur

2.4 Choix des éléments électriques :

2.4.1Moteur :

Dans notre travail nous avons choisi un moteur asynchrone triphasé qui peut supporter des couples importants par rapport aux autres types de moteur.

Les caractéristiques du moteur choisi sont:

1. Type de moteur : moteur triphasé asynchrone
2. Puissance : 248W
3. Vitesse variable (0-4000 RPM)
4. Diamètre de arbre de moteur d=14 mm
5. Réseau électrique : 110/220 V
6. Fréquence électrique : 50/60 Hz
7. Cos φ=0.79



Figure 2.9: Moteur asynchrone

2.4.2 Tachymètre :

Le tachymètre pour installation est un appareil simple qui sert à visualiser les impulsions générées par les capteurs de révolutions. Ce tachymètre pour installation affiche sur l'écran les impulsions par révolutions. Le tachymètre industriel est composé d'un écran LED à 4 chiffres avec une plage allant jusqu'à 9999. Vous pouvez utiliser l'entrée du tachymètre pour installation pour connecter des capteurs NPN ou PNP.

Vous pouvez aussi y connecter des capteurs sans puissance et des capteurs avec une sortie de 0/30 V. À travers différents ponts, vous pouvez diviser la valeur indiquée sur l'écran du tachymètre industriel.

- Écran LED à 4 chiffres

- Plage maximale: 1 KHz

- Indication des impulsions par rotation

- Diviseur réglable

- Raccords filetés

- Dimensions conformes DIN



Figure 2.10: Tachymètre à affichage LCD

2.4.3 Variateur de fréquence:

Les variateurs (ou convertisseurs) de fréquence regroupent en un seul appareil les fonctions nécessaires à la commande d'un moteur.

Les technologies d'entraînements à vitesse variable pour moteurs asynchrones sont nombreuses et viennent compléter les technologies disponibles pour les moteurs à courant continu et les moteurs synchrones. Le choix de la technologie et de la

structure du convertisseur dépend de nombreux facteurs liés à l'application visée. Parmi les principaux facteurs techniques de choix figurent :

- la puissance et la vitesse nominales
- le régime d'utilisation (utilisation en régime permanent ou intermittent)
- la plage de variation de vitesse et le domaine de fonctionnement dans le plan puissance-vitesse (1 quadrant, 2 quadrants, 4 quadrants)
- le type de machine (inertie, caractéristique de couple résistant selon la vitesse)
- la précision de contrôle de couple et de vitesse
- la tension du réseau d'alimentation
- les contraintes d'installation (place disponible, degrés de protection, etc.).

Dans notre étude nous avons choisi le variateur de fréquence de type :

AC Tech-ESV112N01SXB

Les caractéristiques de ce variateur sont :

- o Puissance : 1.1 kW
- o Réseau électrique : 120/240 V
- o Fréquence du réseau 0- 500 Hz



Figure 2.11: Variateur de fréquence

2.4.3.1Description de fonctionnement :

La tension alternative triphasée est convertie en tension continue par L'intermédiaire du pont redresseur et des condensateurs de filtrage. Cette tension continue est alors découpée par un pont onduleur à transistors. L'ajustage de la largeur des impulsions et leur répétition permet d'ajuster l'alimentation du moteur en tension et en fréquence afin de garantir un rapport tension/fréquence constant dans le moteur. Un signal externe de vitesse est transmis au bloc de commande ASIC (action par microprocesseurs). Le bloc de commande, après comparaison des signaux internes et externes, actionne la commande des transistors. Le dialogue avec l'opérateur est facilité par la console LCD du variateur ou par la connexion d'un PC.

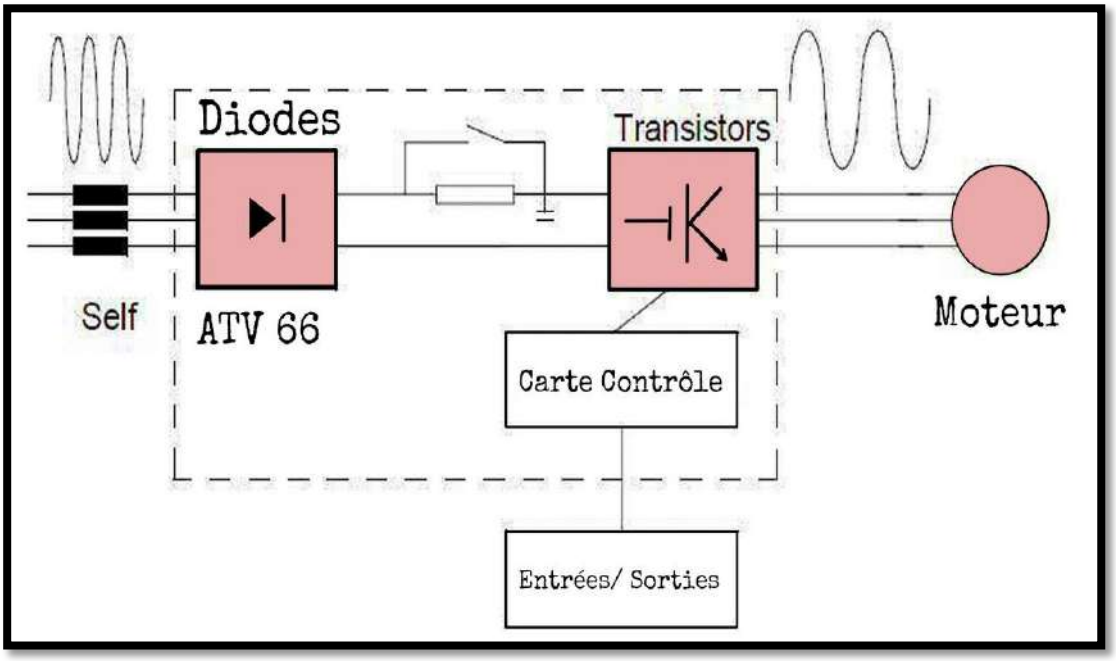


Figure 2.12: Schéma électronique de variateur de fréquence

2.4.3.2 Installation et mise en marche du variateur :

L'installation et la mise en service du variateur suivent des instructions strictes, d'une part pour éviter d'endommager l'équipement, d'autre part pour assurer un fonctionnement sûr. L'appareil est programmable. Dans un premier temps, vous devez insérer les caractéristiques du moteur indiquées sur la plaque signalétique, puis sélectionner une fréquence qui varie entre 0 et 500 Hz avant de démarrer le moteur. La fréquence sélectionnée ne représente pas la fréquence de rotation du moteur, elle représente la fréquence du réseau

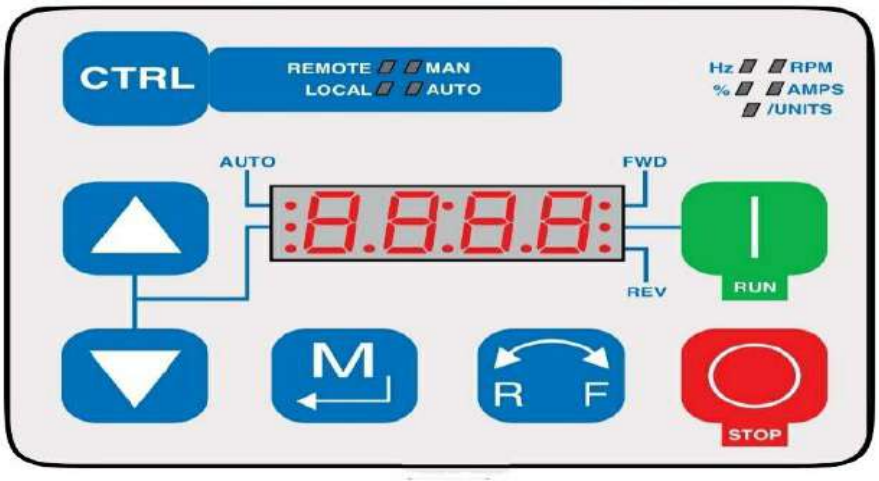


Figure 2.13 : écran de contrôle variateur de fréquence

2.6 Réalisation du dispositif :

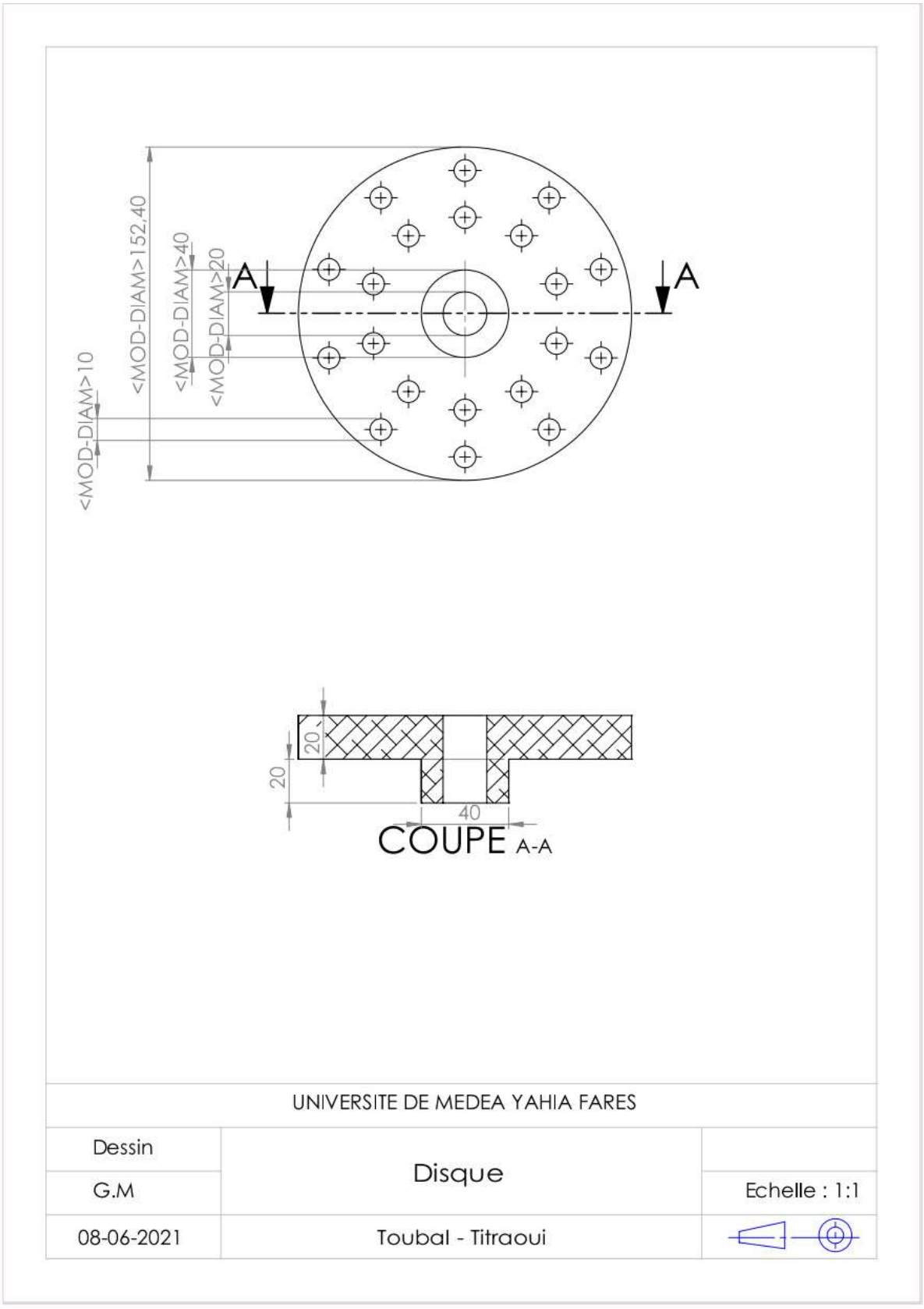


Figure 2.14: dessin définition de disque

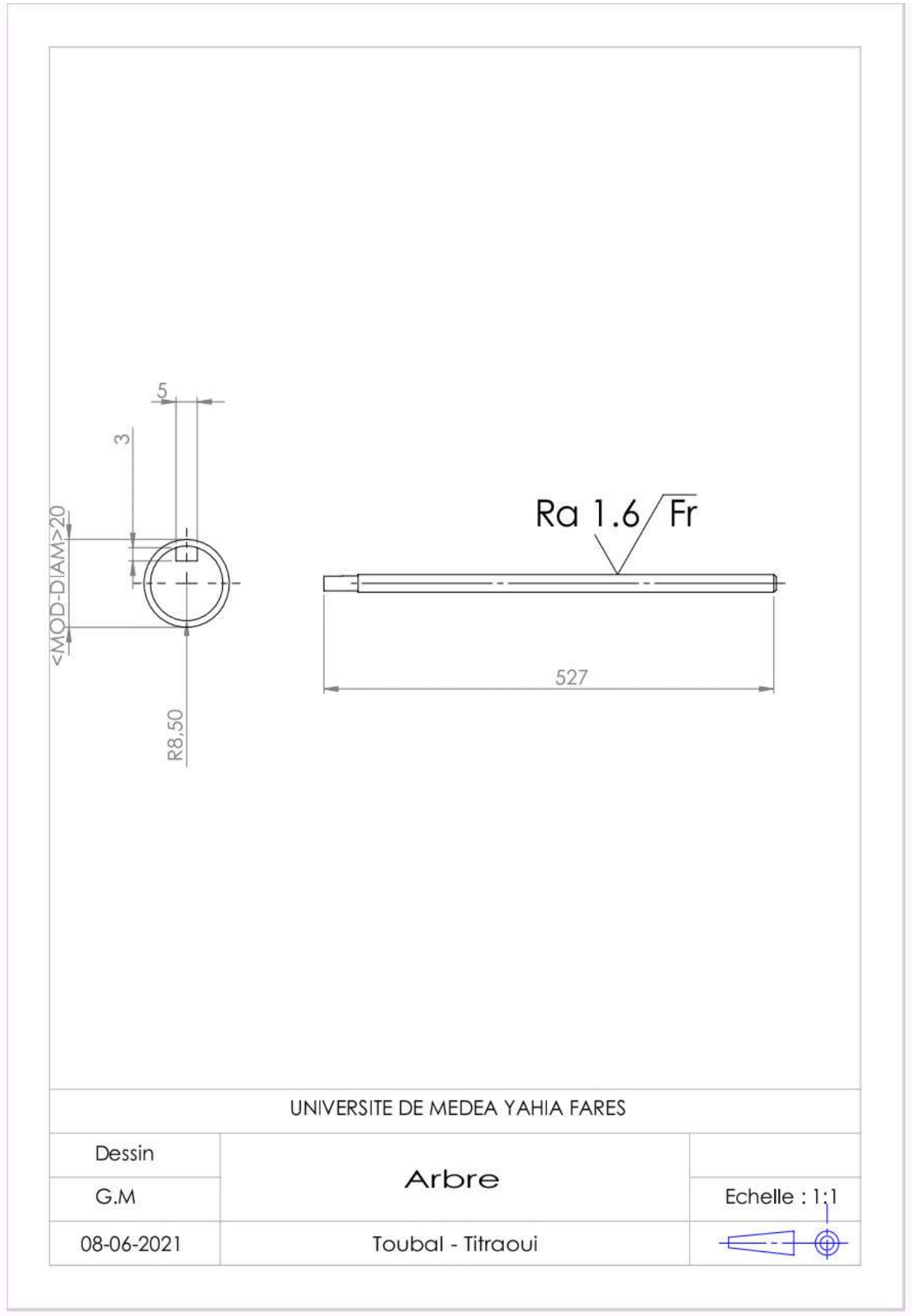


Figure 2.15: dessin définition l'arbre

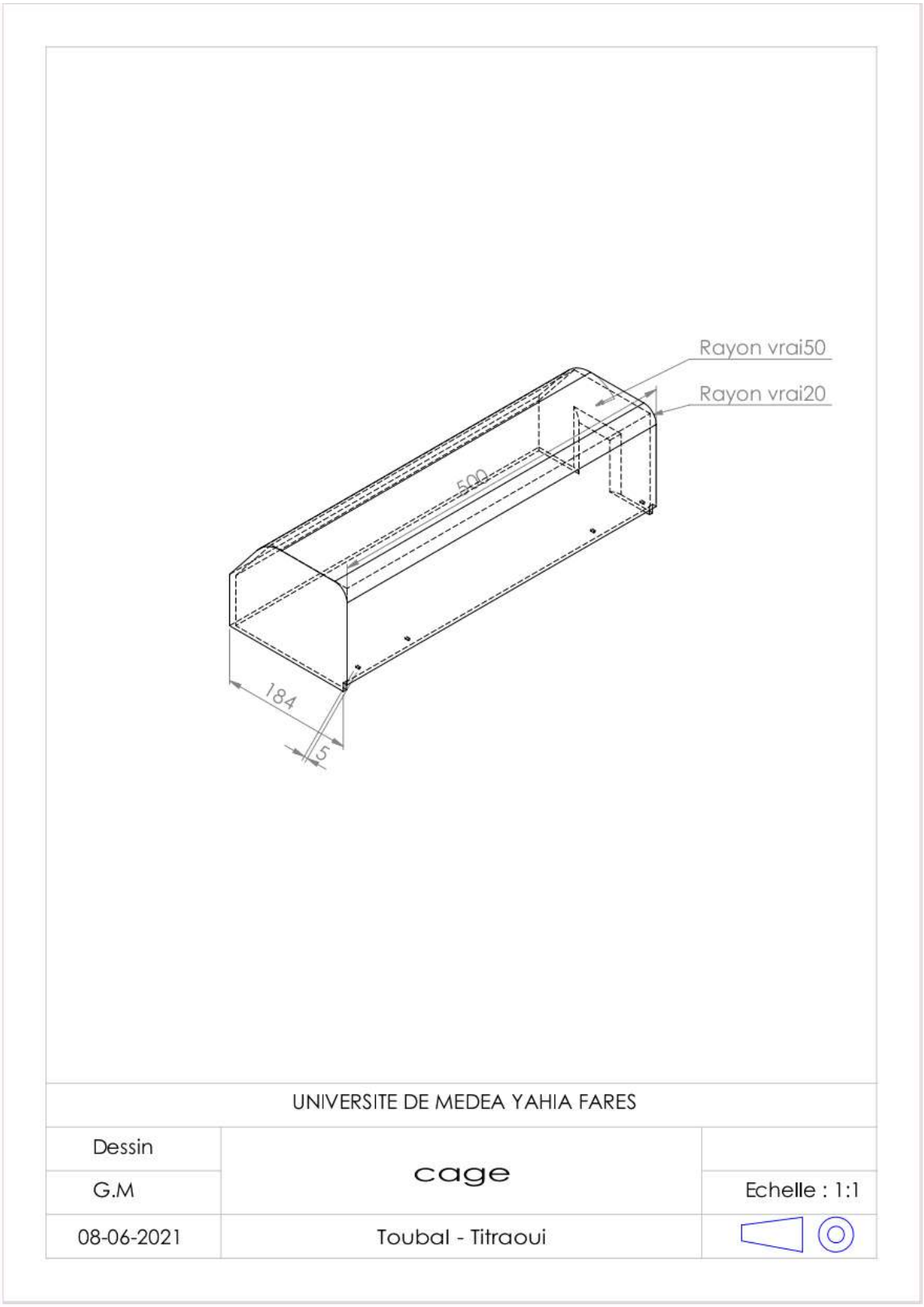


Figure 2.16 : dessin définition de cage

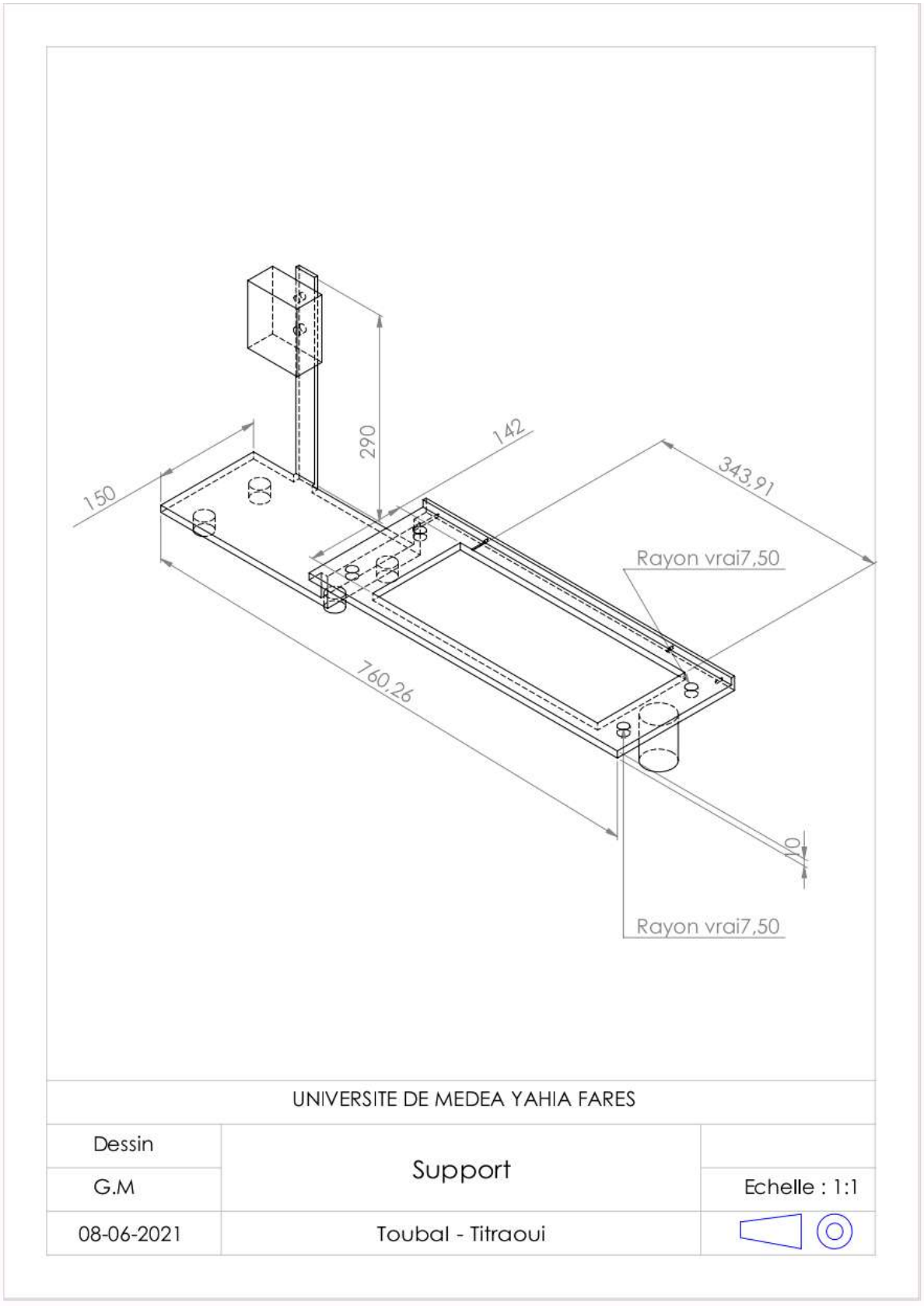
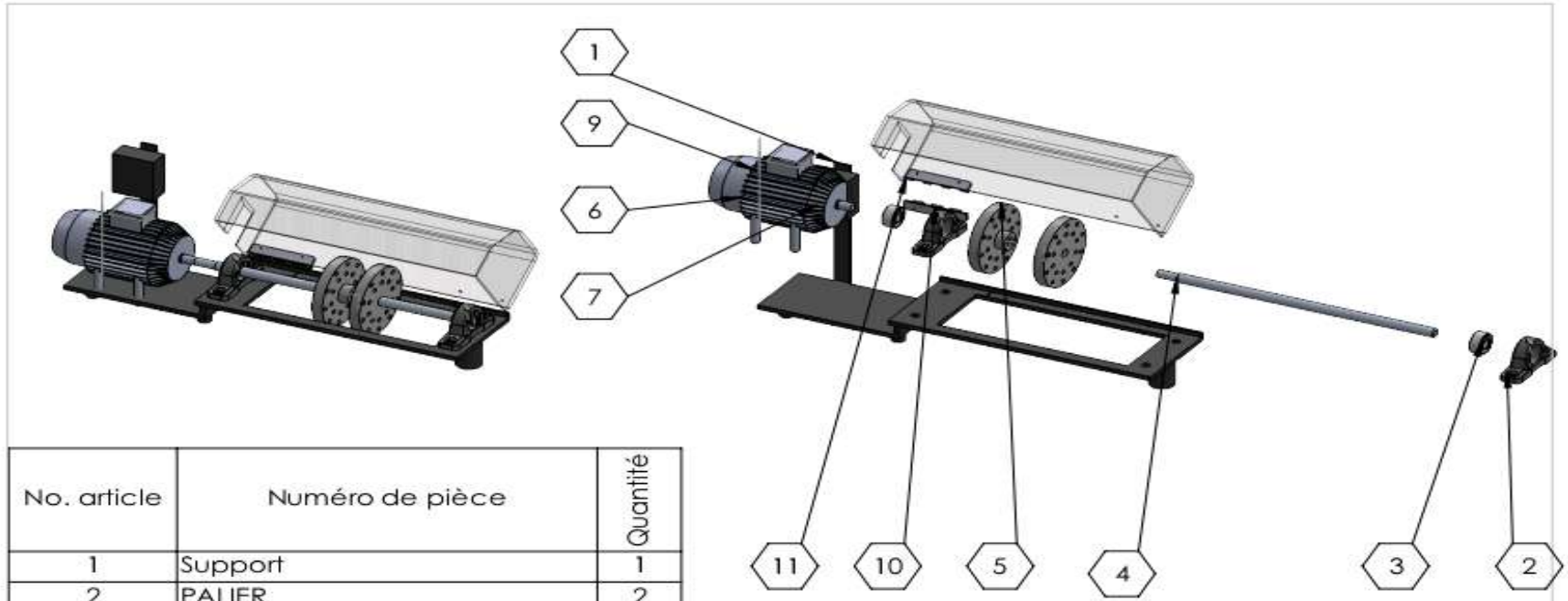


Figure 2.17: dessin définition de support



No. article	Numéro de pièce	Quantité
1	Support	1
2	PALIER	2
3	Roulement ISO 15 ABB - 3220 - Full,DE,AC,Full_68	2
4	Arbre	1
5	Disque	2
6	MOUTEUR ELEC	1
7	MOUTEUR A	1
8	MOUTEUR B	1
9	MOUTEUR C	1
10	POUMELLE	2
11	Assemblageetre palier et roulement et support	1

UNIVERSITE YAHIA FARES		
DESSIN	ASSEMBLAGE	
G.M		ECHELLE :1:1
09-06-21	TOUBAL - TITRAOUI	

Figure 2.18: dessin définition assemblage

2.7 Conclusion :

Plusieurs types de défauts des machines tournantes peuvent être distingués. Dans cette recherche, un dispositif qui n'introduit que des défauts de déséquilibre a été fabriqué. Sur un même équipement, des déséquilibres dynamiques, des défauts de jeu et de désalignement peuvent également être introduits. Les composants composés du dispositif, du système d'acquisition, du capteur, du convertisseur de fréquence et du micro-ordinateur constituent une plate-forme d'introduction des défauts et d'analyse des signaux vibratoires collectés par les accéléromètres fixés sur les deux roulements

Chapitre 3:

Test et validation

Du simulateur

3.1 Introduction:

Sur les machines tournantes, il y a des raisons telles que le déséquilibre, le désalignement, les défauts de roulement et les moteurs imparfaits. Le déséquilibre du rotor est généralement causé par l'usinage, l'assemblage du rotor ou une défaillance de l'assemblage. Quel que soit le soin apporté à la construction de la machine, il est impossible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque partie de base du rotor . Le résultat est que l'arbre rotatif reçoit une force centrifuge qui le déforme. Ces forces provoquent des vibrations liées à la vitesse de rotation. L'analyse des signaux vibratoires obtenus de ces machines permet de suivre l'évolution de leur état de santé. L'analyse de détection de défaut est différente de l'analyse utilisée pour localiser et identifier la nature du défaut. En fait, chaque défaut est caractérisé par une image ou un spectre de vibration. Tous les pics observés sur le spectre ne sont pas des défauts. En cas de déséquilibre, un pic est observé à la fréquence de rotation. Sur l'équipement de production, on va introduire un déséquilibre, puis on va vérifier l'existence du pic de fréquence de rotation du moteur sur le spectre obtenu, ce qui est l'objet de cette recherche.

3.2 Description et fonctionnement du simulateur:

Le dispositif est composé d'un châssis et d'un disque monté sur un arbre reposant sur deux paliers auto aligneur et accouplé à un moteur asynchrone. La vitesse de ce dernier est fixée par un variateur de fréquence de type AC Tech-ESV112N01SXB Une masse est montée sur le disque avec un vis et écrou pour produire des vibrations.



Figure 3.1: Simulateur des défauts avec système d'acquisition

Le comportement du dispositif est analysé pour des vitesses de rotations différentes obtenues à l'aide d'un variateur de fréquence contrôlant le moteur. Les fréquences du variateur retenues sont : 10 Hz et 15Hz. L'acquisition des signaux vibratoires est effectuée à: 1000 Hz à l'aide d'un système d'acquisition multicanaux Figure 3.2 et par l'utilisation des accéléromètres piézoélectriques figure 3.3 fixés sur les deux paliers. Le nombre d'échantillons prélevés dans les signaux est limité à 8192 points qui correspondent à 3200 lignes.



Figure 3.2: Système d'acquisition multicanaux



Figure 3.3: Accéléromètres SN LW132672/ SN LW132669

La chaîne d'acquisition utilisée (Figure 3.1) comprend : Un PC, un Module d'acquisition SPECTRAQUEST et deux accéléromètres.

3.3 Contrôle de la vitesse de rotation:

Pour contrôler la vitesse de rotation du simulateur nous avons utilisé le « LE STROBOSCOPE »

3.3.1 Qu'est-ce qu'un stroboscope ?

Un stroboscope est une source de lumière émettant de brefs éclairs lumineux à des intervalles de temps réguliers TS appelés période des éclairs : la période TS est réglable dans une certaine plage de valeurs.



Figure 3.4: stroboscope

3.4 Procédures des essais (conduite de l'expérience):

Nous mettons le système en rotation et en enregistrons les signaux temporels. Ces derniers sont collectés à travers d'un système d'acquisition multivoies. On utilise deux accéléromètres piézoélectriques, chaque accéléromètre est fixé sur un palier, dont les sensibilités sont illustrées dans le tableau 2.1. Les tests sont conduits à différentes vitesses de rotation. .

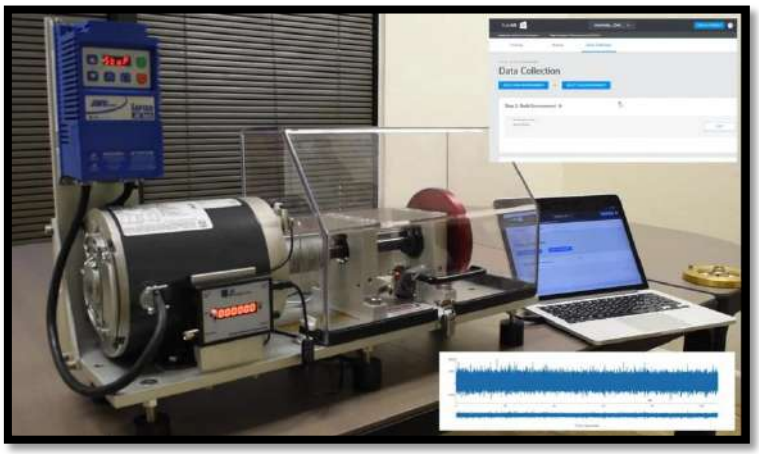


Figure 3.5: Logiciel de traitement des signaux

Sur le dispositif réalisé, il est possible d'introduire les défauts suivants :Déséquilibre statique déséquilibre dynamique, désalignement, déséquilibre du jeu. Dans le cas d'un déséquilibre, objet de notre étude on monte une masse sur le disque pour produire un balourd (figure 3.6).

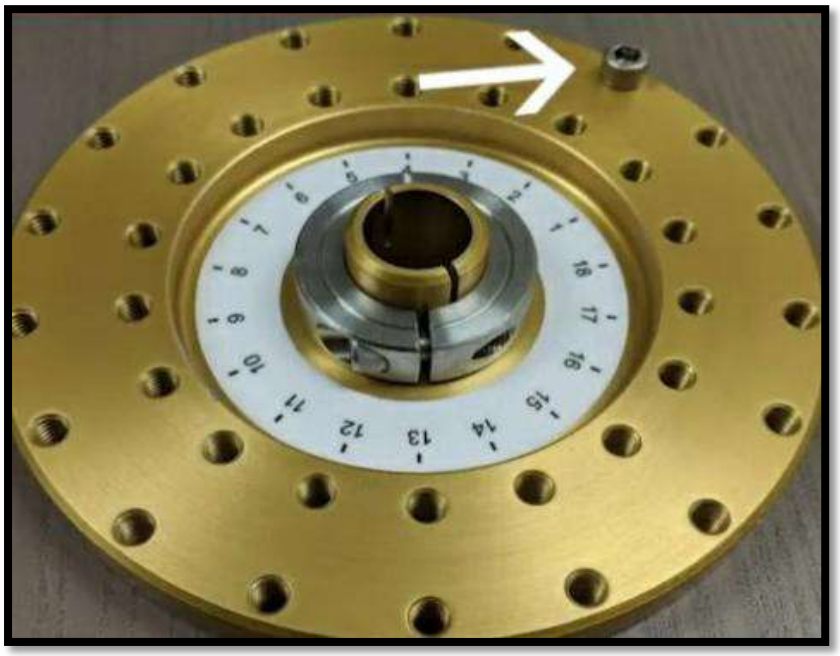


Figure 3.6 : Masse fixée sur le disque

3.5 Modélisation et simulation d'un rotor flexible :

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le Développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs Tridimensionnels de l'écoulement dans plusieurs configurations, Les applications auxquelles on peut accéder à partir de Workbench , Le projet est piloté par un flux de travail Schématique qui gère les connexions entre les systèmes. À partir du schéma, vous pouvez Interagir avec des espaces de travail originaux de Workbench, tels que Design Exploration (Paramètres et points de conception). Le système comporte différentes cellules soit : Engineering Data, Geometry, Model, Setup, Solution, Results. Pour faciliter leurs compréhensions, on peut les regroupés selon le logiciel

3.5.1 Module de modélisation :

3.5.1.1 La géométrie :

Extraction la géométrie à l'aide du logiciel SolidWorks dans un fichier IGES.

Voire la figure 3.7.

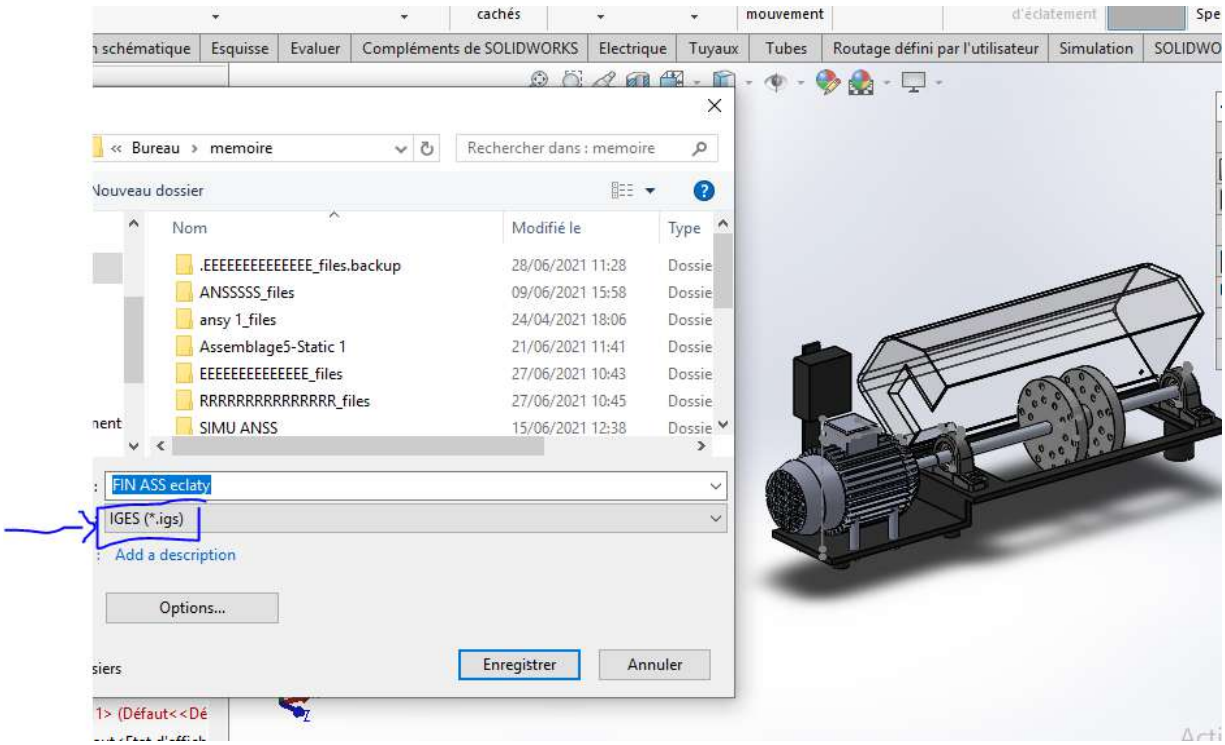


Figure 3.7 : enregistrement fichier IGES

- **Propriétés du matériau :**

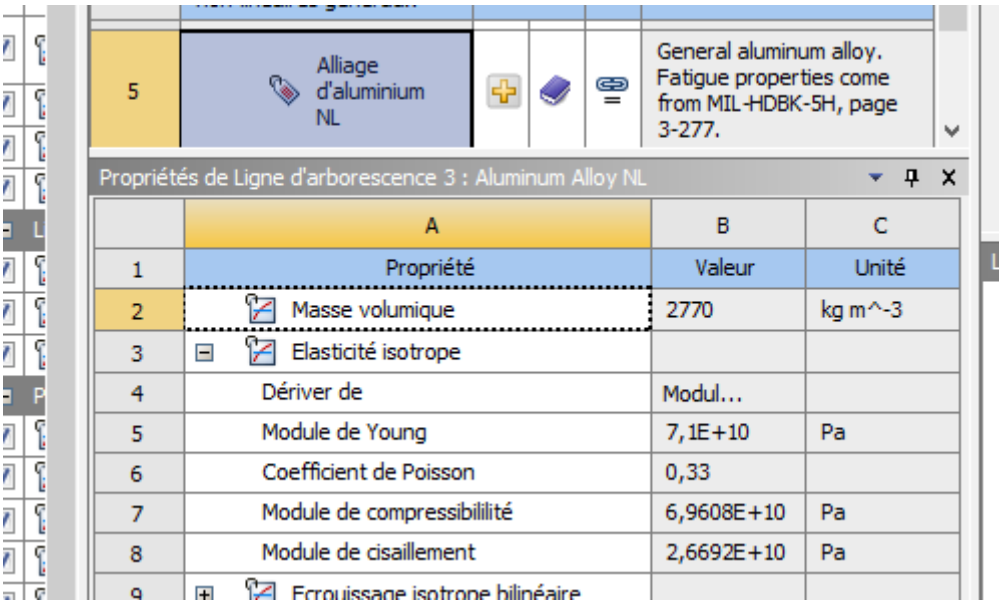


Figure 3.8 : choisir les Propriétés**.**

3.5.1.2 : Le maillage du modèle : Voir la figure C,

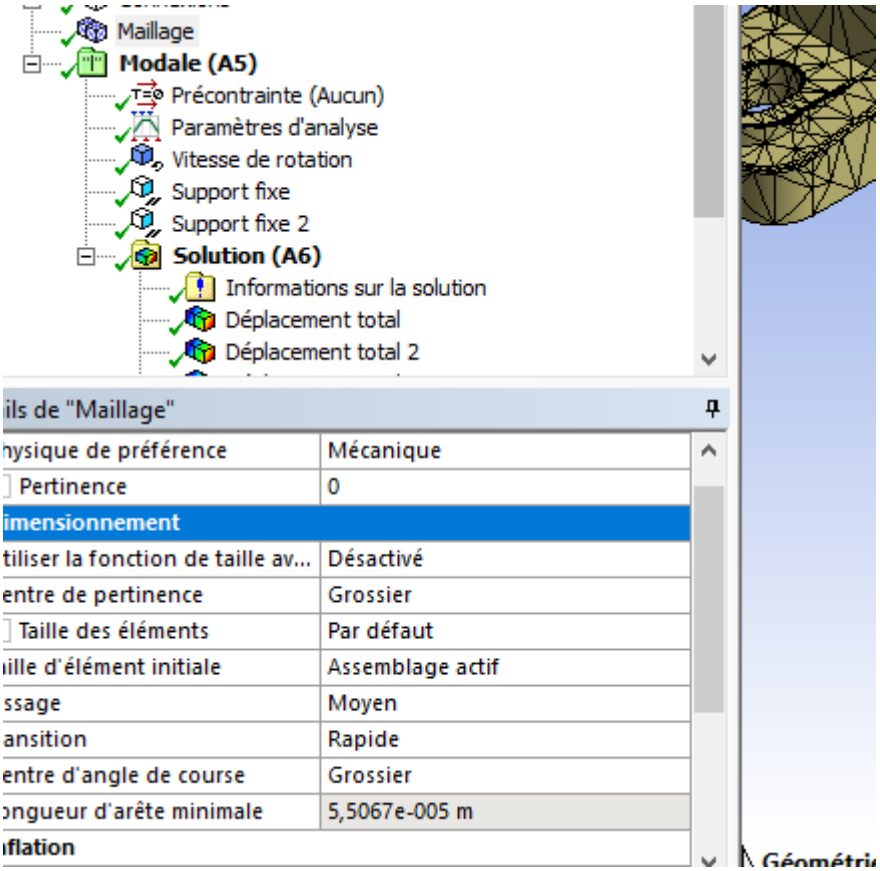


Figure 3.9 : type de maillage de modèle**.**

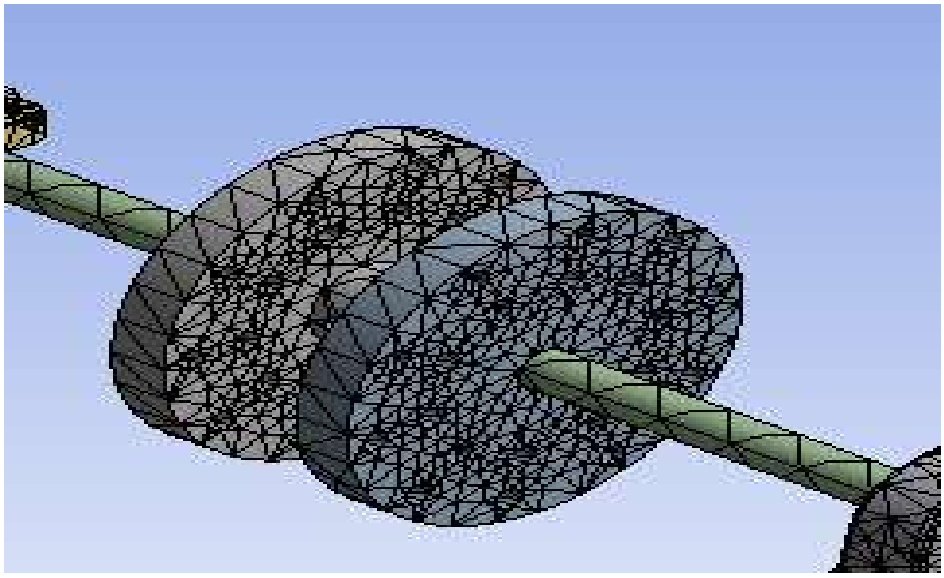


Figure 3.10 : maillage de modèle.

3.5.2 Module de simulation :

3.5.2.1 Les conditions aux limites :

On a les Raideurs des paliers.

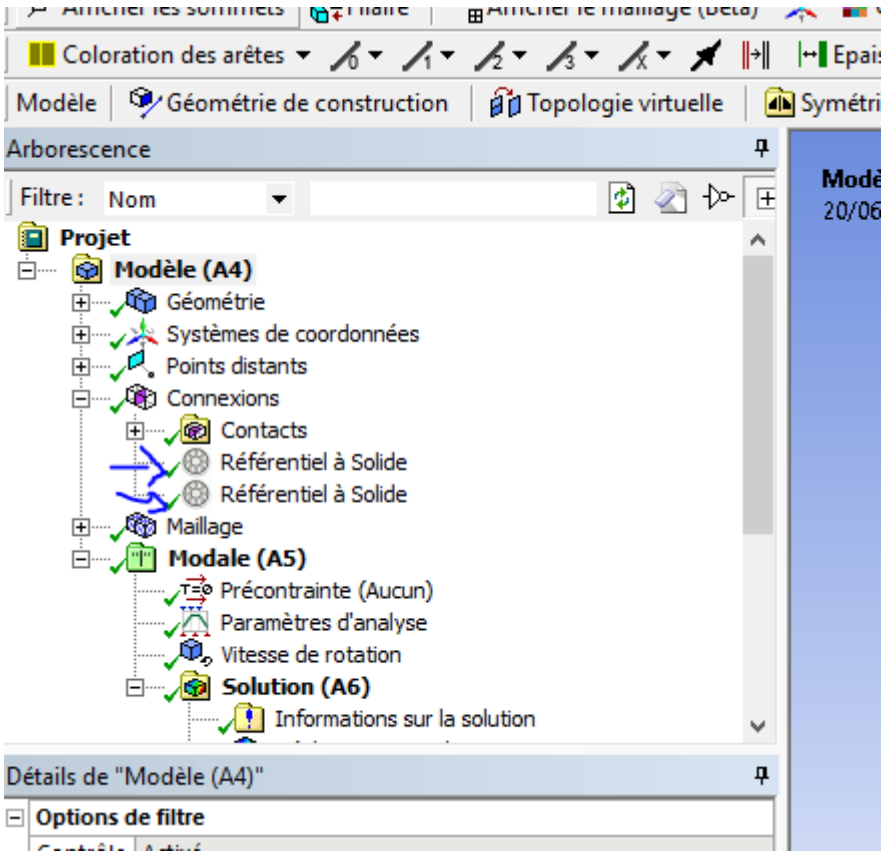


Figure 3.11 : représente les paliers.

3.5.2.2 La vitesse de rotation :

On déclare la vitesse de rotation 300 rpm, voire la figure 3.12

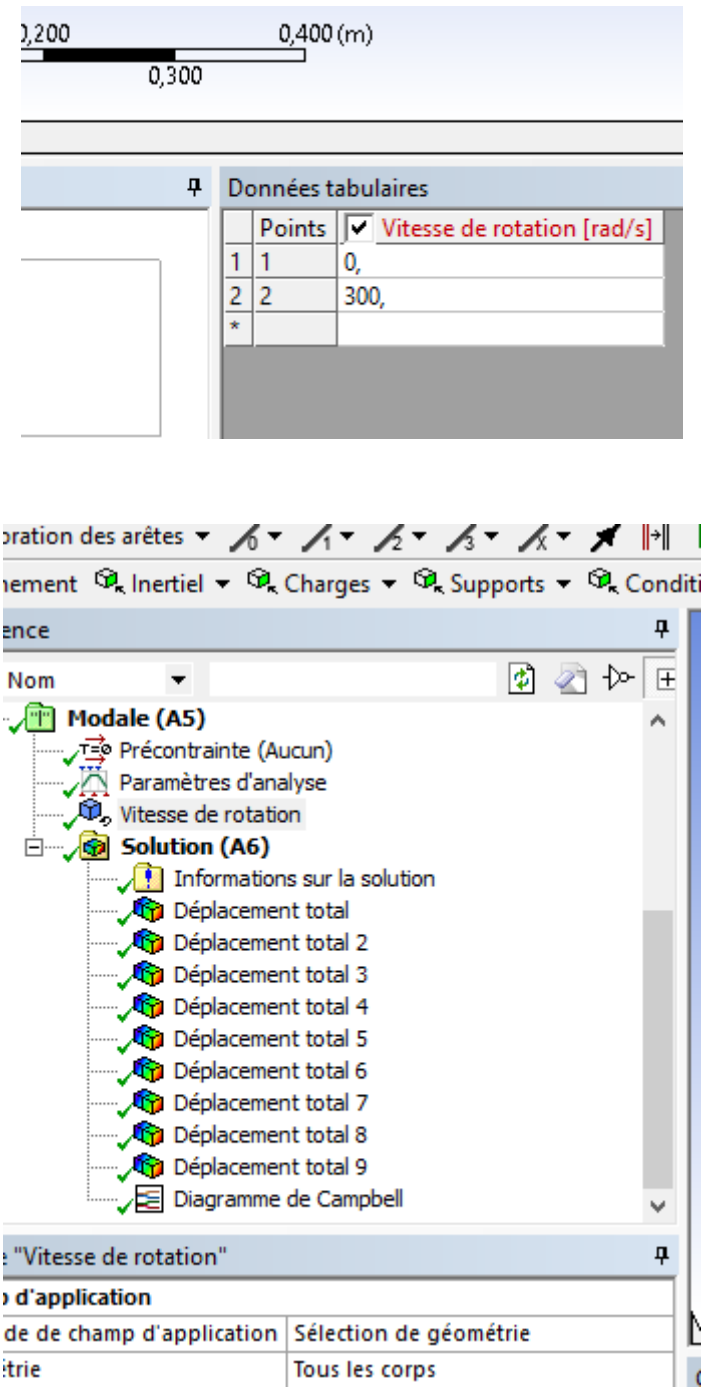


Figure 3.12 : représenté la vitesse de rotation

3.5.2.3 Diagramme de Campbell :

Clic droit sur solution est choisir le diagramme La figure Q ci-dessous pour l'affichage de diagramme de Campbell

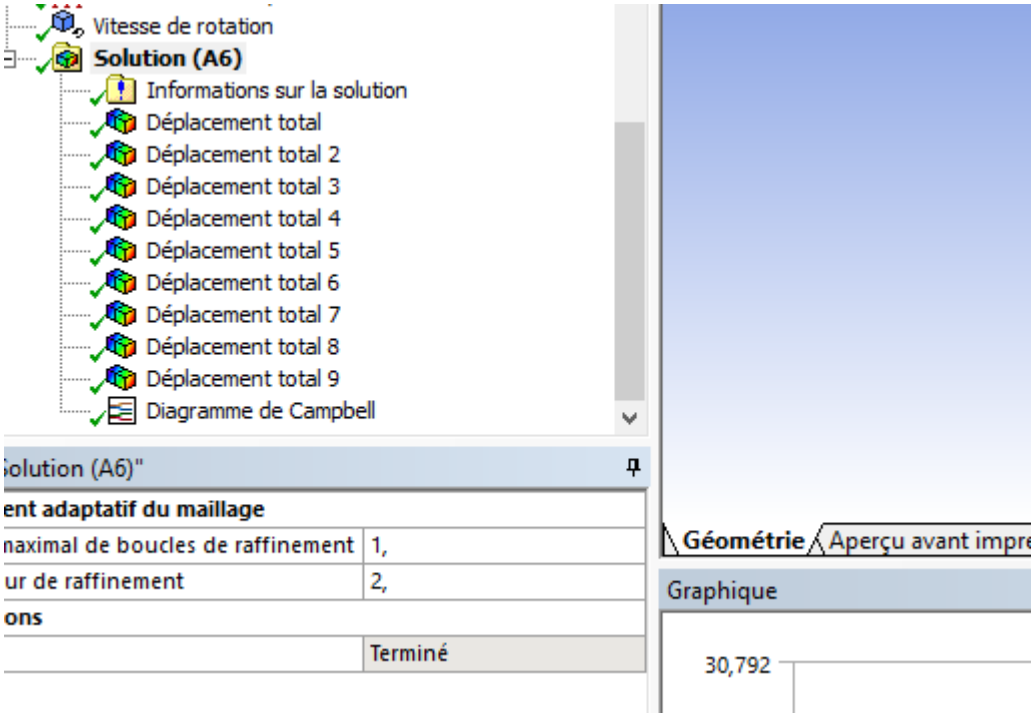


Figure 3.13 : affichage diagramme Campbell.

3.5.2.4 Résolution du modèle :

Résoudre le modèle, voir la figure 3.14

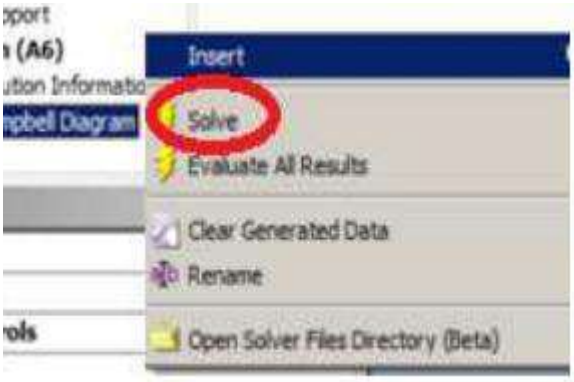


Figure 3.14 : Résoudre.

3.5.2.5 Affichage des résultats :

Pour affichage le déplacement Voir la figure 3.15

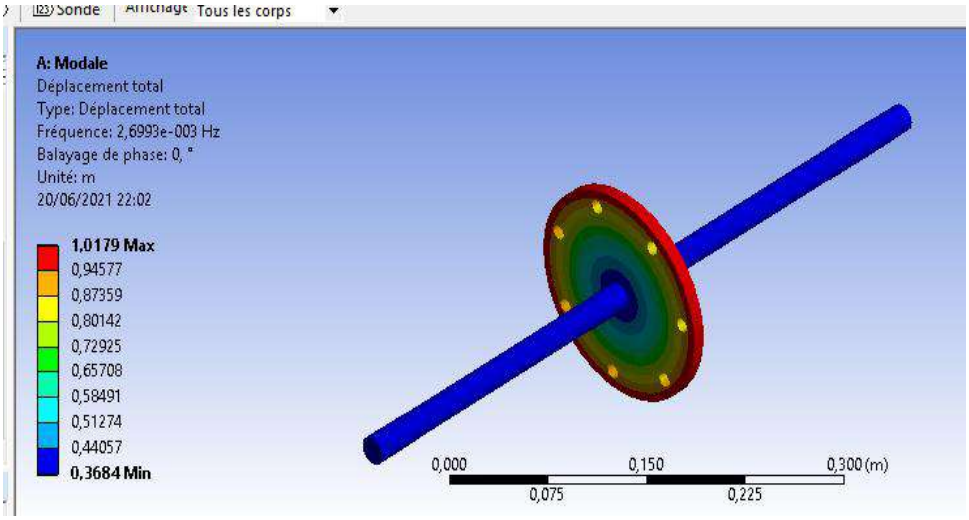


Figure3.15 : affichage le déplacement des résultats.

3.5.3 - Résultats et interprétations :

Dans ce chapitre, nous vous proposons les résultats de notre étude et analyse pour divers exemples d'applications

Exemple 1 : Dans cette partie, nous allons étudier un cas de (arbre et un disque) comme la figure3.16. Et voir le diagramme Campbell dans figure 3.17

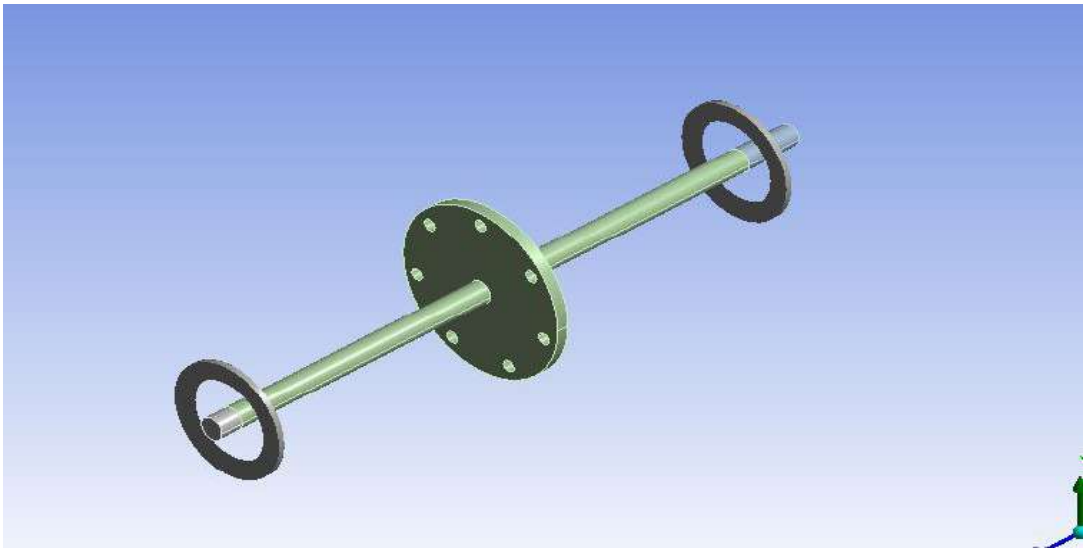


Figure 3.16 : représenté le schéma de l'exemple 1

.

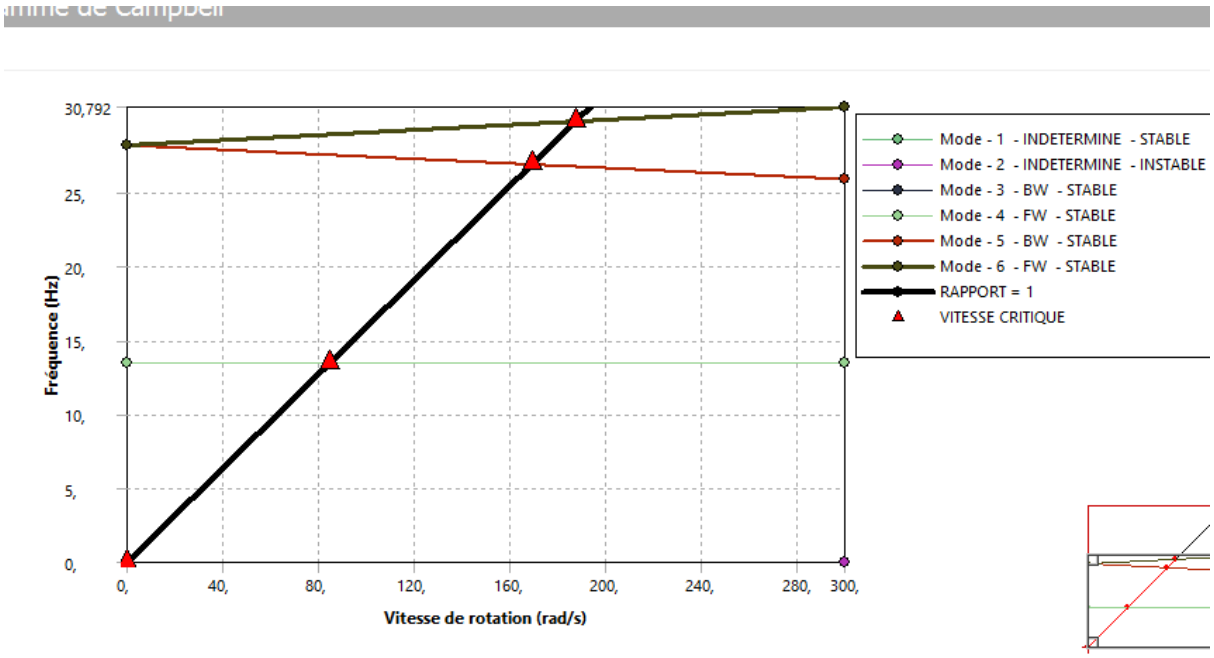


Figure 3.17 : Diagramme de Campbell de l'exemple 1 pour LES modes de flexion ω.

- **LES MODES DE L'exemple 1 :**

Mode 1 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.18

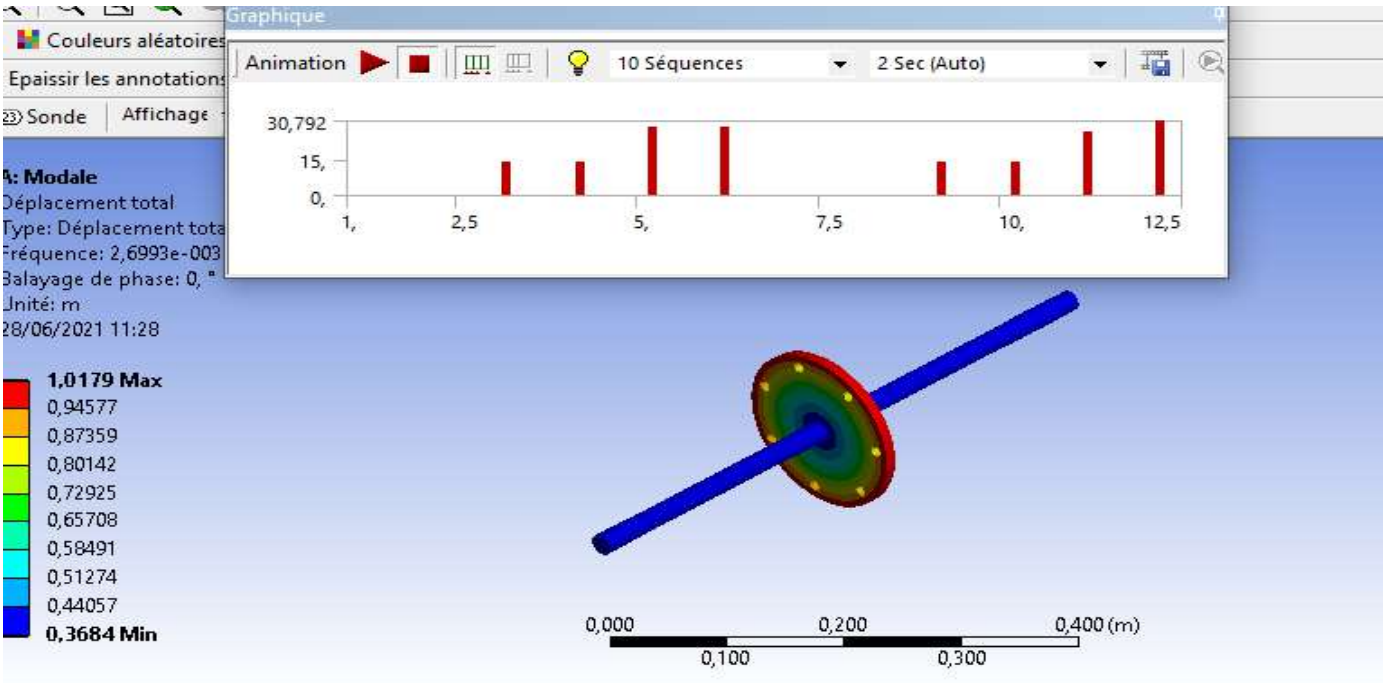


Figure 3.18 : Résultat de mode 1.

Mode 2 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.19

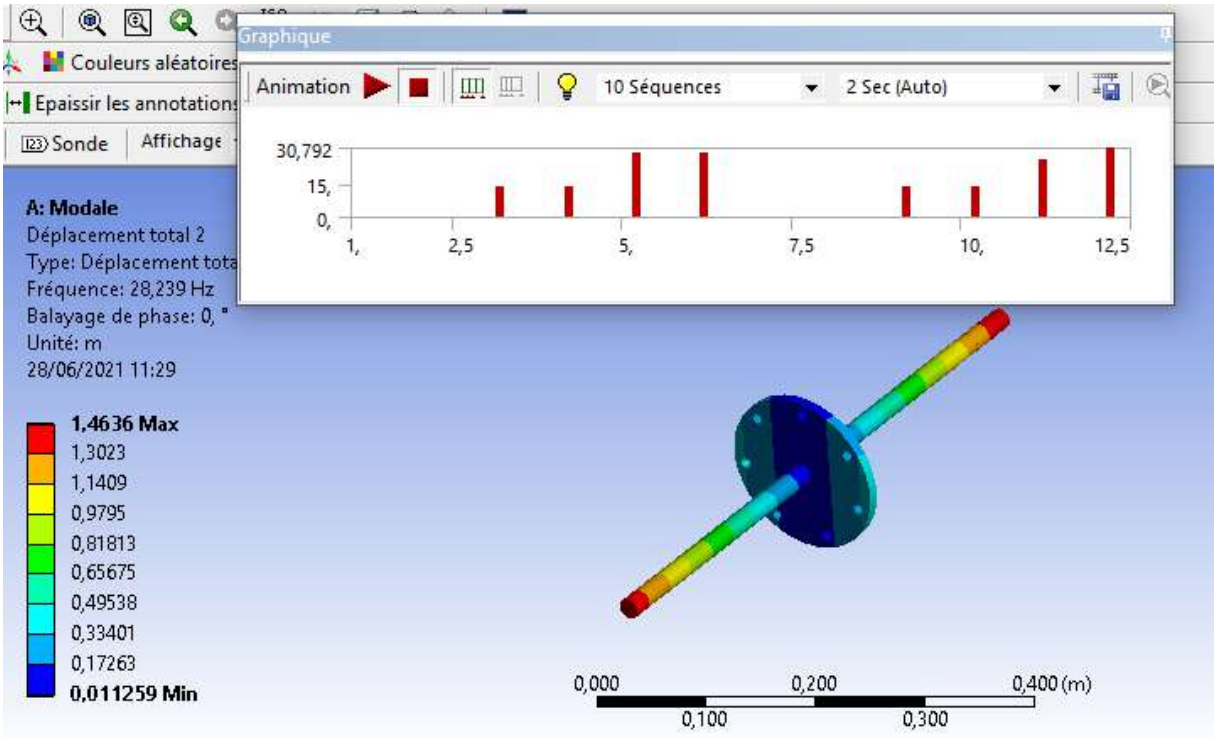


Figure 3.19 : Résultat de mode

Mode 3 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.20

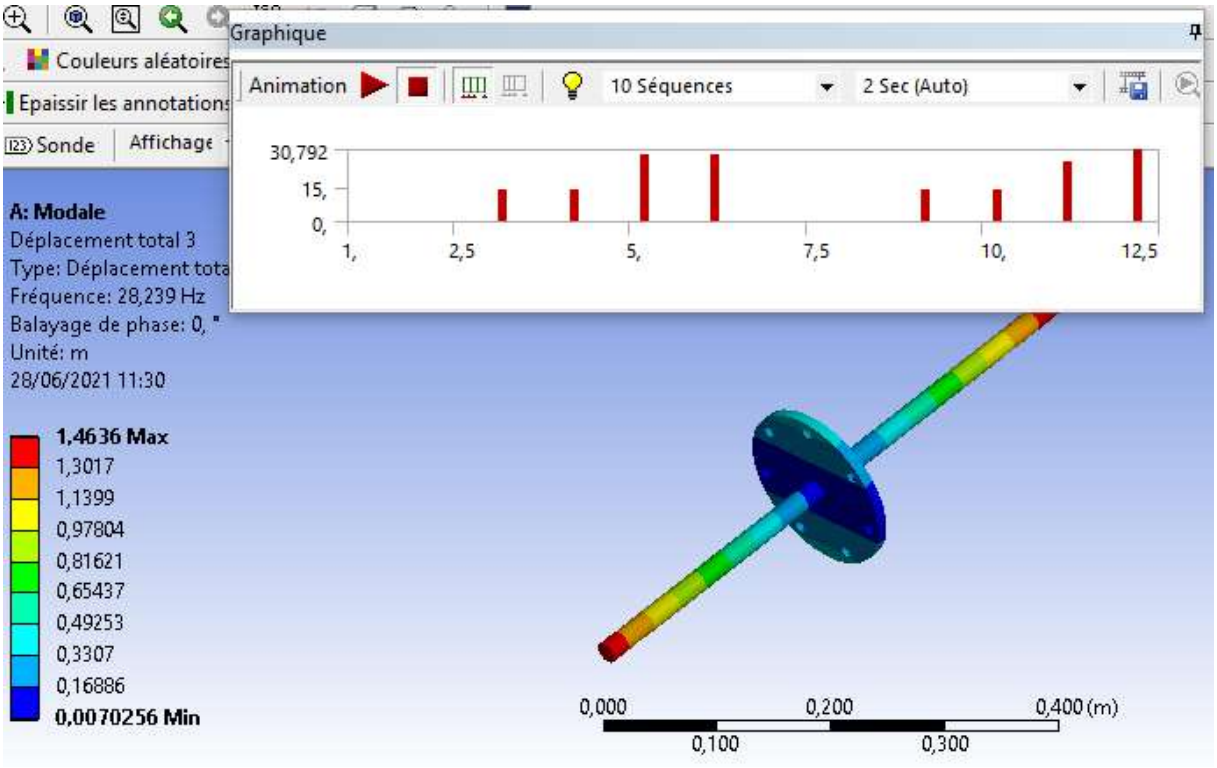


Figure 3.20 : Résultat de mode 3

Mode 4 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.21

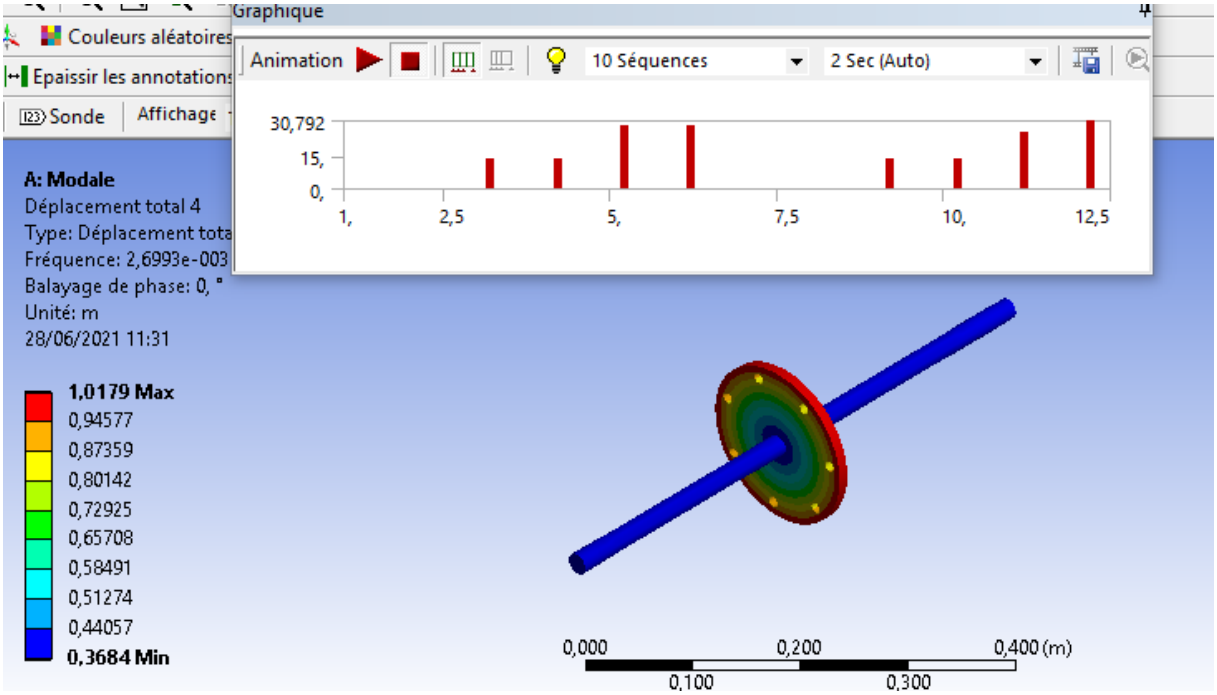


Figure 3.21 : Résultat de mode 4

Mode 5 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.22.

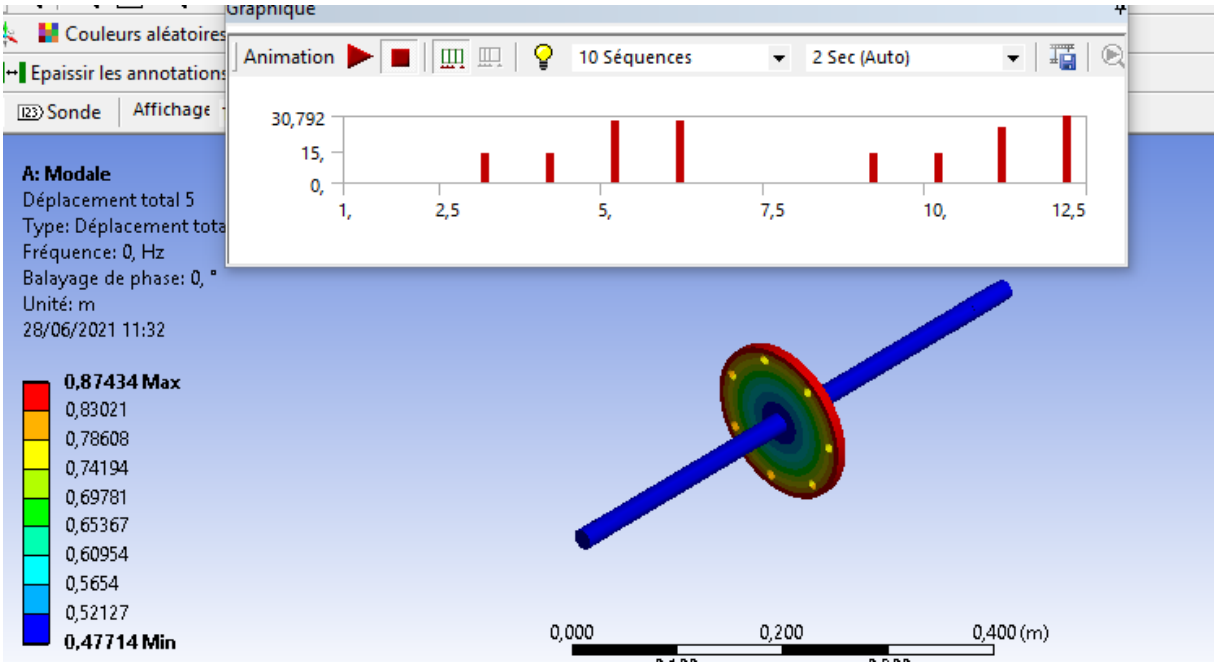


Figure 3.22 : Résultat de mode 5

Mode 6 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.23

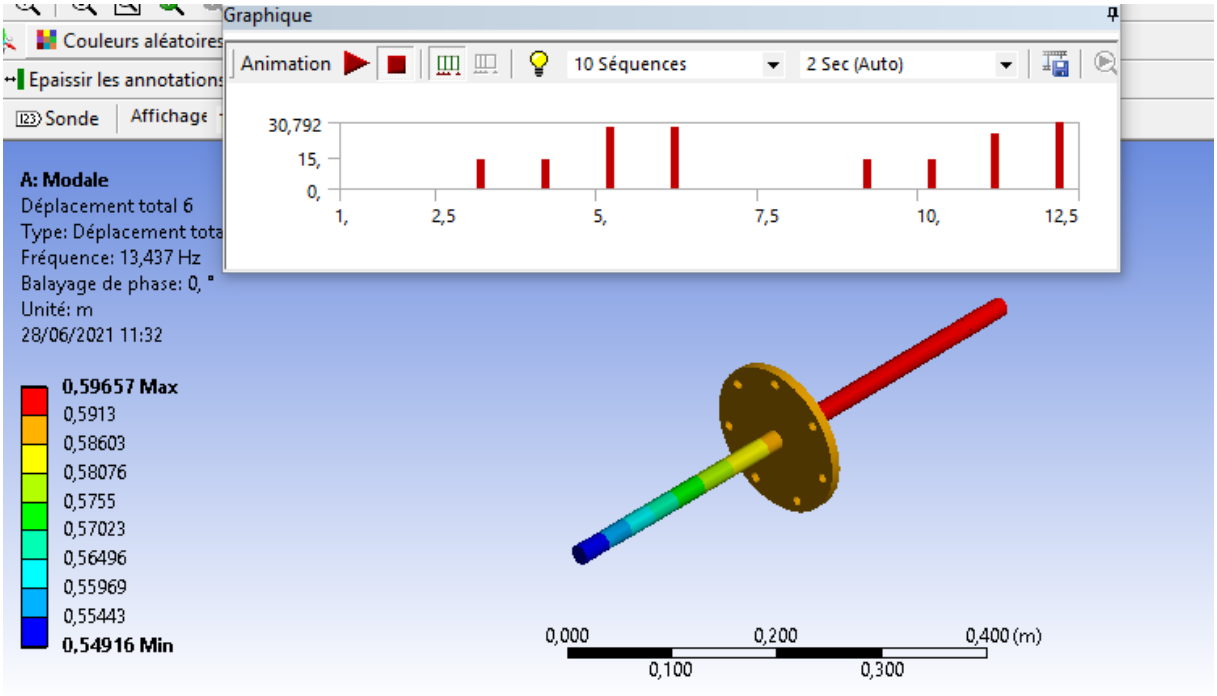


Figure 3.23 : Résultat de mode 6

Mode7 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.24

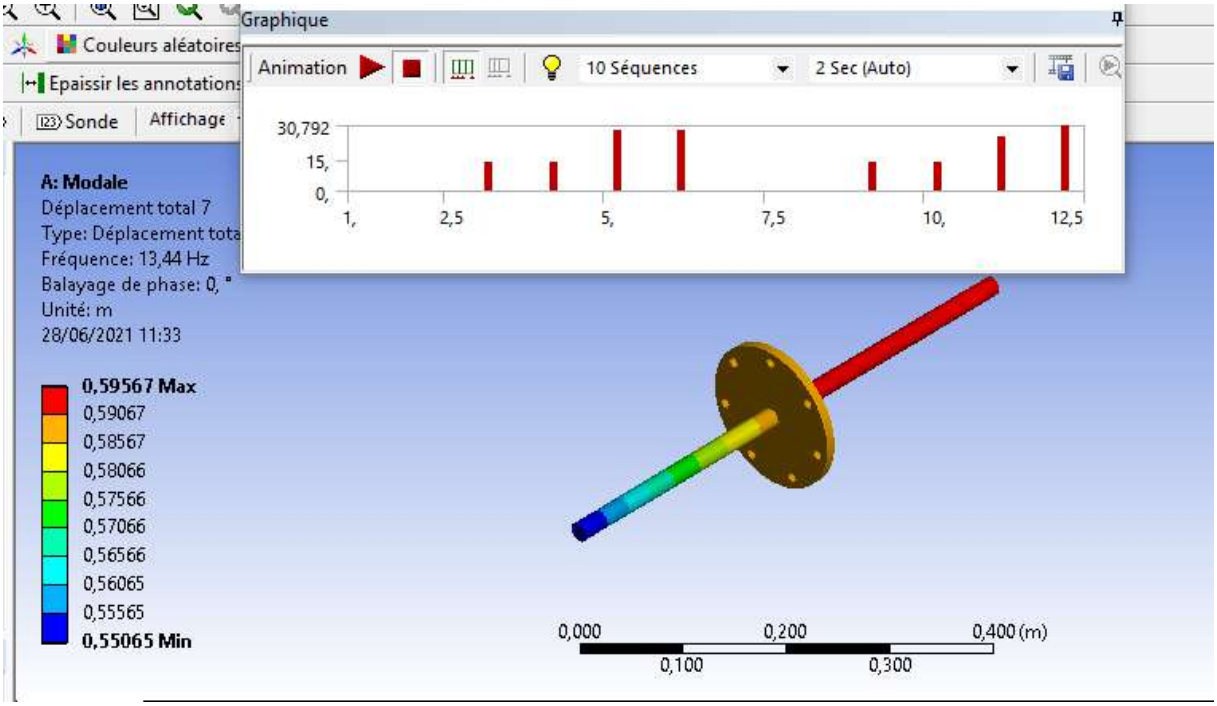


Figure 3.24 : Résultat de mode 7

Mode 8 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.25.

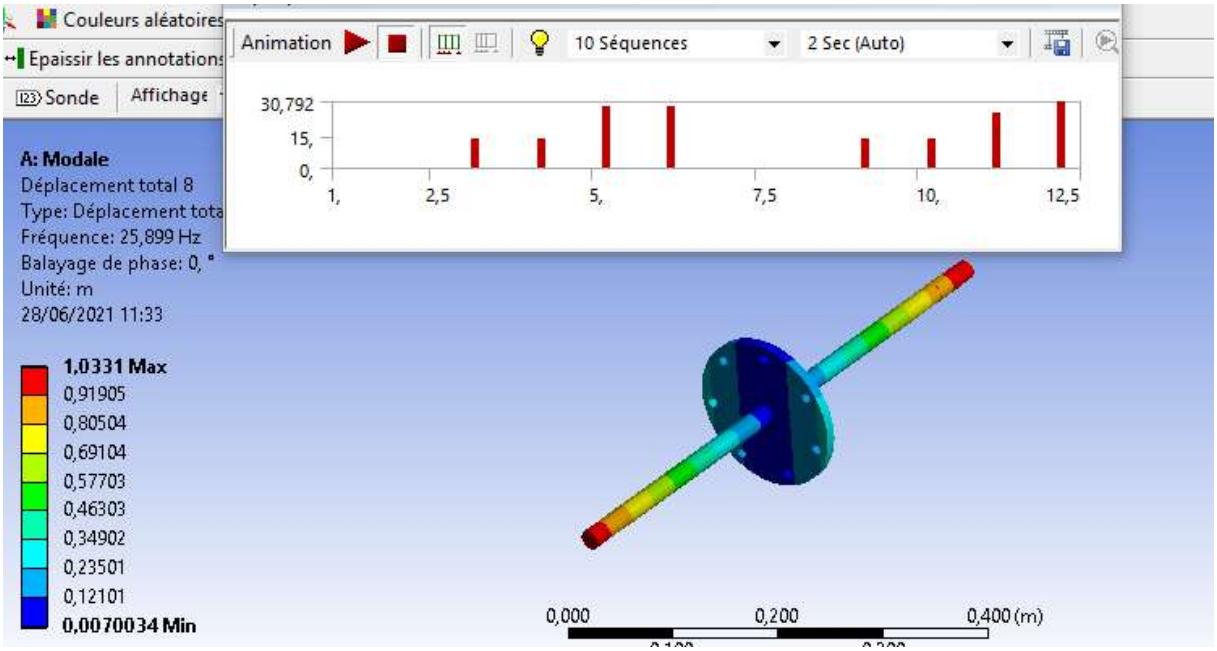


Figure 3.25 : Résultat de mode 8

Mode 9 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.26.

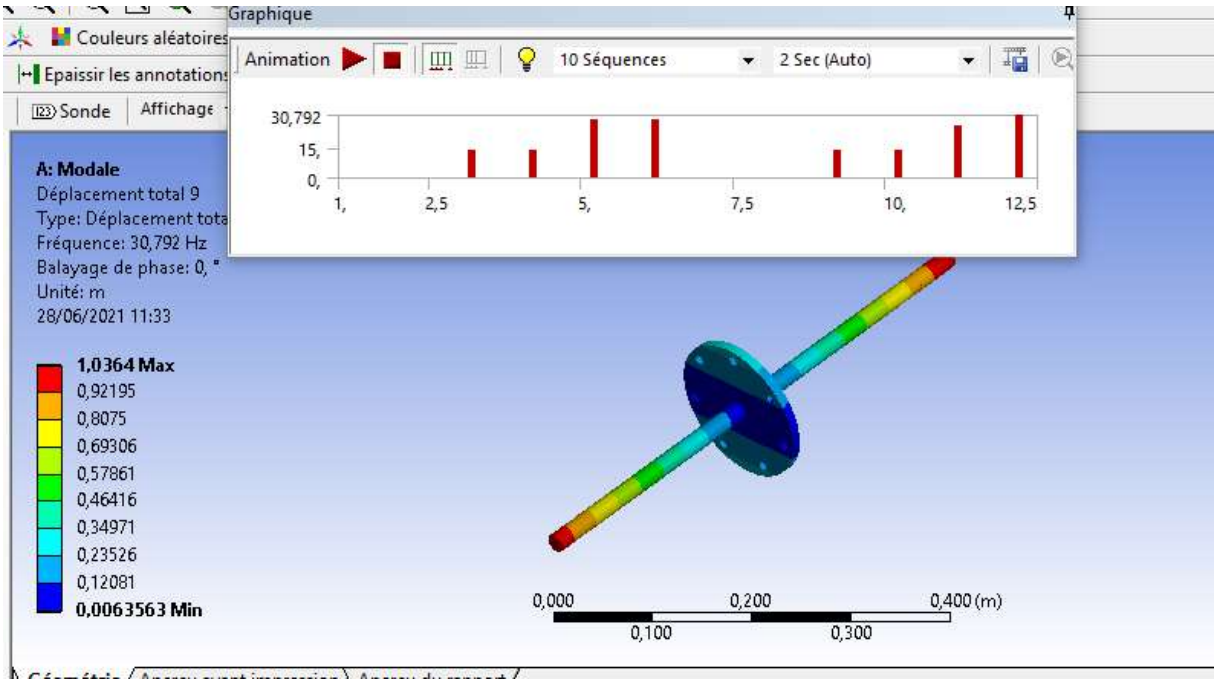


Figure 3.26 : Résultat de mode 9

Exemple 2 : Dans cette partie, nous allons étudier un cas de (arbre et deux disques) comme la figure 3.16. Et voir le diagramme Campbell dans figure 3.27.

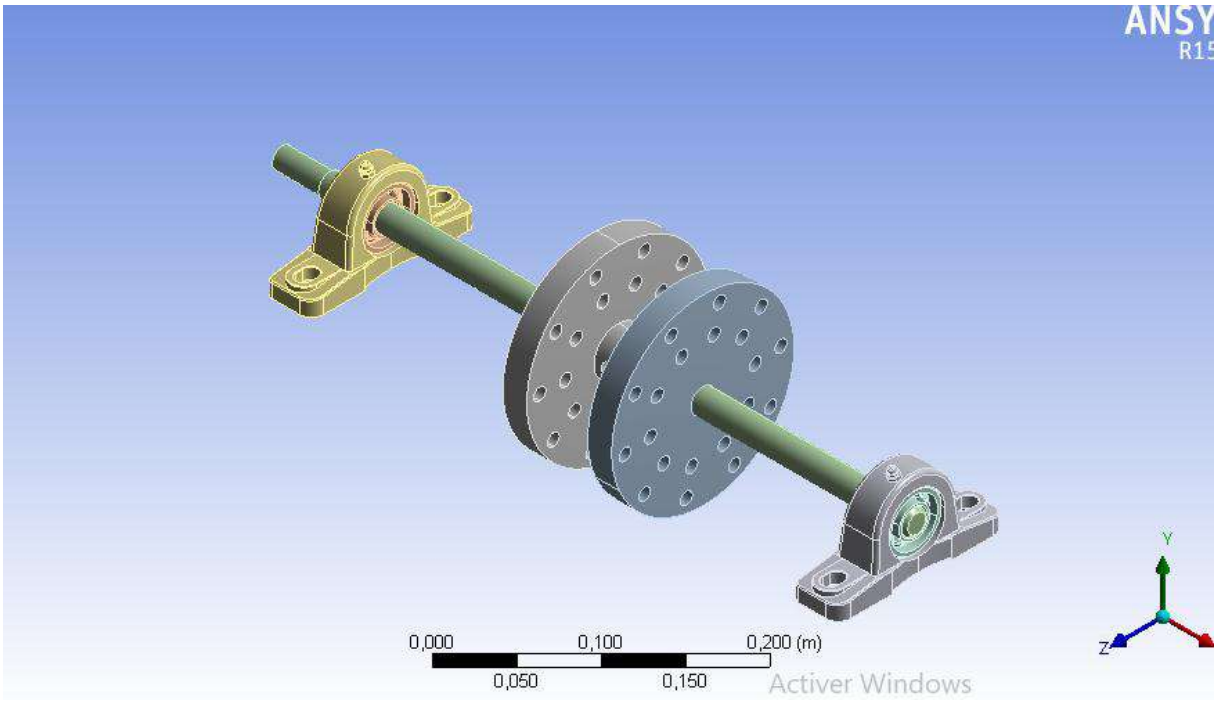


Figure 3.27 : représenté le schéma de l'exemple 2.

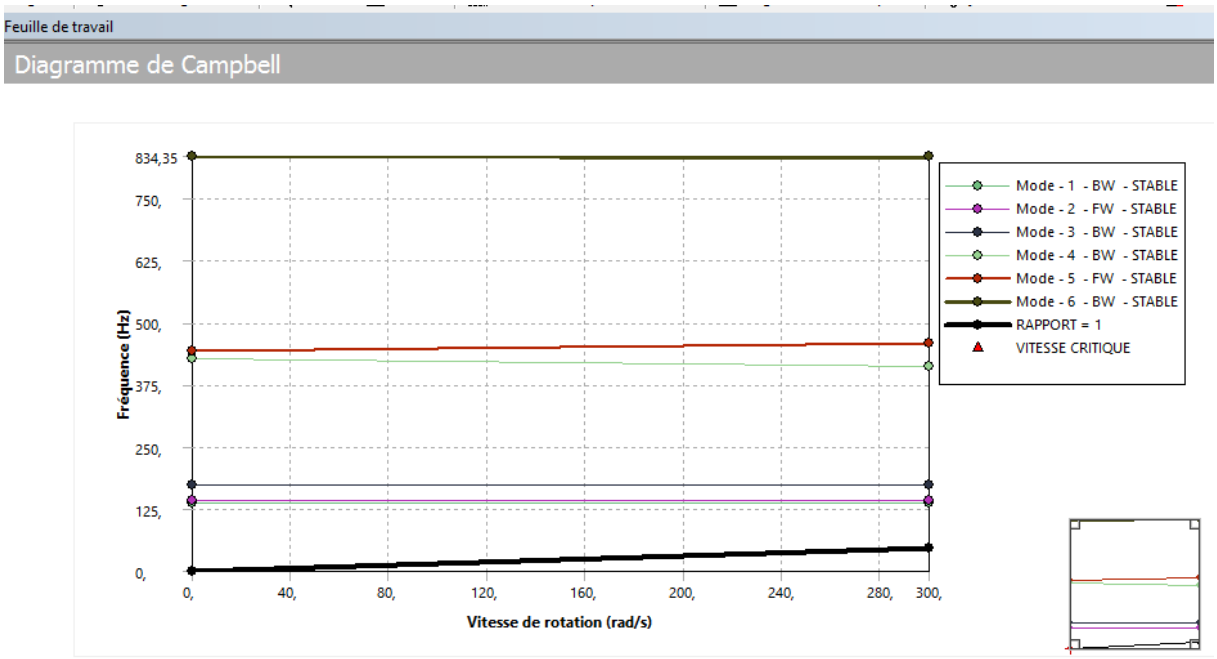


Figure 3.28 : Diagramme de Campbell de l'exemple 2 pour LES modes de flexion ω.

- **Les modes de l'exemple 2 :**

Mode 1 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.29

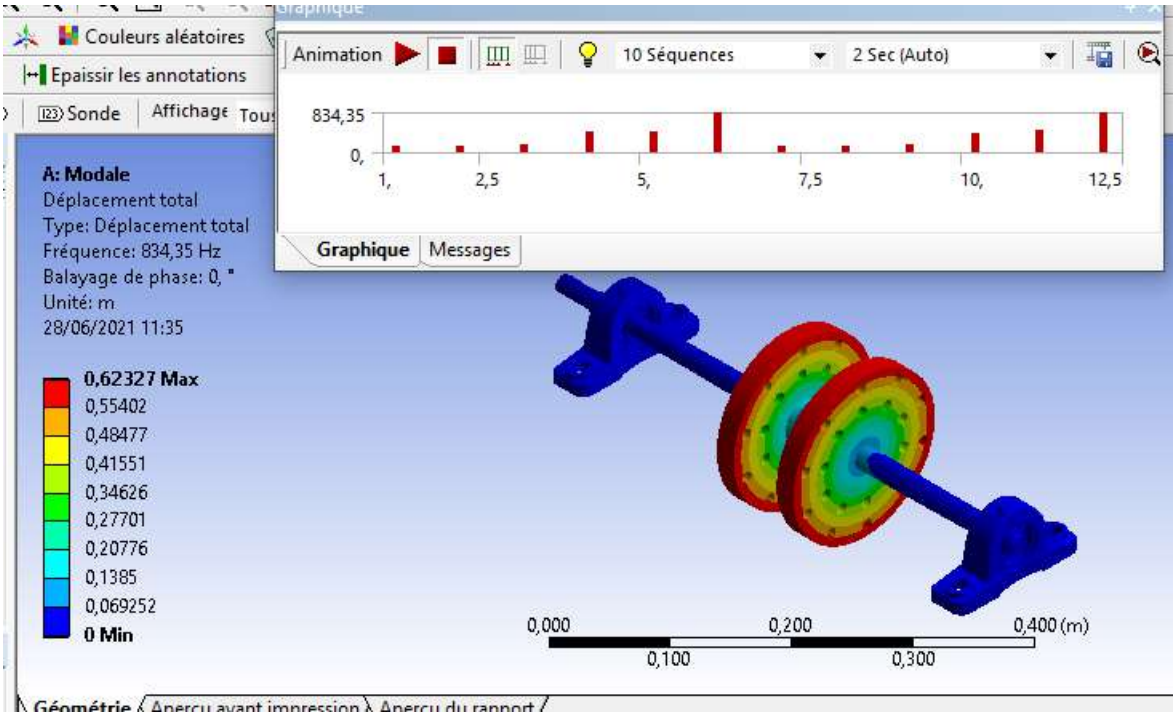


Figure 3.29 : Résultat de mode 1

Mode 2 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.30

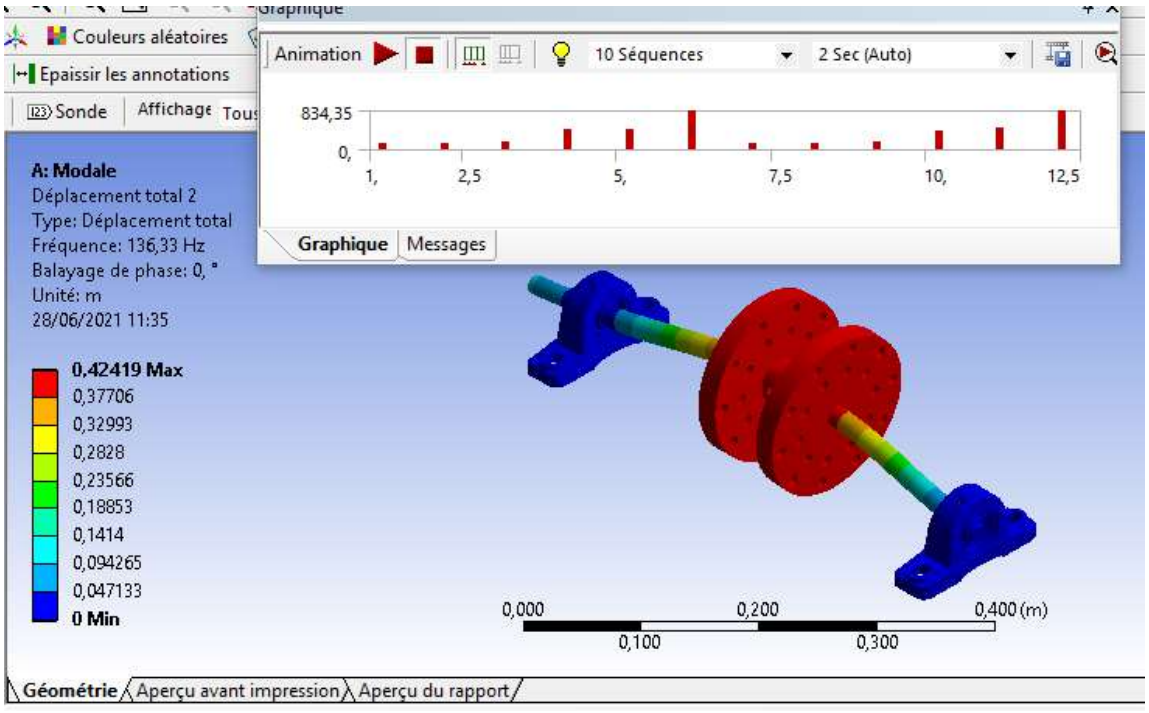


Figure 3.30 : Résultat de mode 2

Mode 3 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.31.

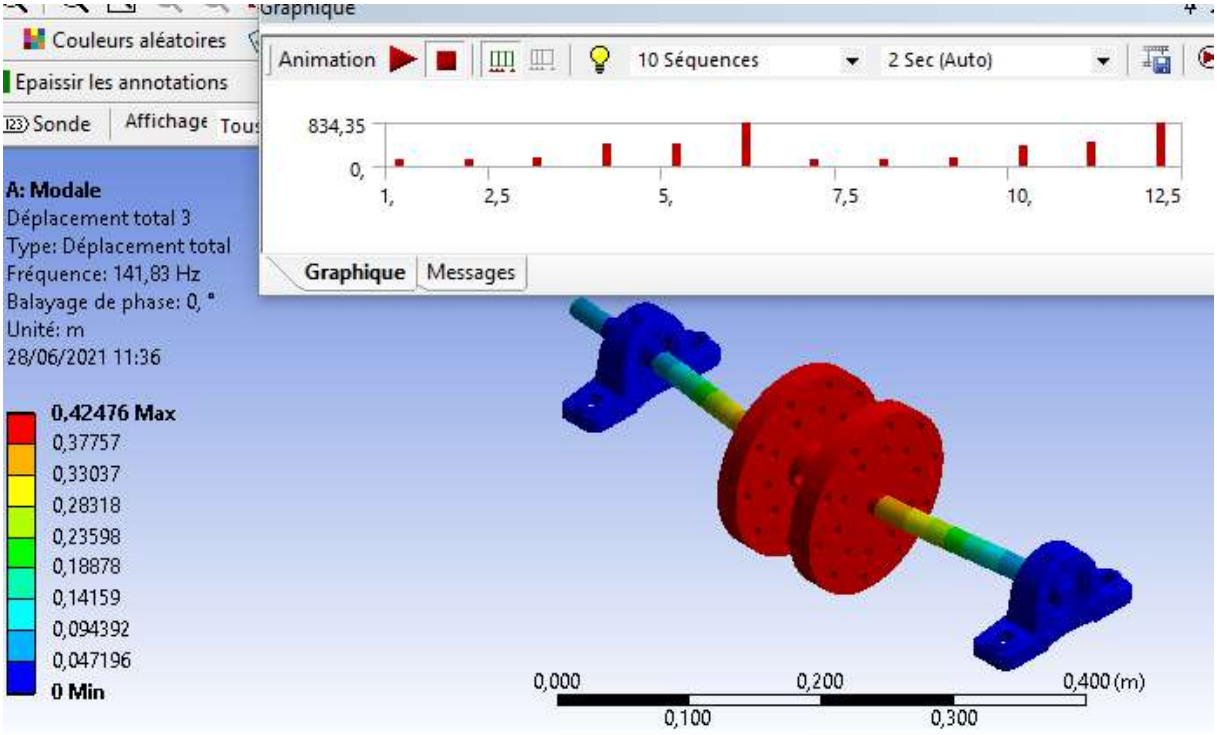


Figure 3.31 : Résultat de mode 3

Mode 4 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.32**.**

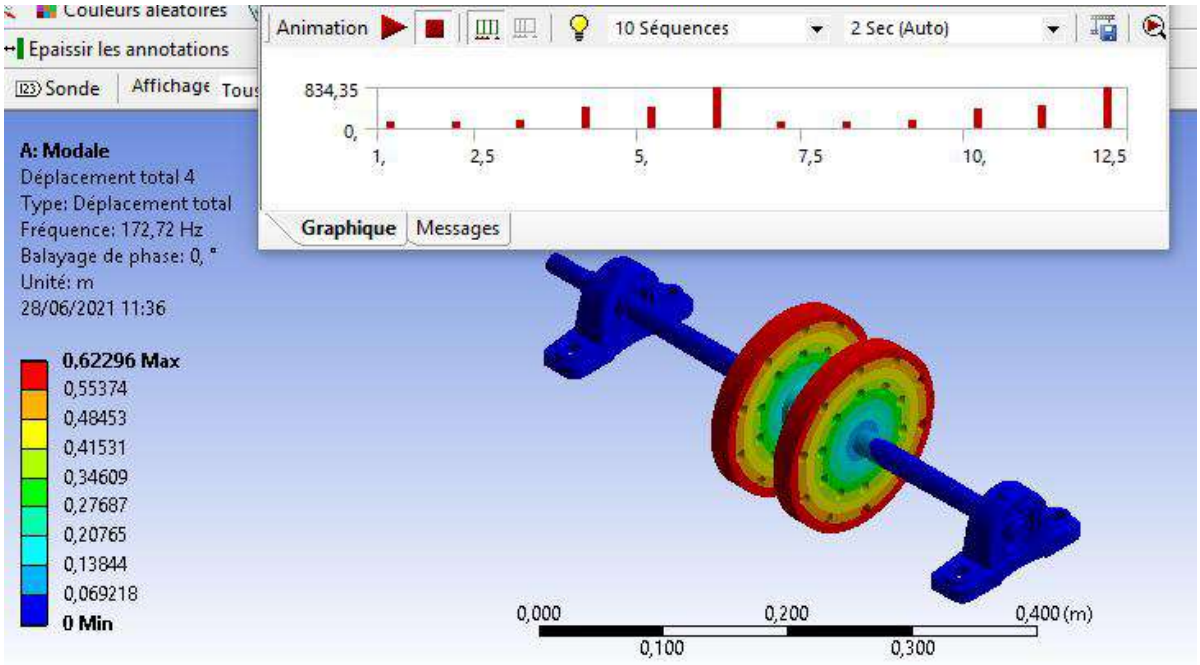


Figure 3.32 : Résultat de mode 4

Mode 5 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.33.

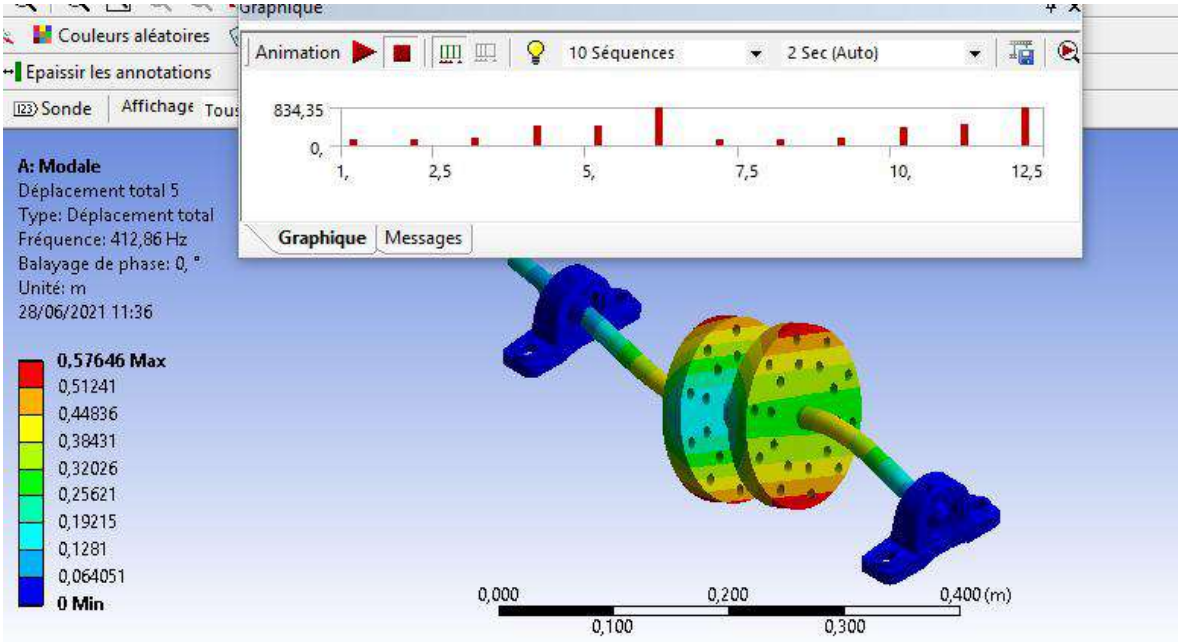


Figure 3.33 : Résultat de mode 5

Mode 6 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.34.

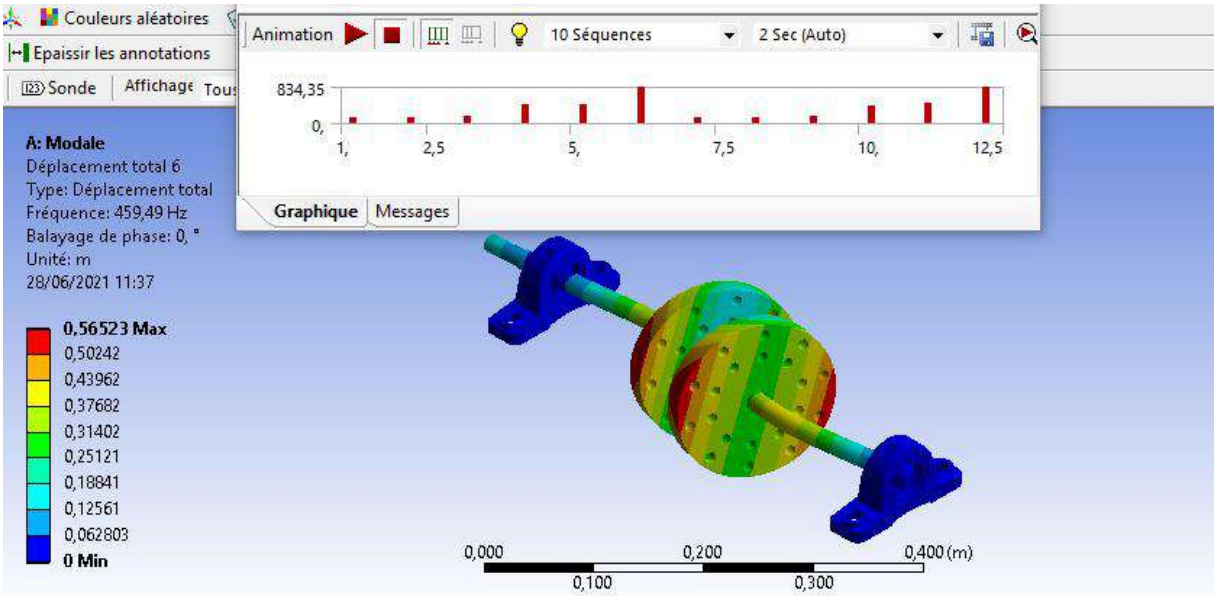


Figure 3.34 : Résultat de mode 6

Mode 7 : Résumé dans l'image suivante, voir la figure 3.35.

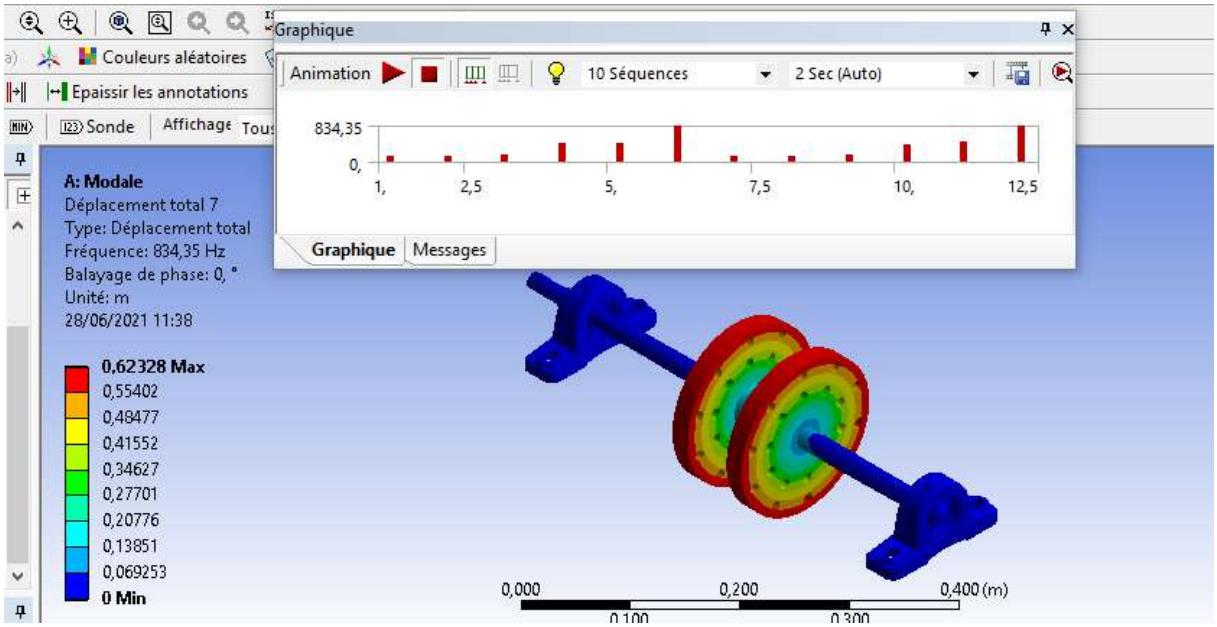


Figure 3.35 : Résultat de mode 7

3.6 Conclusion :

D'après les tests ce qu'on a effectué sur le simulateur réalisé dans notre projet, nous avons conclu que dans le cas de l'absence de la masse (balourd), les spectres fréquentiels indiquent l'absence des pics importants, cela signifie donc l'absence des défauts.

Ensuite dans le cas de la présence d'une masse (balourd) le dispositif en fonctionnement produits des vibrations, les spectres fréquentiels ont montré la présence d'un Pic à la fréquence de rotation de l'arbre donc il Ya un déséquilibre.

Finalement, d'après ces deux résultats et suite aux niveaux globaux des vibrations, on dit que le simulateur ne possède aucun défaut.

Conclusion générale

Dans le cadre de cette recherche, une méthode de mise en œuvre d'équipements pour simuler le déséquilibre de la machine a été proposée. Il utilise différentes méthodes : conception, fabrication et analyse vibratoire.

Dans le processus de suivi de l'évolution de l'état de santé des machines tournantes, l'analyse vibratoire est l'outil de maintenance le plus utilisé, car les données vibratoires peuvent fournir la mesure la plus pertinente de l'état de fonctionnement de la machine et prédire l'évolution de la machine le plus tôt possible . Pour localiser et identifier les défauts qui produisent des vibrations, il faut s'habituer à l'équipement utilisé pour l'acquisition de données, les signatures vibratoires et le choix approprié des indicateurs d'état.

Plusieurs types de défauts des machines tournantes peuvent être distingués. Dans cette étude, on a introduit sur le dispositif réalisé un déséquilibre seulement. Sur le même dispositif, Il est possible aussi d'introduire le déséquilibre dynamique, défaut de jeu et le défaut de désalignement.

Les résultats des tests effectués sur le simulateur montrent qu'en présence de masse (balourd), les équipements en fonctionnement vont vibrer. En raison du spectre de fréquence, on observe qu'il y a un pic à la fréquence de rotation de l'arbre, ce qui signifie qu'il y a un déséquilibre. En l'absence de qualité (déséquilibré), le spectre ne présente pas de pics évidents. On en déduit que le simulateur ne présente pas de défauts majeurs dans son bon fonctionnement.

Sur la base des résultats obtenus, il est recommandé d'utiliser le simulateur pour des travaux réels au niveau du hall technique ou pour améliorer les compétences des techniciens de maintenance de l'entreprise.

Référence bibliographique

[1] boulanger A, PACHAUD C, « diagnostic vibratoire en maintenance prédictive » .DUNOD, 1998.

[2] boulanger A, « aide de mémoire de maintenance conditionnelle » .DUNOD, 2008.

[3] HARRIS C.M, BIERSAL A, « G.SHOCK and vibration, hand book ».MC GRAA-Hill, 2002.

[4] MOREL j, « vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique », Eyrolles, 1992.

[5] David Augeix, « analyse vibratoire des machines tournantes, technique de l'ingénieur, BM5145 »

[6] BRUL et KJAER « accéléromètre piézo-électrique et préamplificateur de vibration » (1979)

[7] PACHAUD © et BOULENGER (A) « surveillance des machines par analyse de vibration» AFNOR 1998)

[8] M.KUNT «traitement numérique des signaux » DUND 1990