

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة امحمد بوقرة بومرداس
Université M'hamed Bougara de Boumerdès



Faculté de Technologie

Département Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Construction Mécanique

Domaine : Génie Mécanique

Filière : Construction Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

Étude et Conception d'un Banc d'Essai pour Simulation de Machines Tournantes

Présenté par :

- ✓ M^r SNOUSSI Sofiane Nadir.
- ✓ M^r ARBAOUI Sofiane.

Promoteur :

- ✓ Dr N. CHIKH.

Année universitaire : 2019-2020

REMERCIEMENTS

Nous tenons tout d'abord à remercier le Bon Dieu pour nous avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail, et qui nous a éclairé les chemins par la lumière de son immense savoir, Alhamdulillah.

Nous ne pouvons, réellement, trouver les expressions appropriées, que mérite notre promoteur Mr. N. CHIKH, afin de la remercier pour sa sympathie, sa patience, ses encouragements, ses conseils, et pour avoir orienté et enrichi notre travail, et qui a assuré la direction scientifique.

Nos remerciements vont également au président et aux membres du jury, pour avoir accepté d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions. Notre gratitude s'adresse à nos professeurs pour tous leurs conseils opportuns et pour toutes ces années.

Nous souhaitons également remercier tous les professionnels et collègues interrogés dans le cadre de cette étude spécialement M^r CHELLIL et M^r MENSAR, qui ont bien voulu répondre à nos différentes questions sur le domaine dans le but de permettre la facilité de l'élaboration de ce travail.

Nous remercions Monsieur ARBAOUI Mohammed, maître de conférences à la faculté des hydrocarbures et de la chimie, qui grâce à son aide, nous a permis de bénéficier et de profiter d'un stage pratique. Afin d'acquérir des connaissances sur les équipements mécaniques des chantiers de forage, l'Entreprise Nationale de Forage (ENAFOR) de Hassi Messaoud a accepté de nous accueillir, mais malheureusement celui-ci a été écourté après une semaine à cause du covid-19. Cette expérience devait nous permettre de visiter un atelier de mécaniques liées aux réparations des équipements mécaniques des installations de forage. Entre autre, ce stage a été une occasion de visiter Hassi Messaoud et d'avoir une idée du milieu professionnel.

Un remerciement spécial pour nos chers parents, nos amis et nos camarades qui nous ont apportés leurs soutiens.

RESUMÉ

L'analyse Vibratoire est utilisée en maintenance préventive conditionnelle pour la surveillance des machines tournantes. Le travail présenté dans ce mémoire est consacré à la conception d'un banc d'essai pour la simulation des défauts naissants dans les machines tournantes, tels que le balourd, le désalignement et les défauts de roulement. Après avoir conçu l'ensemble des éléments du banc sous SOLIDWORKS, on a modélisé les sollicitations et évalué les efforts qui prennent naissance lors de la rotation, sur le portique et sur les vis de fixation au niveau des paliers, et sur l'accouplement. Ainsi, on a simulé ces efforts sous SOLIDWORKS afin de vérifier la résistance de l'ensemble de la structure.

Dans la dernière partie de ce mémoire, on a modélisé le comportement dynamique du rotor (arbre + disques) et tracé le diagramme de Campbell qui nous a permis de déterminer les vitesses critiques et les fréquences propres des 6 premiers modes, pour cela, on a utilisé ANSYS WORKBENCH.

ABSTRACT

Vibratory analysis is used in conditional preventive maintenance for the monitoring rotating machines. The work presented is devoted to the design of a test bench for the simulation of emerging defects in rotating machines, such as the unbalance, misalignment and rolling defects. After designing all the elements of the bench under SOLIDWORKS, we modelled the stresses and evaluated the forces that arise during the rotation, on the gantry and on the fixing screws at the bearings, and on the coupling. Thus, these forces were simulated under SOLIDWORKS to verify the strength of the entire structure.

In the last part of this thesis, we modeled the dynamic behavior of the rotor (shaft + discs) and plotted the Campbell diagram which allowed us to determine the critical speeds and the specific frequencies of the first 6 modes, for this, we used ANSYS WORKBENCH.

ملخص

التحليل الارتدادي مستعمل اساسا في الصيانه الوقائيه المشروطة لمراقبة الماكينات الدوارة. العمل المعرف امامكم في هذه المذكورة اهتم اساسا لتصميم منصة التجارب لتقليد او تمثيل عيوب ناشئة او قد تنشأ في هذه الماكينات الدوارة مثل فقدان التوازن فقدان الاستقامة وكذلك عيوب المدرجات. بعد تصميم كل اجزاء المنصة عن طريق سوليدير كس قمنا بتمثيل الضغوط وتقييم المجهودات والقوى الناشئة اثناء الدوران. على المنصة وعلى براغي التثبيت وعلى مستوى المدرجات كما قمنا بتمثيل هذه الجهود عن طريق سوليدير كس للتحقق من مدى مقاومة مجمل اجزاء الهيكل. في المرحلة الأخيرة من هذه المذكورة قمنا بتمثيل ديناميكية حركة العمود (العمود + الاقراص) قمنا برسم بياني كامل الذي يسمح لنا بتحديد السرعة الحرجة والترددات الطبيعية للمستويات السنة الاولى. لهادا استعملنا نظام انسيس وورك بنش

SOMMAIRE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

CHAPITRE I

LA MAINTENANCE ET LA SURVEILLANCE

1	LA MAINTENANCE	1
1.1	Introduction	1
1.2	Définition de la maintenance	1
1.3	Objectifs de maintenance.....	2
1.4	Différents types de maintenance.....	2
1.4.1	Maintenance corrective	2
1.4.2	Maintenance préventive	3
1.5	Choix d'une politique de maintenance	5
1.6	Les opérations de maintenance.....	6
2	MACHINES TOURNANTES	8
2.1	Définitions générales	8
2.2	Origine des vibrations sur les machines tournantes.....	8
2.2.1	Le rotor	9
2.2.2	La structure.....	9
2.2.3	Les liaisons	9
2.3	Classification des machines tournantes	10
2.3.1	Classification selon le nombre de liaisons (n).....	10
2.3.2	Classification selon l'état (rigide ou flexible)	10
2.4	Vibrations des machines tournantes	10
2.5	Principaux défauts d'une machine tournante.....	11
2.5.1	Balourd	11
2.5.2	Désalignement.....	13
2.5.3	Défauts de roulement	13
2.5.4	Défauts d'un mauvais serrage mécanique	14
2.5.5	Défauts d'engrenages	15

2.5.6	Défauts de courroies.....	15
3	TECHNIQUES D'ANALYSE.....	16
3.1	Définition.....	16
3.2	Choix d'une technique d'analyse	17
4	L'ANALYSE VIBRATOIRE.....	19
4.1	Introduction	19
4.2	Définition.....	19
4.3	Surveillance	20
4.4	Diagnostic.....	20
4.5	Notions de Vibrations.....	20
4.6	Outils d'analyse vibratoire.....	21
4.6.1	L'accéléromètre piézo-électrique.....	21
4.6.2	Le proximètre	21
4.6.3	Le vélocimètre.....	22
4.7	Chaîne et matériel d'acquisition.....	22
5	Conclusion	23
 CHAPITRE II CONCEPTION DU BANC D'ESSAI SOUS SOLIDWORKS		
1	Introduction.....	24
2	SOLIDWORKS.....	24
3	Description du banc d'essai.....	25
3.1	Conception du banc	25
3.2	Description des organes du banc	26
3.3	Description des principaux défauts.....	28
3.3.1	Défaut d'alignement parallèle	28
3.3.2	Défaut d'alignement angulaire	28
3.3.3	Défaut de balourd	28
3.3.4	Jeu mécanique	28

3.3.5	Défaut de roulement	28
4	Mise en plan (dessin de définition des organes)	28
5	Calcul de résistance (RDM)	35
5.1	Chargement statique (Arbre, Disques)	35
5.1.1	Arbre.....	35
5.1.2	Disques	35
5.2	Chargement dynamique (Arbre + Paliers + Force de balourd)	36
5.3	Clavette arbre.....	37
5.3.1	Cisaillement de la clavette.....	37
5.3.2	Matage de la clavette.....	38
5.4	Vis Paliers (Résistance à la traction)	38
5.5	Résistance du portique.....	39
6	Conclusion.....	43

CHAPITRE III MODELISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE L'ARBRE AVEC ANSYS

1	Introduction.....	44
2	Constitution des rotors	44
2.1	Définition.....	44
2.2	Caractéristiques des éléments d'un rotor.....	45
2.3	Classifications des rotors	45
2.3.1	Selon le paramètre géométrique.....	45
2.3.2	Selon les paramètres mécaniques	46
2.4	Dynamique des rotors	47
2.4.1	Objectif de l'analyse dynamique des rotors	47
2.4.2	Modes et vitesses critiques des rotors des machines tournantes	48
2.4.3	Influence des dissymétries	49
2.4.4	L'effet de l'amortissement.....	50

3	Présentation du logiciel ANSYS	50
3.1	Définition.....	50
3.2	Principaux produits.....	50
3.2.1	ANSYS Structural	50
3.2.2	ANSYS Mechanical	51
3.2.3	ANSYS CFX et Fluent	51
3.2.4	Gambit.....	51
3.2.5	ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA	51
3.2.6	ANSYS Electromagnetics et Ansoft	51
3.2.7	ANSYS Multiphysics	51
3.3	Environnements logiciels	51
3.3.1	ANSYS classic	51
3.3.2	ANSYS Workbench	52
4	Simulation numérique du comportement dynamique du rotor	52
4.1	Introduction	52
4.2	Modélisation des rotors	53
4.3	Simulation sur le code de calcul ANSYS.....	55
4.4	Caractéristiques géométriques et mécaniques du rotor	55
4.5	Maillage des éléments du rotor.....	56
4.6	Conditions aux limites	57
4.7	Analyse modale	57
4.7.1	Fréquences propres.....	57
4.7.2	Modes propres	58
4.8	Diagramme de Campbell	60
4.9	Analyse harmonique	61
5	Conclusion	62

CONCLUSION GÉNÉRALE

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 Surveillance ON-LINE / OFF-LINE.....	04
Figure I.2 Comportement d'un indicateur d'état.....	04
Figure I.3 Formes de maintenance	05
Figure I.4 Eléments d'une machine tournante	08
Figure I.5 Ecart d'usinage (excentricité et parallélisme).....	11
Figure I.6 Image de balourd statique.....	12
Figure I.7 Image de balourd de couple.....	12
Figure I.8 Désalignement angulaire et parallèle.....	13
Figure I.9 Défauts de roulement.....	14
Figure I.10 Mauvais serrage mécanique et leur image vibratoire	14
Figure I.11 Défauts d'engrenages	15
Figure I.12 Défauts de courroies	16
Figure I.13 Différentes méthodes d'analyse	16
Figure I.14 L'accéléromètre piézométrique	21
Figure I.15 Principe d'un proximètre.....	22
Figure I.16 Chaîne d'acquisition.....	23
Figure II.1 Logo SOLIDWORKS.....	24
Figure II.2 Banc d'essai d'analyse vibratoire	25
Figure II.3 Arbre	26
Figure II.4 Accouplement monté sur les deux arbres	26
Figure II.5 Palier monté sur le banc.....	27
Figure II.6 Disque	27
Figure II.7 Plaque anti-vibrations	27
Figure II.8 Arbre (Partitions)	35
Figure II.9 Disque (Partitions)	35
Figure II.10 Modélisation des charges sur le rotor	36
Figure II.11 Clavette (Vue de dessus).....	37
Figure II.12 Vis paliers	38

Figure III.1 Les organes d'un rotor.....	45
Figure III.2 Diagramme de Campbell.....	48
Figure III.3 Influence des dissymétries sur le diagramme de Campbell	49
Figure III.4 Schéma du rotor étudié.....	55
Figure III.5 Discrétisation du rotor en éléments finis	56
Figure III.6 Conditions aux limites.....	57
Figure III.7 Premier mode (Flexion)	58
Figure III.8 Deuxième mode (Flexion).....	58
Figure III.9 Troisième mode (Torsion).....	58
Figure III.10 Quatrième mode (Flexion)	59
Figure III.11 Cinquième mode (Flexion).....	59
Figure III.12 Sixième mode (Torsion)	59
Figure III.13 Diagramme de Campbell.....	60
Figure III.14 Réponse fréquentielle à une excitation de type balourd, amplitude suivant x ..	61
Figure III.15 Réponse fréquentielle à une excitation de type balourd, amplitude suivant y ..	62

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 Différentes technique d'analyse de l'état d'une machine tournante.....	18
Tableau II.1 Modélisations des forces appliquées sur le portique.....	40
Tableau II.2 Résultats des contraintes.	41
Tableau II.3 Résultats des déplacements.	41
Tableau II.4 Résultats des déformations.....	42
Tableau II.5 Coefficient de sécurité.....	42
Tableau III.1 Caractéristiques géométriques du rotor.	56
Tableau III.2 Caractéristiques mécaniques du rotor.....	56
Tableau III.3 Fréquences propres du rotor.	57

NOMENCLATURE

CAO	Conception assistée par ordinateur
ρ	Masse volumique
g	Accélération de la pesanteur
D, D_1, D_2, D_3, D_4	Diamètres de l'arbre
L, L_1, L_2, L_3, L_4	Longueurs de l'arbre
M_a	Masse de l'arbre
V_a	Volume de l'arbre
q_a	Charge répartie de l'arbre
D_{1d}, D_{2d}	Diamètres du disque
D_m, D_v	Diamètres des trous du disque
L_{1d}, L_{2d}	Longueurs du disque
L_m, L_v	Longueur des trous du disque
N_m	Nombre de trous sur le disque
P_d, P_{d1}, P_{d2}	Poids du disque
V_d	Volume du disque
V_p	Volume du disque plein
V_t	Volume des trous du disque
M_d	Masse du disque
F_b, F_{b1}, F_{b2}	Force du balourd
m_b	Masse du balourd
R_{p1}, R_{p2}	Réactions des paliers
m_{b1}, m_{b2}	Masses du balourd
e	Excentricité du balourd
M_p	Masse du palier
Ω	Vitesse angulaire
l_1, l_2, l_3, l_4, l_5	Distances
t	Temps
Reg	Limite élastique au glissement
L_c	Longueur de la clavette
b	Largeur de la clavette
h	Hauteur de la clavette
C	Couple moteur

P	Puissance du moteur
W	Vitesse angulaire
N	Vitesse de rotation angulaire
F_{cis}	Force de cisaillement
τ	Contrainte de cisaillement
CS, s	Coefficient de sécurité
P_{mat}	Contrainte de matage
F_{mat}	Force de matage
S_{mat}	Section matée
P_{adm}	Pression de matage admissible
d	Diamètre de la vis du palier
N_t N_{t1} N_{t2}	Effort de traction
S_t	Section soumise à la traction
r	rayon du noyau de la vis
h	Hauteur du filet
σ_{adm}	Contrainte admissible de traction
σ_{tr}	Contrainte de traction
M_m	Masse du moteur
P_m	Poids du moteur
P_A	Poids de l'arbre
P_{p1}, P_{p2}	Poids des paliers
Von Mises	Contrainte de Von Mises
ESTRN	Déformations
URES	Déplacements
BW	Backward whirling (Mode de rotation inverse)
FW	Forward whirling (Mode de rotation direct)
Ω_{c1}, Ω_{c2}	Vitesses critiques

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GENERALE

Les vibrations sont presque omniprésentes dans les machines tournantes, que ce soit dans le domaine de l'industrie ou celui du transport, on peut citer à titre d'exemple, les pompes, les ventilateurs, les turbines et les compresseurs. Ces machines subissent des vibrations, ce qui réduit la durée de vie de l'équipement et dans les cas extrêmes, elles peuvent endommager cet équipement ou même provoquer des défaillances catastrophiques. Par ailleurs, l'observation des phénomènes vibratoires peut donc nous permettre de détecter ces problèmes et d'éviter des pannes imprévues qui sont quelque fois très coûteuses. Le contrôle des machines tournantes par l'analyse vibratoire est couramment utilisé notamment pour la surveillance des composants fragiles ou stratégiques d'un système, mais aussi elle permet d'établir une procédure qui consiste à détecter l'apparition d'un défaut sans démontage de la machine en prélevant le signal vibratoire à l'aide d'un capteur vibratoire. On définit alors une procédure de contrôle avec des seuils d'alarme préalablement définis. On ne recherche souvent pas plus loin la nature et la cause du problème. Cependant, dans la plupart des cas, l'analyse du défaut est également possible. L'analyse vibratoire est l'une des méthodes et des techniques qui permettent à l'ingénieur à introduire une procédure de maintenance conditionnelle efficace en remplacement de l'entretien curatif ou systématique à l'aide de ces caractéristiques exceptionnelles.

OBJECTIF DE L'ETUDE

Le contrôle des machines par l'analyse vibratoire est un élément majeur de la maintenance conditionnelle. C'est l'une des techniques les plus utilisées de nos jours. Elle consiste, essentiellement, à contrôler périodiquement la machine afin de contrôler, de suivre et de prédire l'apparition de défauts naissants. Cette technique permet d'assurer la protection de la machine avant qu'elle ne subisse des dégradations. Par conséquent, la maintenance des machines par l'analyse vibratoire est qualifiée de prédictive.

L'utilisation de la méthode de maintenance prédictive par les techniques vibratoires nécessite une maîtrise des méthodes de diagnostic des machines. C'est pourquoi, un banc de machine tournante est un bon outil didactique pour étudier et enseigner les phénomènes vibratoires sur les machines tournantes.

L'objectif de notre travail est de réaliser une étude et une conception d'un banc d'essai pour la simulation des défauts dans les machines tournantes.

C'est un banc didactique qui est conçu principalement pour l'équilibrage, les défauts qu'on peut voir aussi sur ce banc sont :

- Le défaut d'alignement (angulaire et parallèle).
- Le défaut de balourd.
- Les défauts de roulements.
- le défaut de desserrage et de jeu.

CHAPITRE I

LA MAINTENANCE ET LA SURVEILLANCE

1 LA MAINTENANCE

1.1 Introduction

Le monde industriel et le monde des transports disposent de machine et d'installation de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes, un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Nous nous intéressons principalement aux transmissions des puissances mécaniques utilisées dans différents domaines tel que l'industrie : l'aéronautique, l'automobile et les transports ferroviaires. La maintenance de ces systèmes de transmission occupe un temps relativement important par rapport à leur temps d'utilisation, actuellement la recherche scientifique vise à développer les outils nécessaires à l'optimisation de la maintenance de tels systèmes.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents types de maintenance.

1.2 Définition de la maintenance

La norme AFNOR NF X 60 010 [1] définit la maintenance par l'expression suivante : «La maintenance constitue l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état qui lui permet d'accomplir la fonction requise ».

La maintenance vise la conservation de l'état préalablement défini (le bon état) mais permet aussi la reconstitution et l'amélioration. L'entretien peut être vu comme une condition nécessaire mais insuffisante de la maintenance. Les objectifs de la maintenance se résument comme suit :

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse.
- Fiabiliser l'outil de production.
- Augmenter son taux de disponibilité
- Dépanner rapidement les équipements.
- Améliorer la sécurité du travail, etc.

1.3 Objectifs de maintenance

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

➤ **Objectifs opérationnels**

- Fournir le rendement maximum pendant les cinq premières années.
- Assurer la disponibilité maximale de l'outil de production.
- Fournir un service qui élimine les pannes à tout moment.
- Maintenir les installations avec le maximum d'économie et les remplacer à des périodes déterminées.
- Maintenir les équipements dans un état acceptable et dans les meilleures conditions.
- Garder à l'installation une présentation raisonnable et satisfaisante.

➤ **Objectifs de coût**

- Assurer le service de maintenance dans les limites du budget.
- Minimiser les dépenses de maintenance et maximiser les bénéfices.
- Avoir les dépenses de maintenance portant sur le service exigé par l'appareillage en fonction du taux d'utilisation et de l'âge.
- Avoir à la discrétion du responsable de maintenance une certaine quantité de dépenses en outillage et en menus traits.

1.4 Différents types de maintenance

D'après la norme AFNOR X60-010 [1], il existe deux types essentiels de maintenance : maintenance corrective et préventive.

1.4.1 Maintenance corrective

Selon la norme AFNOR X060-010 [1] :C'est une opération de maintenance effectuée après défaillance. Les opérations comportent la localisation de la défaillance et son diagnostic, la remise en état avec ou sans modification et le contrôle du bon fonctionnement. Elle est sous deux formes : palliative et curative.

1.4.1.1 Maintenance palliative

C'est l'ensemble des activités du type dépannage, elle permet à un équipement d'accomplir provisoirement une fonction requise. La maintenance palliative s'effectue sur place, les opérations effectuées sur les équipements doivent être suivies d'actions curatives. [2]

1.4.1.2 Maintenance curative

Elle comprend les interventions de type réparation, ces interventions s'effectuent sur place, les opérations effectuées sur un équipement ont un caractère permettant des modifications ou aménagements ayant pour objet de supprimer les défaillances et de rétablir les équipements dans l'état spécifié ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise. [2]

1.4.2 Maintenance préventive

Selon AFNOR X060-010 [1], cette maintenance est effectuée dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu.

La maintenance préventive est une opération de maintenance prévue, programmée et préparée avant l'apparition de la défaillance probable.

La maintenance préventive existe sous deux formes différentes :

1.4.2.1 Maintenance systématique

D'après AFNOR X060-010 [1]. La maintenance est effectuée selon un échancier établi suivant le temps ou le nombre d'unités d'usage. Elle est synonyme de la maintenance programmée, planifiée par potentiel d'heures. Elle consiste à remplacer certains composants susceptibles de tomber en panne, et qui peuvent affecter les autres composants.

1.4.2.2 Maintenance conditionnelle (prédictive)

La maintenance préventive conditionnelle se définit comme une forme évoluée de la prévention mettant le matériel sous surveillance continue. Elle consiste à ne pas changer l'élément que lorsque celui-ci présente des signes de vieillissement ou d'usure mettant en danger les performances du matériel. [2]

Il existe deux types de maintenance prédictive :

1.4.2.2.1 On-Line

C'est un mode de maintenance prédictive, conçu pour faire de la surveillance installée à une salle de control pour permettre l'arrêt automatique des machines. Cette méthode coûte cher, elle est utilisée pour les turbomachines et pour les machines coûteuses en général.

1.4.2.2.2 Off-Line

C'est le deuxième mode de la maintenance prédictive, il est conçu pour faire des contrôles assistés par des appareils portables.

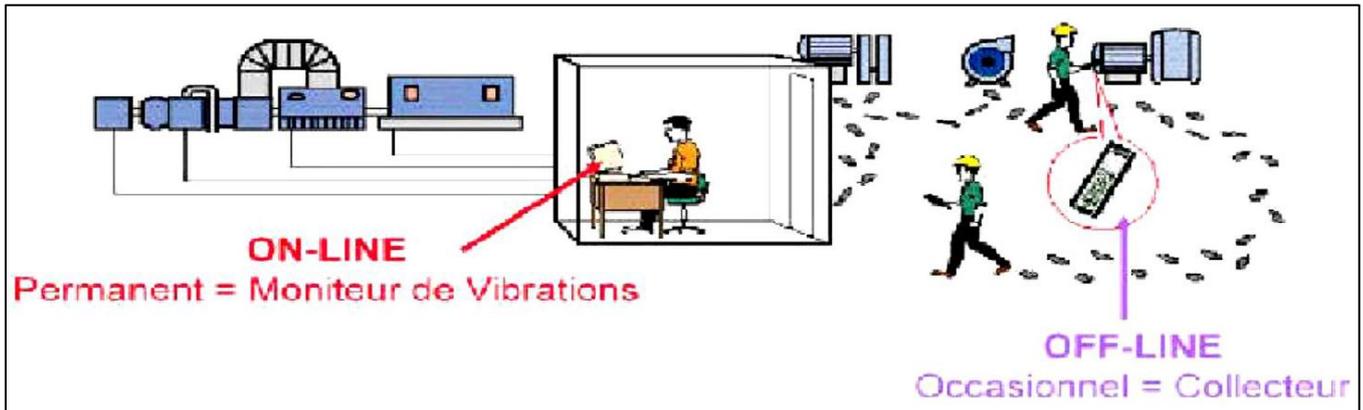


Figure I.1 Surveillance ON-LINE / OFF-LINE.

➤ Principes de la maintenance conditionnelle

La maintenance conditionnelle a pour buts :

- La détection des défauts.
- Le suivi de ces défauts (tendances).
- L'utilisation de la machine jusqu'à l'arrêt avant rupture.

Il convient pour cela de définir un ou plusieurs indicateurs d'état de la machine qui pourront être suivis selon la (figure I.2).

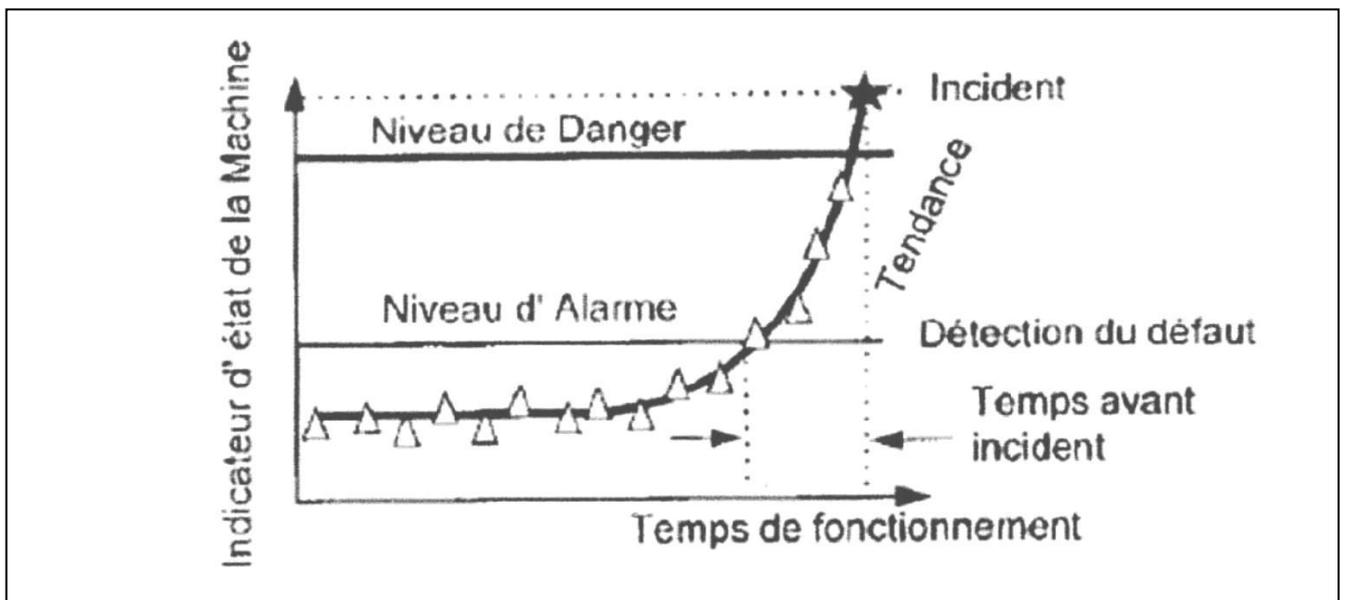


Figure I.2 Comportement d'un indicateur d'état.

Pour un suivi correct, les équipements industriels doivent être jugés à l'aide d'indicateurs présentant deux qualités essentielles :

- Simplicité de la prise de mesure.
- Signification importante de leur contenu.

L'ambition de ces indicateurs est uniquement de constater que l'équipement est ou non en bon état de marche, et non de fournir un diagnostic complet.

Ces indicateurs peuvent être dits de performance (consommation, débit, qualité et/ou quantité du produit fini, etc.) ou de comportement (état vibratoire, chocs des roulements, bruit, température, etc.).

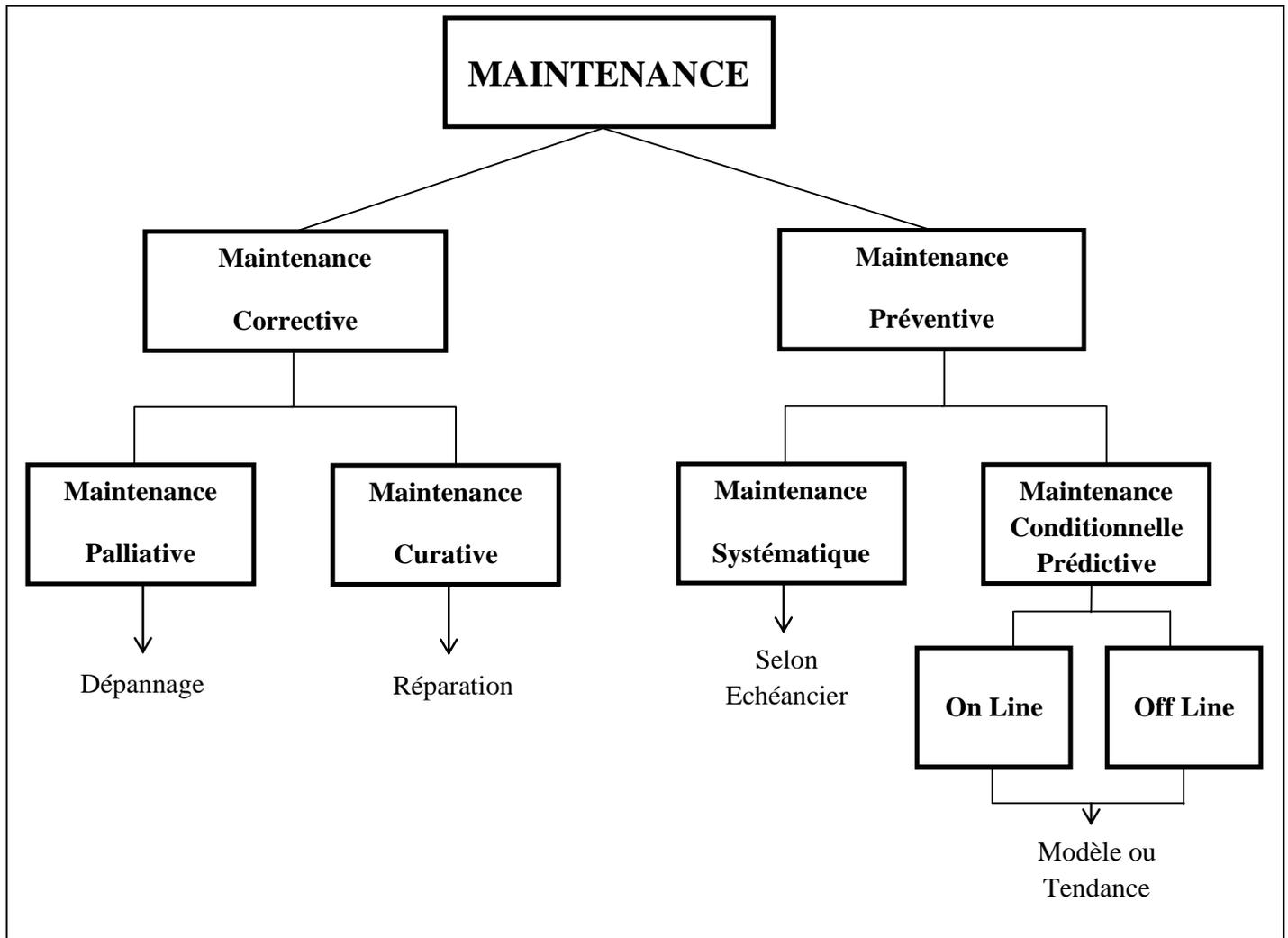


Figure I.3 Formes de maintenance.

1.5 Choix d'une politique de maintenance

Les paramètres dont il faut tenir compte pour adopter telle ou telle politique de maintenance sont principalement d'ordre **économique** et **humain**. Avec l'objectif de trouver une politique capable de réduire les coûts de maintenance, une méthode de suivi de l'état de fonctionnement d'un organe d'une machine doit être trouvée pour améliorer la disponibilité et pour estimer de façon plus précise le risque de panne.

A cet effet, l'idéal serait de trouver des indicateurs externes, facilement accessibles et réaliser un système de mesures qui consiste à limiter le nombre de paramètres et de mesures à réaliser. Pour cela, il faut d'abord déterminer quelles sont les pannes les plus fréquentes par *analyse statistique* et les composants les plus problématiques par *analyse technologique* (*étude faite par deux fabricants français des machines UGV, PCI et COMAU et deux laboratoires de recherche, le LSIS et le LARAMA*). [3]

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines que l'on dit tournantes, ont un point commun ; elles comprennent des organes en rotation. Ce qui caractérise ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements, engrenages etc....) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillances sont donc multiples :

- écaillage d'un roulement,
- rupture d'une dent d'un engrenage,
- désalignement d'un des axes, etc....

Pour certaines machines vitales d'un processus de production, ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, 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 variété de techniques.

1.6 Les opérations de maintenance

➤ INSPECTION

Action de surveillance s'exerçant dans le cadre d'une mission définie, elle n'est pas obligatoirement limitée à la comparaison avec des données préétablies.

➤ CONTROLE

Action de mesure, examiner, passer au calibre, essayer une ou plusieurs caractéristiques d'un bien et de la comparer aux exigences spécifiées en vue d'établir leur conformité.

➤ VERIFICATION

Action permettant de constater que les écarts entre les valeurs indiquées par un appareil (ou un système) de mesure et les valeurs de référence connues sont tous inférieurs aux erreurs maximales tolérées.

➤ **VISITE**

Action de maintenance préventive consistant en un examen détaillé et prédéterminé (visite générale ou visite limitée) des différentes pièces du bien et pouvant impliquer des opérations de maintenance de 1er niveau.

➤ **TEST**

Opération permettant de comparer des réponses d'un dispositif à une sollicitation appropriées et définie, avec celles d'un dispositif de référence, ou avec un phénomène physique significatif d'une machine correct.

➤ **DÉTECTION**

Action de déceler au moyen d'une surveillance accrue continue ou non, l'apparition d'une défaillance ou l'existence d'un élément défaillant.

➤ **DÉPISTAGE OU LOCALISATION**

Action conduisant à localiser l'élément par lequel la défaillance.

➤ **DIAGNOSTIC**

Identification de la cause probable de la défaillance à l'aide d'un raisonnement logique fondé sur un ensemble d'information provenant d'une inspection d'un contrôle ou d'un test.

➤ **DÉPANNAGE**

Action sur un bien en panne en vue de le remettre provisoirement et état de fonctionnement avant réparation.

➤ **RÉPARATION**

Intervention définitive et limitée de maintenance corrective après panne ou défaillance.

➤ **RÉNOVATION**

C'est l'inspection complète de tous les organes, reprise dimensionnelle complète ou remplacement des pièces déformées, vérification des caractéristiques et éventuellement réparation des pièces et sous-ensembles.

➤ **LA RECONSTRUCTION**

Remise en l'état défini par le cahier des charges initial qui impose le remplacement des pièces vitales par des pièces d'origine ou des pièces neuves équivalentes.

➤ **LA MODERNISATION**

Remplacement d'équipement, accessoires et appareils apportant, grâce à des perfectionnements techniques n'existant pas sur lieu d'origine, une amélioration de l'aptitude à l'emploi du bien.

➤ LA MODIFICATION

Opération à caractère définitif effectuée sur bien en vue d'en améliorer le fonctionnement ou d'en changer les caractéristiques. [4]

2 MACHINES TOURNANTES

2.1 Définitions générales

Une machine est un ensemble des pièces mécaniques, hydrauliques ou électriques concourant à exercer une ou plusieurs fonctions données et, en particulier, l'application d'une force modulée ou non, destinée à vaincre une résistance ou à assurer un mouvement avec ou sans transmission de force.

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels on peut distinguer : un rotor, une structure, des liaisons. [5]

2.2 Origine des vibrations sur les machines tournantes

L'analyse Vibratoire est utilisée en maintenance préventive conditionnelle pour la surveillance des machines tournantes. Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer:

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

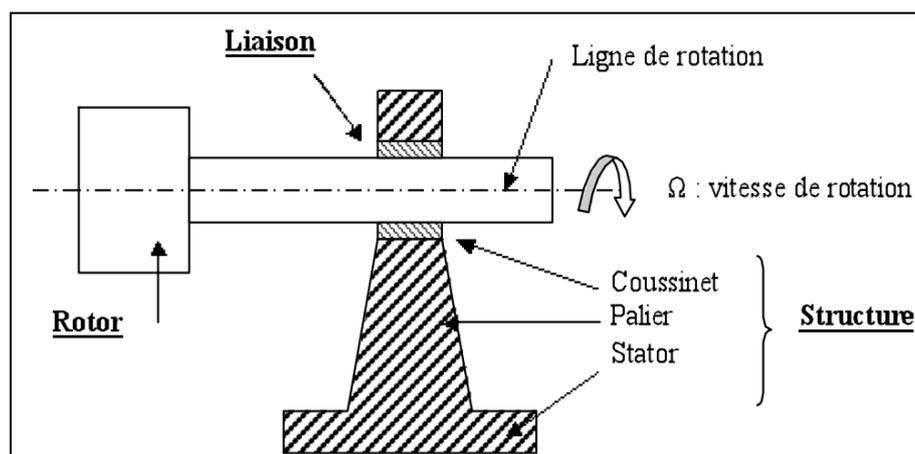


Figure I.4 Eléments d'une machine tournante. [5]

2.2.1 Le rotor

C'est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation définie en fonction de l'état mécanique de ce dernier, en général distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fabriqué avec plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) réalise une fonction bien définie : (manipulation fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique,...etc.).

2.2.2 La structure

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

- **Les coussinets** : ils sont de faible dimension au droit des tourillons des rotors.
Des bagues peuvent être substituées aux coussinets (roulements).
- **Les paliers** : relie les coussinets (bagues) au stator.
- **Le stator** : (enveloppe de la machine) : il contient les éléments essentiels, à savoir les circuits magnétiques dans les machines électriques, les ailettes pour les turbomachines.
- **Le massif** : il peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés au radier.
- **Le radier** : c'est un élément spécifique au système. Il assure la liaison entre le massif et le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables.

2.2.3 Les liaisons

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage des rotors.

Les liaisons sont classées dans trois ensembles : à fluide, à roulements, magnétique. [5]

2.2.3.1 Les liaisons fluides

Ce sont les paliers lisses, en fait c'est l'huile de lubrification qui constitue la liaison entre le rotor et le coussinet. Pendant le fonctionnement, des rotors montés sur des paliers lisses, c'est à huile de lubrification (de grande viscosité) d'apporter plus d'amortissement indispensable au fonctionnement tranquille des machines tournantes.

2.2.3.2 Les liaisons à roulements

La bague intérieure est montée sur le rotor et la bague extérieure dans le palier, la liaison s'organise par un épilâmes entre les billes et les bagues.

2.2.3.3 Les liaisons magnétiques

Elles sont utilisées dans les machines-outils, les machines des satellites, celles de la médecine, les volants d'inertie embarqués pour la restitution d'énergie.

2.3 Classification des machines tournantes

Les machines tournantes peuvent être classées selon plusieurs critères à savoir :

- En fonction du nombre (n) de liaisons.
- En fonction de leur état rigide ou flexible.

2.3.1 Classification selon le nombre de liaisons (n)

Les liaisons disposées dans les paliers guident le rotor par rapport au stator avec deux liaisons, les forces moyennes (statiques) appliquées sur chacune d'elles sont déterminées à partir des forces appliquées sur le rotor dans une direction donnée par rapport à l'axe qui joint le centre des liaisons, cette configuration est dite isostatique. Si le nombre de liaisons est supérieur à deux, les forces appliquées sur les liaisons dépendent des impédances au droit des liaisons, cette configuration est dite hyperstatique.

2.3.2 Classification selon l'état (rigide ou flexible)

Les matériaux qui constituent les rotors étant doués de masse et élasticité, les rotors se déforment sous l'action des forces centrifuges dues aux balourds et à la vitesse de rotation. Cependant lorsque les déformations sont faibles, il est possible de considérer le rotor en état rigide, tout état non-rigide est dit flexible.

2.4 Vibrations des machines tournantes

En pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires dans une machine tournante. Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les paliers s'usent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la

durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement. [6]

2.5 Principaux défauts d'une machine tournante

2.5.1 Balourd

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. Le balourd est un déséquilibre massique qui provient généralement du défaut d'usinage, d'assemblage et de l'échauffement dissymétrique du rotor lors du fonctionnement (Figure I.5). [7] [8]

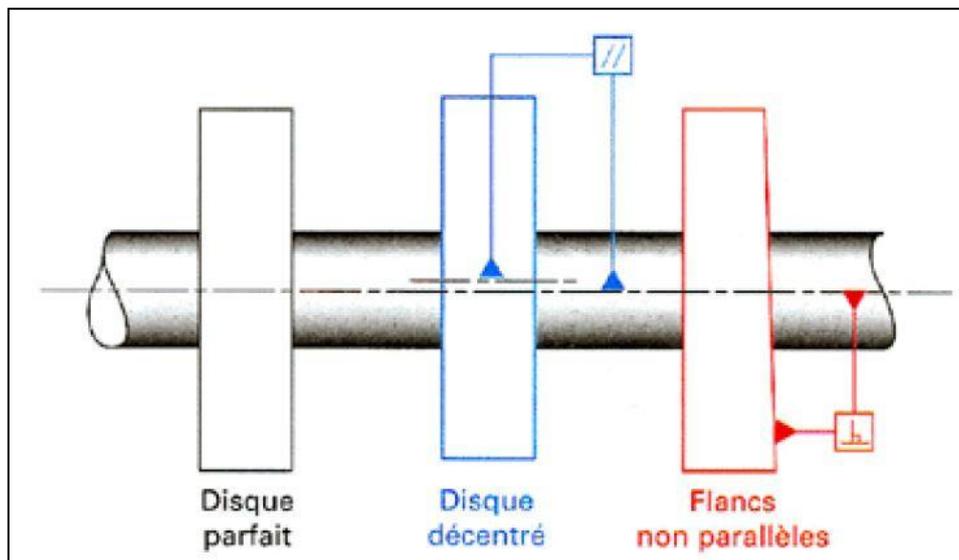


Figure I.5 Ecart d'usinage (excentricité et parallélisme).

Les origines des balourds sont multiples :

2.5.1.1 Balourd d'origine mécanique

C'est la cause de vibration la plus commune et la plus fréquente rencontrée. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation, et peut être causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante [9]. On peut rencontrer deux types de balourd d'origine mécanique :

2.5.1.1.1 Balourd statique

Le balourd statique est la condition de déséquilibre où l'axe central principal est décalé parallèlement au centre de rotation.

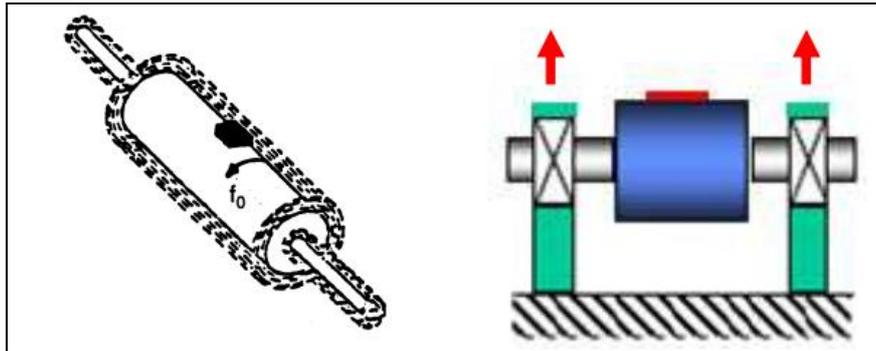


Figure I.6 Image de balourd statique. [10]

Ce type de balourd peut être corrigé en ajoutant ou en enlevant du poids dans un seul plan de correction.

2.5.1.1.2 Balourd de couple

Le couple est tout simplement constitué de deux forces parallèles égales agissant en direction opposée, mais sur la même ligne droite ce qui crée un déséquilibre de couple.

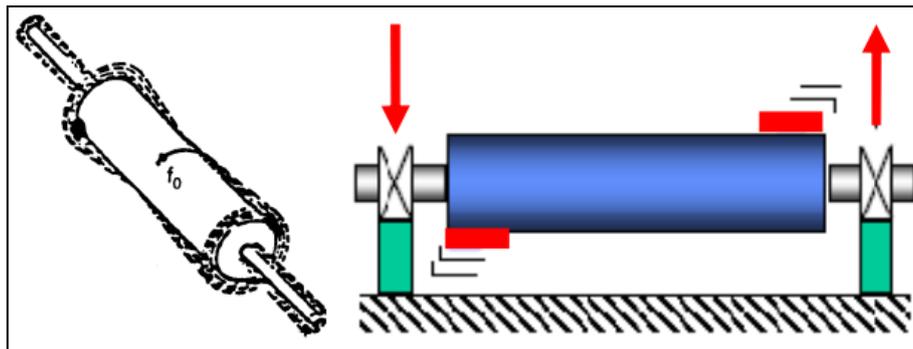


Figure I.7 Image de balourd de couple. [10]

Remarque :

La combinaison de ces deux types de balourd s'appelle un balourd dynamique.

2.5.1.2 Balourd d'origine thermique

Lorsque les rotors ne sont pas homogènes ou la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques :

- déformation des rotors de turbines.
- déformation des rotors d'alternateurs ou de moteurs électriques.

2.5.1.3 Balourd évolutif

Il est dû aux frottements de l'arbre avec un des paliers de la machine et provoquant un échauffement dissymétrique.

2.5.2 Désalignement

Le désalignement est un problème presque aussi commun que le balourd, et la raison en est bien simple. Malgré l'emploi de paliers auto-alignant, et d'accouplements flexibles, il est difficile d'aligner deux arbres, ainsi que leurs paliers afin d'assurer qu'il n'existe aucune force qui puisse causer de vibration.

Un désalignement provoque des vibrations aux fréquences de rotation, ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3 et parfois 4 de la fréquence de rotation.

Un désalignement se produit par des niveaux [9] :

- Axiaux très élevés à deux fois la fréquence de rotation.
- Radiaux élevés à deux fois la fréquence de rotation.

On constate deux types de désalignement (parallèle et angulaire) :

2.5.2.1 Désalignement parallèle

Il se produit quand les axes de rotation des deux machines ont le même angle d'orientation, mais ils sont séparés verticalement, chacun de l'autre.

Le désalignement parallèle se caractérise par une vibration radiale élevée.

2.5.2.2 Désalignement angulaire

Il se produit quand l'axe de rotation de deux machines a un angle différent. Le désalignement angulaire se caractérise par une vibration axiale élevée.

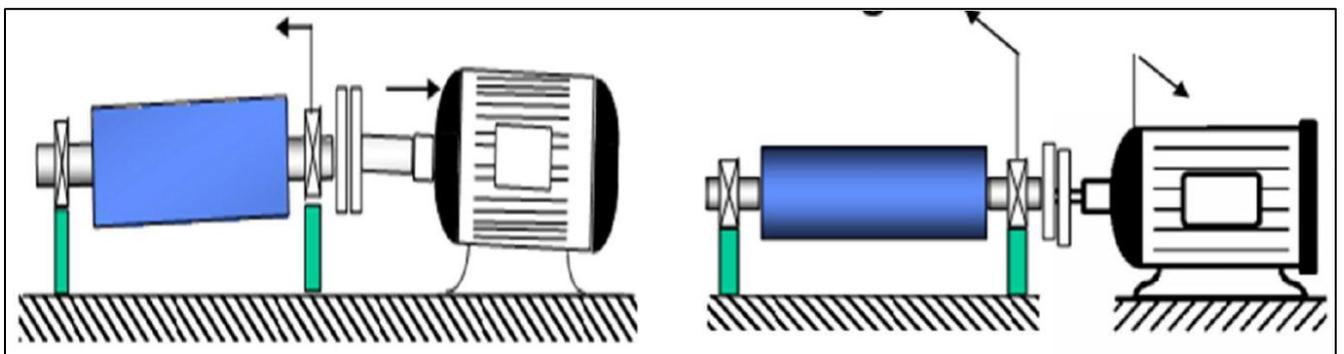


Figure I.8 : Désalignement angulaire et parallèle. [11]

2.5.3 Défauts de roulement

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente (Figure I.9). Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), faux effet Brinell, etc... Tous ces défauts se traduisent par une perte de métal et provoquent des chocs répétés des billes sur la cage de roulement. [12]

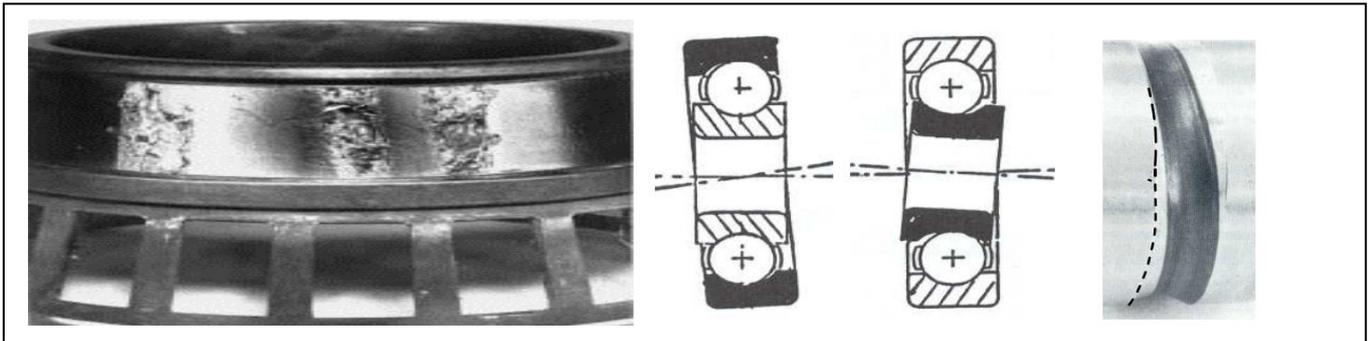


Figure I.9 Défauts de roulement. [13]

Les pistes des roulements et les billes sont chargées cycliquement, ce qui engendre à la surface une dégradation par fatigue qui se présente sous la forme de fissures qui conduisent à l'écaillage [14] et [15] puis à la ruine du roulement. Ces fissures peuvent être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous couche du matériau.

➤ **Origine**

Ce peut être :

- un écaillage de la piste interne (sur l'arbre).
- un écaillage sur la piste externe (sur l'alésage).
- un défaut localisé sur un élément roulant (bille ou rouleau).

2.5.4 Défauts d'un mauvais serrage mécanique

Lorsqu'un palier est desserré ou présente une possibilité de mouvement partiel dans le plan radial, il apparaît une vibration radiale à une fréquence radiale égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se traduit sous l'effet de balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier.

Une analyse du déphasage entre deux mesures prises orthogonalement sur un même palier permet de différencier une anomalie due à un balourd (force tournante), d'un défaut de serrage ou d'une déformation du support (force directionnelle due à la contrainte). [11]

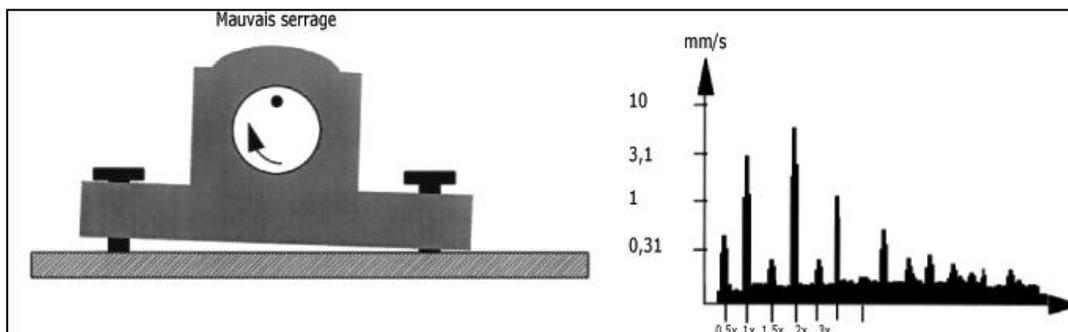


Figure I-10 Mauvais serrage mécanique et leur image vibratoire. [10]

2.5.5 Défauts d'engrenages

Ces défauts sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée ou abimée, usure uniforme ou non, pitting localisé ou réparti, mauvais centrage) (Figure 1.11). On peut observer aussi du fretting (corrosion, frottement) qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié et que les efforts sont importants.

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact [16]. Un arbre tournant à une fréquence f_r sur lequel est monté un pignon ou une roue comptant z dents sera soumis à z chocs par tour. La fréquence caractéristique de l'engrènement sera :

$$f_e = z.f_r, \dots\dots\dots (I.1)$$



Figure I.11 Défauts d'engrenages. [17]

2.5.6 Défauts de courroies

Les courroies sont utilisées pour transmettre la puissance entre deux arbres dont la distance n'est pas trop importante. Une courroie, constituée par une bande sans fin passant sur deux poulies, transmet l'énergie grâce à son adhérence sur les poulies.

➤ Origine

Les défauts de courroie sont engendrés par la conséquence d'une mauvaise pose, d'une usure ou par le défaut d'alignement des deux poulies [18]. Les statistiques concernant les causes des défaillances et la localisation des défauts dans les machines tournantes permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements. [19], [20]



Figure I.12 Défauts de courroies. [21]

3 TECHNIQUES D'ANALYSE

3.1 Définition

La surveillance d'un équipement de machine est assurée en relevant périodiquement un indicateur d'état de dégradation (ou de performance). Il existe différentes techniques d'analyse (Figure 1.13) tels que l'analyse vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie, l'analyse des huiles et des lubrifiants, la variation de résistance dans un circuit électrique, etc....

Le choix de l'indicateur dépend du type de machine à étudier et du type de défaillance que l'on souhaite détecter. Pour les machines tournantes, un indicateur de type vibratoire permet de détecter la plupart des défauts. On établit une courbe d'évolution de l'indicateur au cours du temps. Sur cette courbe, on définit différents seuils correspondant à un niveau d'alerte, à une alarme, à un niveau de défaillance. Ces niveaux sont établis soit par expérience soit en appliquant une norme (pour les roulements, on utilise des abaques de sévérité vibratoire pour définir les différents seuils).

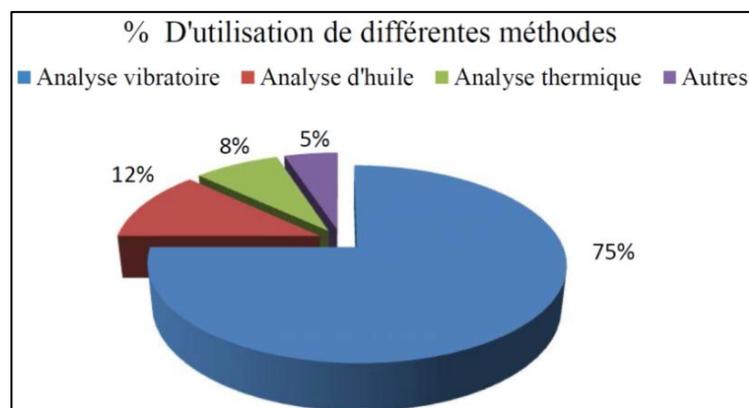


Figure I.13 Différentes méthodes d'analyse

- **L'analyse vibratoire** : c'est la plus connue et la plus largement utilisée [16] car adaptée aux des composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.
- **L'analyse d'huile** : elle est appliquée à toutes les machines contenant des fluides de lubrification (réducteurs, motoréducteurs, moteurs thermiques...). Elle consiste à prélever un échantillon d'huile et de l'analyser (particules d'usure) pour déduire l'état de l'équipement.
- **La thermographie infrarouge** : elle suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques. Elle est peu utilisée pour la surveillance des machines tournantes notamment pour la détection de défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distances et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.
- **L'analyse acoustique** : permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés à distance de l'équipement.
- **Le contrôle par ultrasons** : permet de détecter des défauts de faibles amplitudes à hautes fréquences tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement.

3.2 Choix d'une technique d'analyse

Chaque méthode a son champ d'application privilégié. Par exemple, l'analyse vibratoire convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquences déterminées (situées généralement entre quelques Hertz et plusieurs dizaines de KHz). Elle couvre aussi les défauts spécifiques aux roulements (à plus hautes fréquences).

Au-delà de 20 KHz, il est souvent préférable d'utiliser un contrôle par ultrasons ou par émission acoustique. L'analyse acoustique se limite à la détection de bruits dans les fréquences audibles, mais lorsque la dégradation d'un roulement se manifeste en une fréquence audible, il est souvent trop tard pour intervenir. L'analyse d'huile consiste principalement à analyser les particules présentes dans l'huile, ce qui va révéler une usure anormale d'un ou plusieurs organes. Elle doit être appliquée dans le cas de machines où l'huile joue un rôle primordial et lorsque l'analyse des débris d'usure est significative. [22]

Toutes les méthodes d'analyse donnent des résultats présentant un certain degré d'incertitude, qui doit être pris en compte lorsqu'on choisit la méthode à utiliser à une fin particulière. Cette incertitude peut avoir des incidences importantes lorsqu'une concentration

donnée d'une substance constitue un niveau d'intervention. Le client et l'analyste doivent être bien d'accord sur la manière dont les données doivent être utilisées si l'analyste doit produire des résultats de "qualité" (c'est-à-dire aptes à leur emploi). La situation mérite un examen plus approfondi.

	Principaux avantages	Principales limitations	Champs d'applications Privilégié
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> -détection de défauts à un stade précoce -possibilités de réaliser un diagnostic approfondi -autorise une surveillance continue -permet de surveiller l'équipement à distance 	<ul style="list-style-type: none"> -spectres parfois difficile à intercepter -dans le cas de la surveillance continue, installations relativement couteuses 	<ul style="list-style-type: none"> -détection des défauts de tous les organes cinématique de la machine (balourd, défaut d'alignements, jeux, etc...) et sa structure
Analyse d'huile	<ul style="list-style-type: none"> -détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement -possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules 	<ul style="list-style-type: none"> -ne permet pas de localiser précisément -nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon 	<ul style="list-style-type: none"> -contrôle de propriété physico-chimique du lubrifiant, détection d'un manque de lubrifiant, analyse des éléments d'usure
Thermographie IR	<ul style="list-style-type: none"> -permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation -interprétation souvent immédiate des résultats 	<ul style="list-style-type: none"> -détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire -contrôle limite à ce que « voit » la caméra (échauffements de surface) -ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi 	<ul style="list-style-type: none"> -détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier)
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> -permet de détecter l'apparition des défauts audibles -autorise une surveillance continue 	<ul style="list-style-type: none"> -sensibilité au bruit ambiant -diagnostic souvent difficile à réaliser -problème de répétabilité des mesures 	<ul style="list-style-type: none"> -détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

Tableau I.1 Différentes technique d'analyse de l'état d'une machine tournante. [22]

Il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter de manière assez précoce tous les types de défauts que l'on est susceptible de rencontrer sur une machine tournante mais la combinaison et l'association de plusieurs méthodes permet un diagnostic plus fiable et plus rapide.

La surveillance des machines ne se limite pas juste à détecter la présence d'un défaut, mais il est aussi nécessaire de pouvoir réaliser un diagnostic approfondi pour le localiser précisément et quantifier sa sévérité. **L'analyse vibratoire** est une technique qui permet de réaliser ce diagnostic. [16]

4 L'ANALYSE VIBRATOIRE

4.1 Introduction

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations. Le principe de l'analyse est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par la structure de la machine et, grâce à leur analyse, on peut identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise.

L'analyse vibratoire est un outil puissant de détection de défauts des machines tournantes.

4.2 Définition

L'analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance prévisionnelle de l'outil de production industrielle. Les objectifs d'une telle démarche sont de:

- réduire le nombre d'arrêts sur casse.
- fiabiliser l'outil de production.
- augmenter son taux de disponibilité.
- mieux gérer le stock de pièces détachées, etc.

À partir des vibrations régulièrement recueillies sur une machine tournante, l'analyse vibratoire consiste à détecter d'éventuels dysfonctionnements et à suivre leur évolution dans le but de planifier ou reporter une intervention mécanique. [23]

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

- soit dans le domaine temporel.
- soit dans le domaine fréquentiel.
- soit dans les deux à la fois.

4.3 Surveillance

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions de fonctionnement identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire [24]. A partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine en bon état. La norme [ISO10816] fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine.

4.4 Diagnostic

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines du ou des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses composants ainsi que leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leurs influences sur le niveau de vibration est à la base d'un diagnostic et d'une surveillance fiable.

4.5 Notions de Vibrations

La Vibration fait partie de la Vie de tous les jours. Elle peut être :

- Utile : rasoir électrique, hautparleur,...
- Agréable : balançoire, instrument de musique,...
- Désagréable : marteau-piqueur, mal de mer,...
- Fatigante ou nuisible pour l'homme, les machines, les bâtiments : transports, tremblement de terre,...

4.6 Outils d'analyse vibratoire

4.6.1 L'accéléromètre piézo-électrique

C'est le capteur le plus utilisé. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique (Figure 1.14). Il possède une très bonne linéarité et une large bande passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci. Sa masse, bien que légère (environ 20 g), influence malgré tout toutes les mesures, car sur des parois de grandes dimensions et relativement peu épaisses, une masselotte ajoutée peut faire diminuer les fréquences propres de quelques pour cent.

La fixation du capteur sur la structure peut avoir une réelle influence sur la qualité du signal recueilli. Il peut être fixé de diverses façons sur la machine : vissé à même la structure, vissé sur une embase collée, magnétique pour les structures ferriques, ou accolé avec une pointe touche. Cette fixation joue un rôle important sur le résultat des mesures, et la largeur de bande peut s'en trouver affectée. [25]

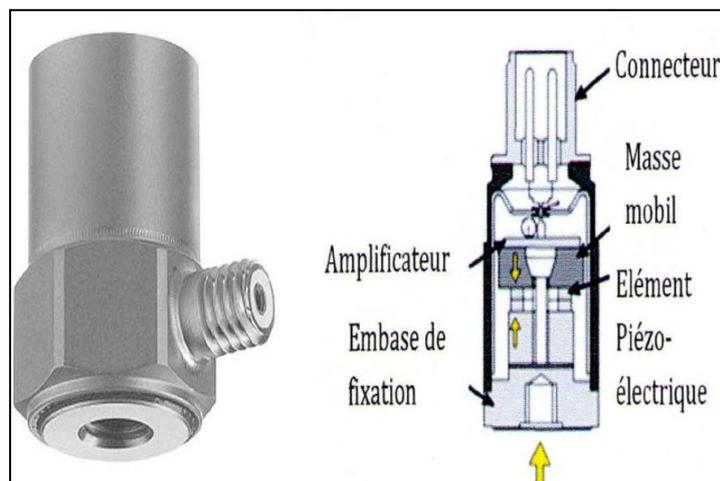


Figure I.14 L'accéléromètre piézométrique.

4.6.2 Le proximètre

Les proximètres (capteur de proximité ou de déplacement) sont les transducteurs les plus préférés pour la surveillance des vibrations des équipements à roulements. Les applications typiques sont principalement les machines à très haute vitesse. Le proximètre est un ensemble de système de composants constitué d'une sonde de proximité, un câble prolongé et un oscillateur/démodulateur (Figure I.15).

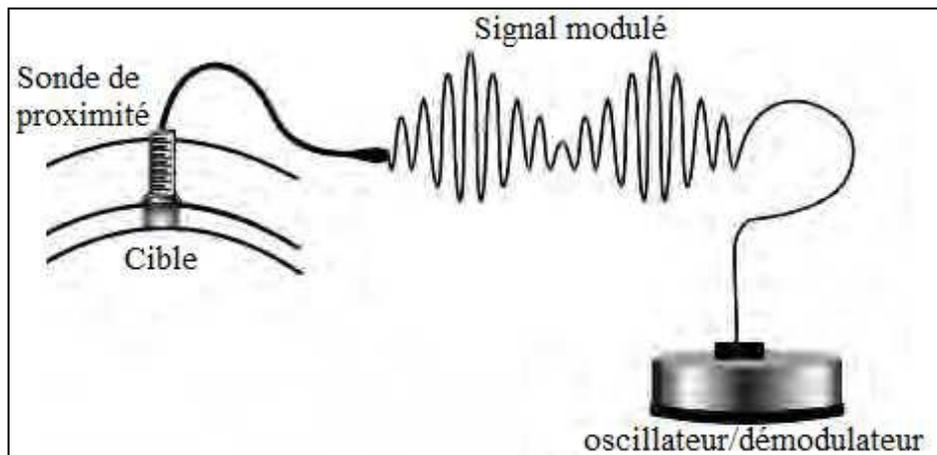


Figure I.15 Principe d'un proximètre.

Un signal de haute fréquence est généré par l'oscillateur/démodulateur. Ce signal est rayonné vers le bout de la sonde du câble. La sonde est fixée à la surface de l'élément de roulement. Le modulateur/démodulateur démodule le signal et fournit une tension démodulée, où le signal est proportionnel directement à la vibration.

4.6.3 Le vélocimètre

Le vélocimètre est un transducteur très courant pour la surveillance de la vibration d'une machine tournante. Il est très utilisé à cause de sa simplicité d'installation et son coût faible.

D'après la référence ;

➤ les avantages du vélocimètre sont :

- Il est facile à installer.
- Il délivre un signal important.
- Il ne demande pas de l'alimentation extérieure.

➤ Les inconvénients sont :

- Son dimensionnement est relativement large et son poids lourd.
- Il est très sensible aux fréquences d'entrée.
- La fréquence de réponse est très étroite.
- Il est très sensible aux champs magnétiques.

4.7 Chaîne et matériel d'acquisition

Une surveillance fiable ne peut être obtenue que si d'une part le matériel de mesure est en adéquation avec les caractéristiques vibratoires fournies par les machines et si d'autre part les données le sont avec les outils de post-traitement qui doivent en faciliter le diagnostic [26]. Il est indispensable de posséder un matériel d'analyse des vibrations qui peut être constituée des éléments suivants : en plus de la structure à étudier, des capteurs, conditionneur, pot vibrant

ou marteau d'impact, analyseur et programme d'analyse modale, sont nécessaires, comme le montre la figure ci-dessous :

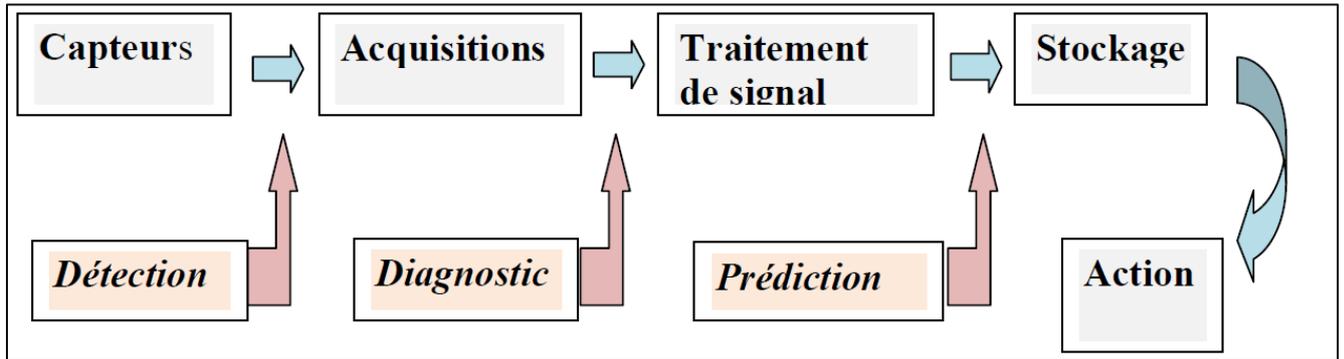


Figure I.16 Chaîne d'acquisition.

Les capteurs doivent être placés sur un certain nombre de points choisis judicieusement, c'est à dire le plus proche possible des sources de vibrations et dans une direction donnée, si ces sources sont connues et si la structure le permet.

5 Conclusion

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté la maintenance des équipements mécaniques ainsi que ses types, et cité aussi les machines tournantes et donné quelques notions et définitions de bases utilisées dans leur domaine de surveillance. Il existe différentes méthodes d'analyse des machines tournantes telles que l'analyse vibratoire, l'analyse d'huile, la thermographie et l'analyse acoustique. L'analyse vibratoire est la plus exploitée, dans la dernière partie de ce chapitre nous avons détaillé un peu plus cette technique d'analyse.

CHAPITRE II

CONCEPTION DU BANC D'ESSAI SOUS SOLIDWORKS

1 Introduction

La simulation est un outil utilisé par les chercheurs, pour étudier les résultats d'une action sur un élément sans réaliser l'expérience sur l'élément réel. Lorsque l'outil de simulation utilise un ordinateur on parle donc de la simulation numérique. Une solution de simulation est proposée par le logiciel SOLIDWORKS, constituant un portefeuille facile à utiliser d'outils d'analyse, permettant de prédire le comportement physique réel d'un produit, en testant virtuellement des modèles CAO.

Les fonctionnalités exceptionnelles de SOLIDWORKS Simulation, répondent à toutes les préoccupations que peut avoir un concepteur ; la rapidité de mise en œuvre, la puissance et la précision de ces analyses nous permettant d'améliorer la qualité, la fiabilité et la performance de nos produits.

2 SOLIDWORKS

Solidworks est un logiciel de conception assistée par ordinateur, appartenant à la société Dassault Systèmes. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés: la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un de ces trois fichiers sera répercutée sur les deux autres.



Figure II.1 : Logo SOLIDWORKS

Solidworks permet de réaliser de la modélisation 2D et 3D, ce logiciel de CAO est réputé pour sa simplicité d'utilisation et se veut intuitif. Le logiciel SolidWorks permet de :

- concevoir des objets en 3D de manière très précise.
- développer des produits
- vérifier la conception de votre fichier
- détenir une bibliothèque de vos fichiers 3D
- mettre en place des mises en plan 2D
- créer des images et animations de vos objets 3D
- estimer le coût de la fabrication de vos objets 3D

SOLIDWORKS Simulation garantit la robustesse de notre produit, tout en limitant considérablement les coûts liés au prototypage et aux différents tests physiques.

3 Description du banc d'essai

3.1 Conception du banc

C'est un banc didactique d'essai vibratoire, il a été conçu principalement pour simuler les désalignements et les effets du balourd. Il se compose d'un portique fixé sur le sol, un arbre avec un accouplement élastique, entraîné par un moteur électrique à vitesse variable (0 à 1500 tr/mn). Deux disques fixés sur l'arbre qui représentent des roues. Ce banc dispose de deux paliers pour le maintien de l'arbre sur le portique.

Le banc se présente comme suit :

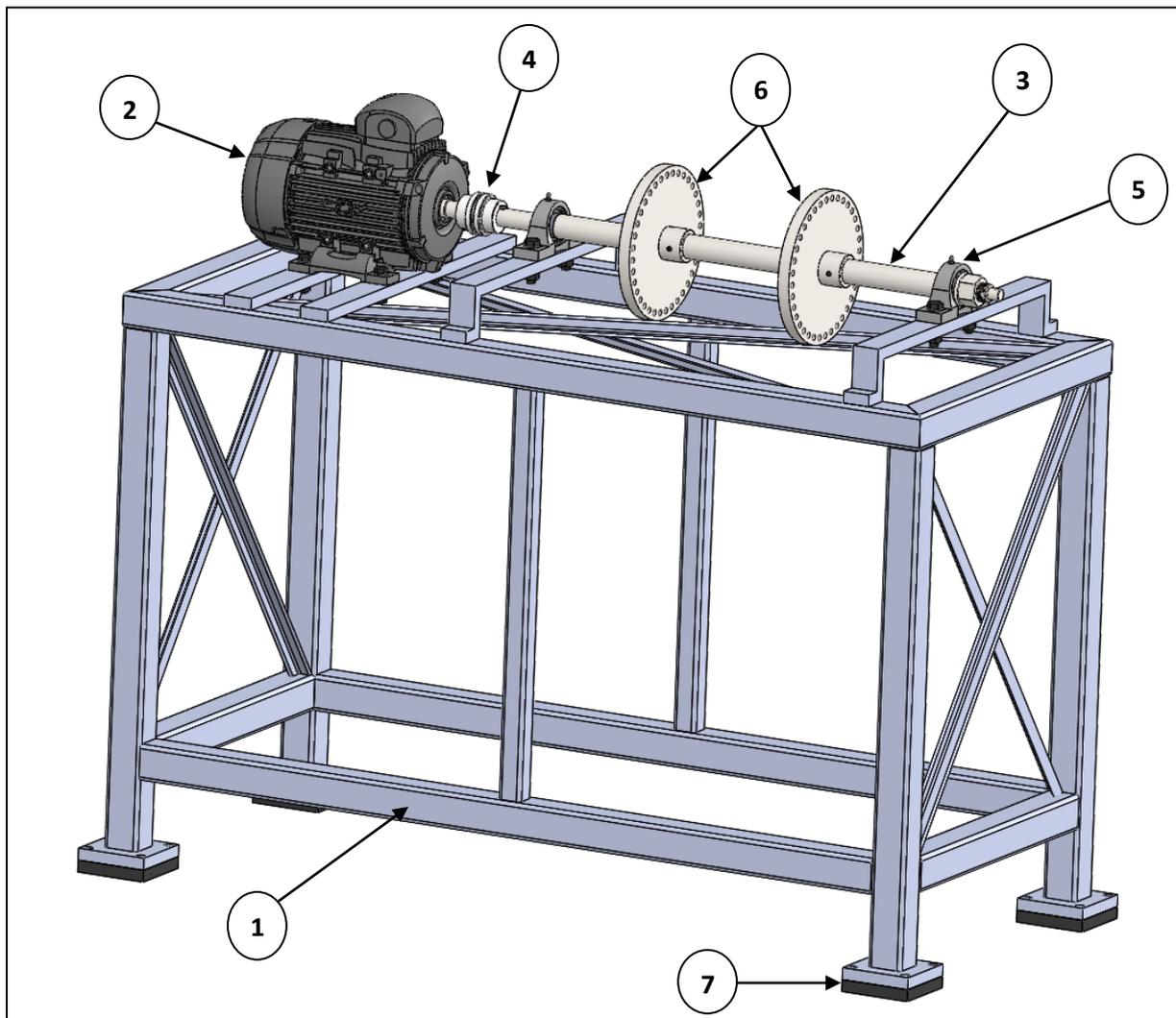


Figure II.2 Banc d'essai d'analyse vibratoire.

3.2 Description des organes du banc

1) Portique

C'est des tubes de la construction soudée en acier « S235 ». Le portique se compose de :

- Profilés de tubes carrés de dimensions (60x60x3.2mm) et (40x40x3.2mm).
- Profilés en « L » de dimensions (25x25x4mm).
- Support moteur.
- Support paliers.
- Les pieds du portique en forme carrée de dimension (120x120x20mm)

Le banc est fixé sur le sol à l'aide de 4 vis à tête hexagonale M14.

2) Moteur

Moteur électrique triphasé à vitesse de rotation variable (0 à 1500 tr/min), et de puissance $P=2,2\text{Kw}$. Le moteur est fixé par 4 boulons à tête hexagonale M12 et deux rondelles plates.

3) Arbre

Arbre en acier non allié de longueur $L= 950$ mm et de diamètres :

- \varnothing_{120} mm.
- \varnothing_{340} mm.
- \varnothing_{230} mm.



Figure II.3 Arbre.

4) Accouplement

Accouplement élastique conçu en fonte grise ($\varnothing 28\text{mm}-\varnothing 30\text{mm}$), il entraîne les deux arbres en rotation par le biais de deux clavettes de forme B montées sur les arbres.

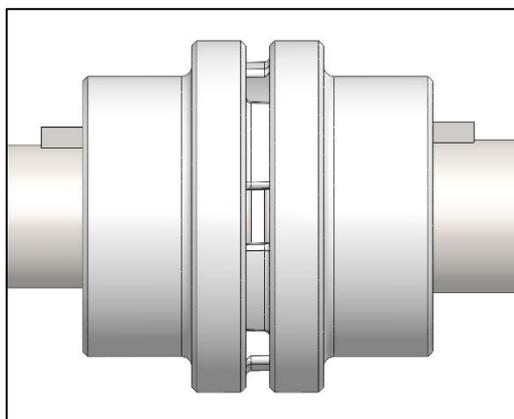


Figure II.4 Accouplement monté sur les deux arbres.

5) Paliers

Deux paliers à semelles UCP 206 de roulement à une rangée de billes, de diamètre intérieur $\varnothing 30\text{mm}$, l'arbre se fixe à l'aide de deux vis sans tête sur une entretoise qui est montée avec serrage sur la bague intérieure du roulement.

Chaque palier est fixé par 2 boulons à tête hexagonale M14 et quatre rondelles plates.

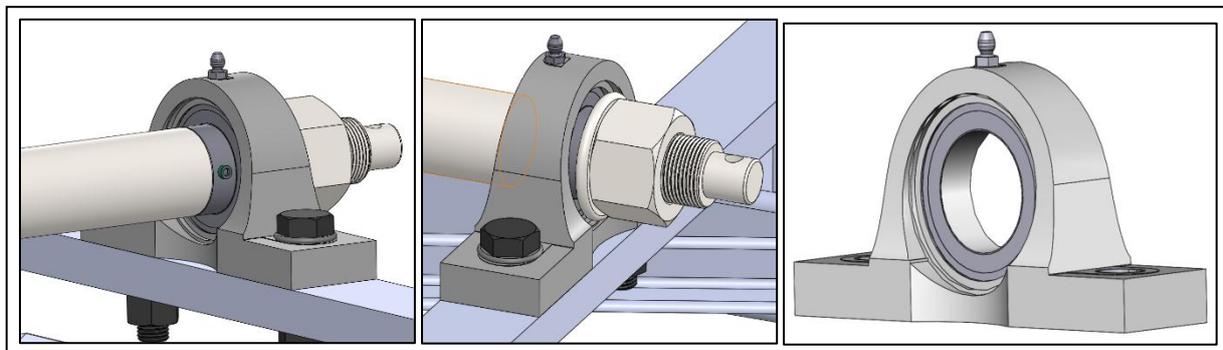


Figure II.5 Palier monté sur le banc.

6) Disques

Deux disques mobiles représentant des roues de diamètre intérieur $\varnothing 40\text{mm}$, et de diamètre extérieur $\varnothing 255\text{mm}$, le disque se fixe par 3 vis de pression sans tête sur l'arbre.

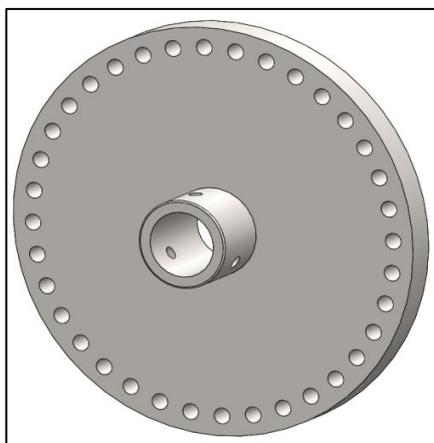


Figure II.6 Disque.

7) Plaques anti-vibrations

Plaque en caoutchouc pour isolation vibratoire de dimension (120x120x20mm).

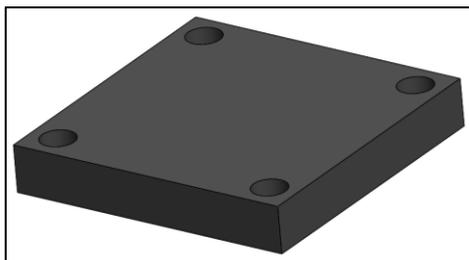


Figure II.7 Plaque anti-vibrations.

3.3 Description des principaux défauts

Dans notre travail, les principaux défauts qui peuvent être simulés sur le banc d'essai sont les défauts de balourd, d'alignement parallèle et angulaire ainsi que le jeu mécanique (mauvais serrage d'un organe).

3.3.1 Défaut d'alignement parallèle

Le défaut d'alignement parallèle est obtenu par le déplacement des deux paliers par les vis placées sur les supports paliers.

3.3.2 Défaut d'alignement angulaire

Le défaut l'alignement angulaire est obtenu par le déplacement du moteur ou d'un palier par les vis placées sur les supports.

3.3.3 Défaut de balourd

Le balourd est obtenu par l'ajout de masses sur les trous se trouvant sur les disques.
(Voir Figure II.6)

3.3.4 Jeu mécanique

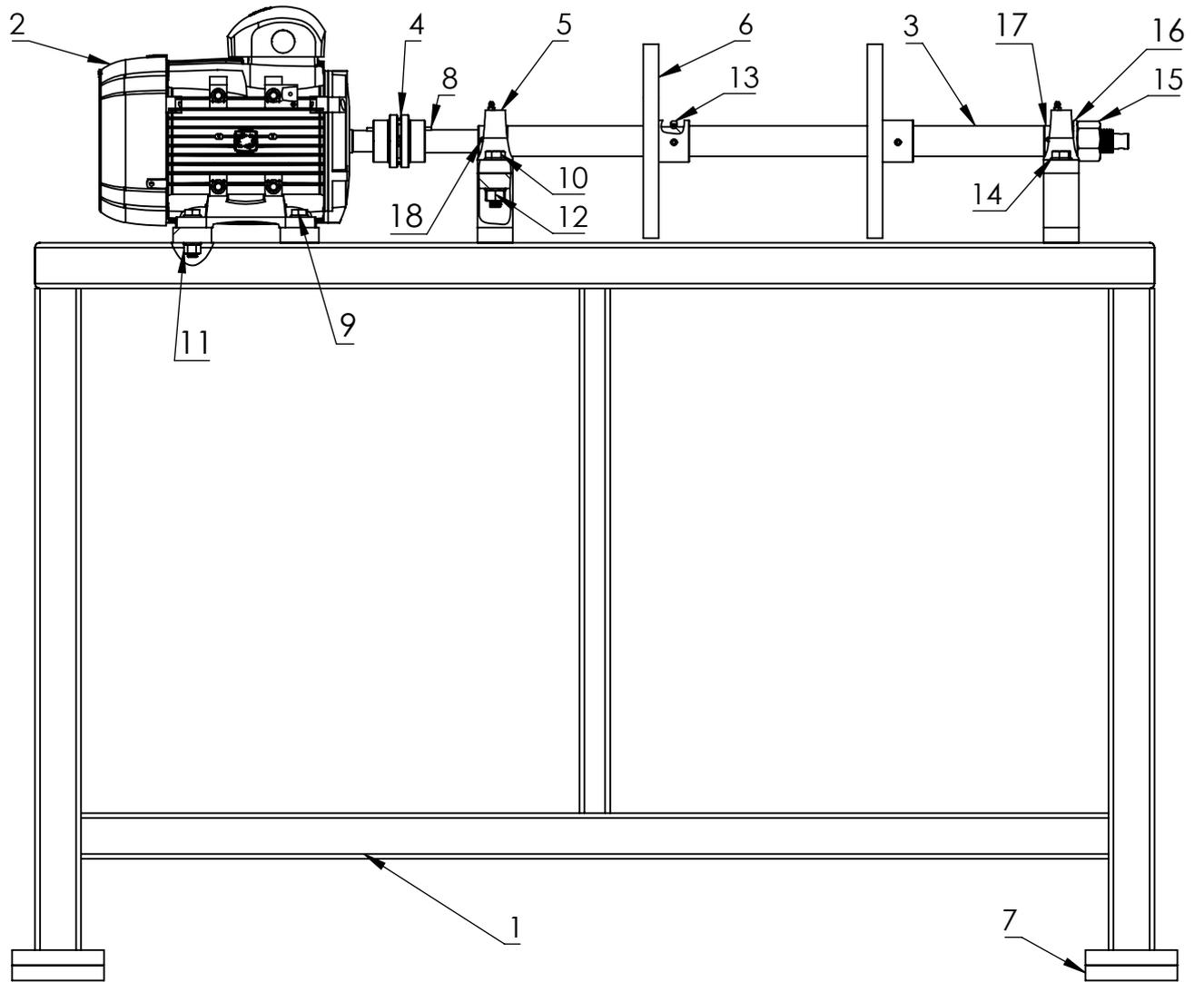
Le jeu mécanique est obtenu par le desserrage des organes fixes (moteur, paliers).

3.3.5 Défaut de roulements

Pour obtenir ce défaut, on remplace les paliers actuels par des paliers contenant des roulements défectueux.

4 Mise en plan (dessin de définition des organes)

- Dessin d'ensemble.
- Portique.
- Entretoise.
- Disques.
- Arbre.



8	2	Clavette	Acier non allié
7	4	Plaque Anti vibrations	Caoutchouc
6	2	Disque	Acier non allié
5	2	Palier	Acier non allié
4	1	Accouplement Élastique	Fonte grise
3	1	Arbre	Acier non allié
2	1	Moteur	Acier non allié
1	1	Portique	Acier non allié
Rep	NB	Désignation	Mat

Université M'Hamed BOUGARA - Faculté de Technologie - BOUMERDES



Echelle: 1:9	<h1>Déssin d'Ensemble</h1> <h2>Modèle: Banc d'Essai</h2>	Réaliser par: - ARBAOUI Sofiane - SNOUSSI Sofiane Nadir
Format A4		
Année 2019/2020		

18	4	Vis à tête hexagonale creuse sans tete M5	Acier non allié
17	2	Entretoise	Acier non allié
16	1	Rondelle plate	Acier non allié
15	1	Ecrou hexagonale M30	Acier non allié
14	16	Rondelle plate	Acier non allié
13	6	Vis à tête hexagonale creuse sans tete M8	Acier non allié
12	4	Ecrou hexagonale M14	Acier non allié
11	4	Ecrou hexagonale M12	Acier non allié
10	4	Vis à tête hexagonale M14	Acier non allié
9	4	Vis à tête hexagonale M12	Acier non allié
Rep	NB	Désignation	Mat

Université M'Hamed BOUGARA - Faculté de Technologie - BOUMERDES



Echelle: 1:9

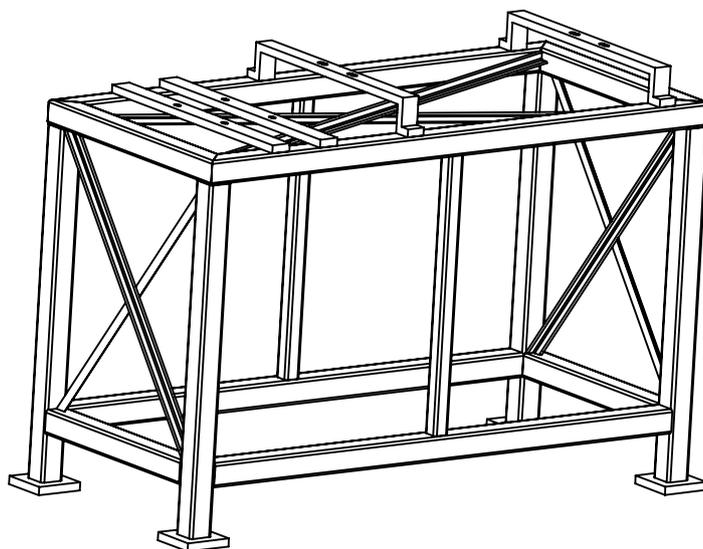
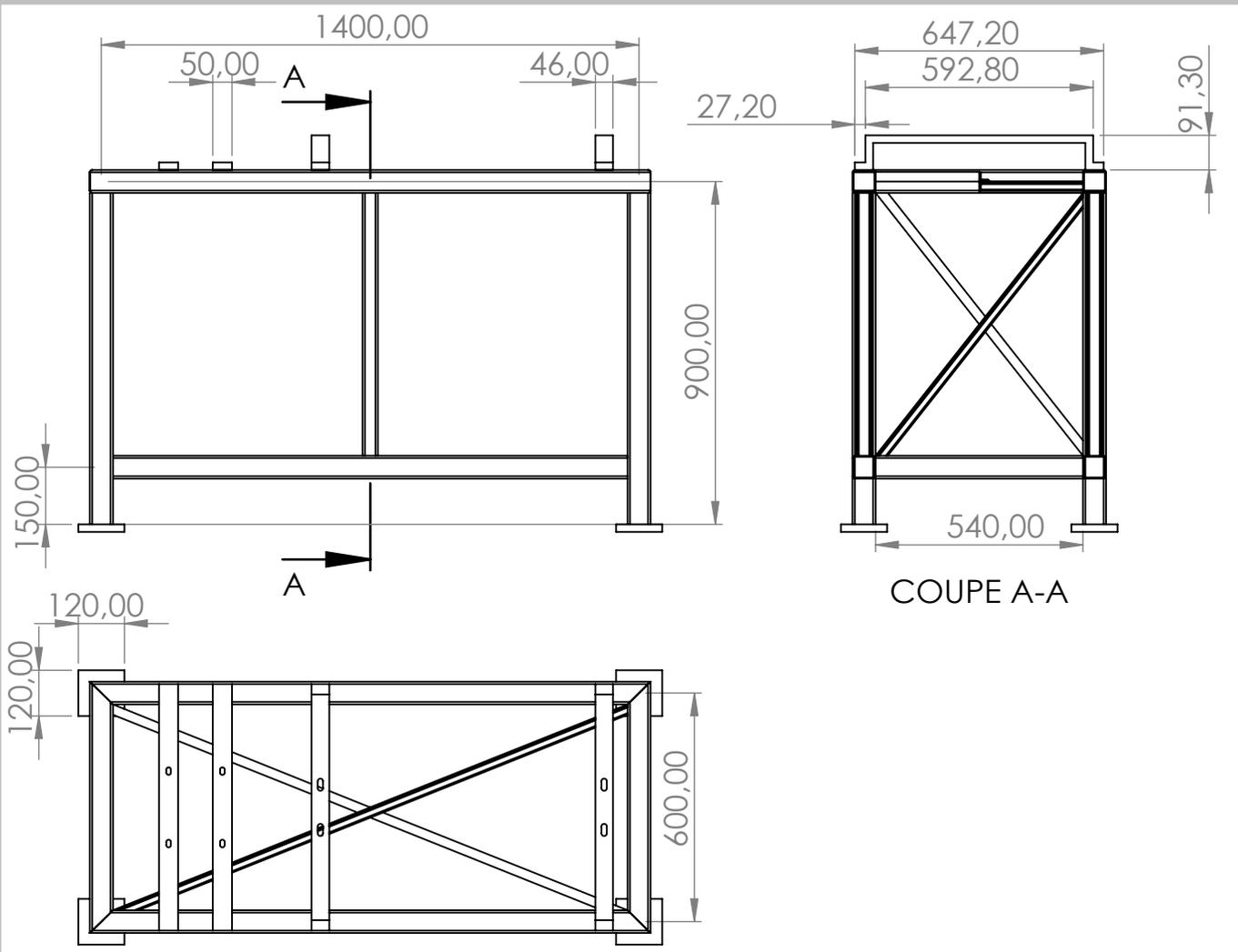
Format A4

Année 2019/2020

Déssin d'Ensemble

Modèle: Banc d'Essai

Réaliser par:
- ARBAOUI
Sofiane
- SNOUSSI
Sofiane Nadir



Université M'Hamed BOUGARA - Faculté de Technologie - BOUMERDES



Echelle: 1:18

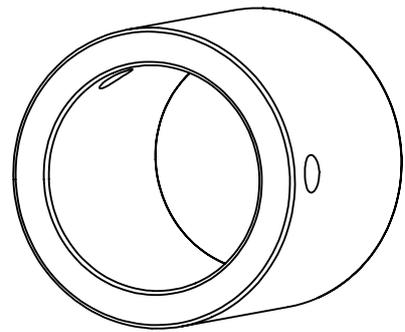
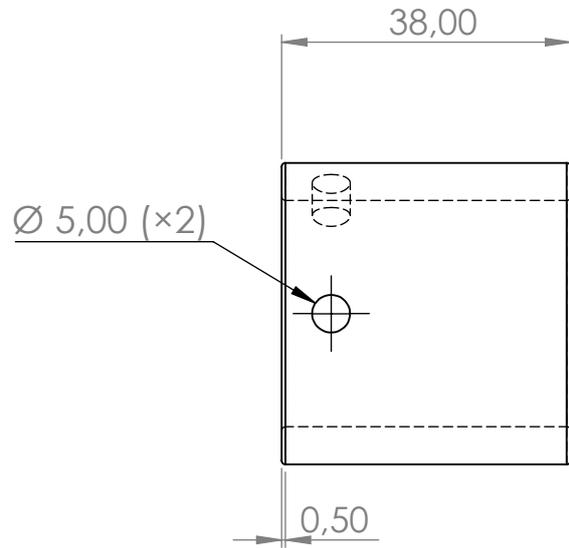
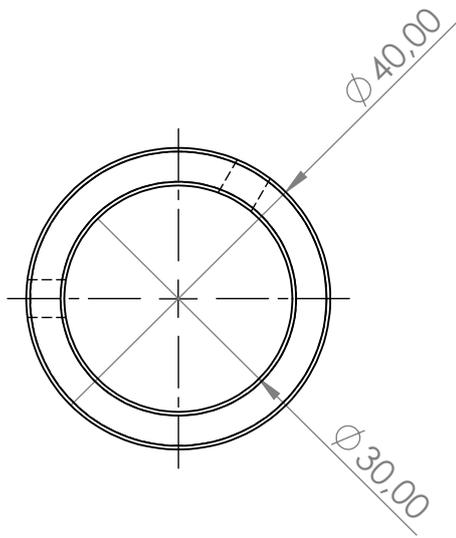
Matériaux: Acier S235

Format A4

Réalisé par:
- ARBAOUI
Sofiane
- SNOUSSI
Sofiane Nadir

Année 2019/2020

Modèle: Portique



Université M'Hamed BOUGARA - Faculté de Technologie - BOUMERDES



Echelle: 1:1

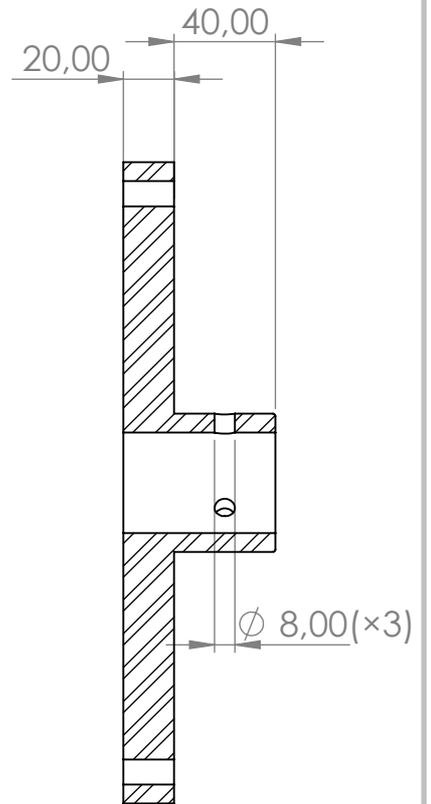
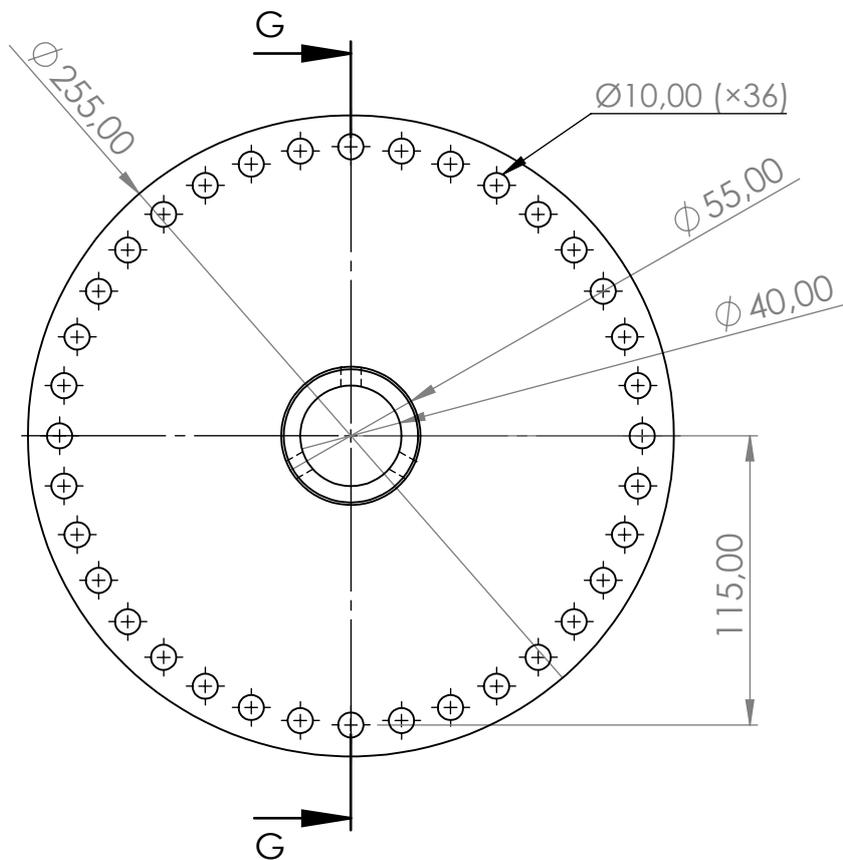
Matériaux: Acier non allié

Format A4

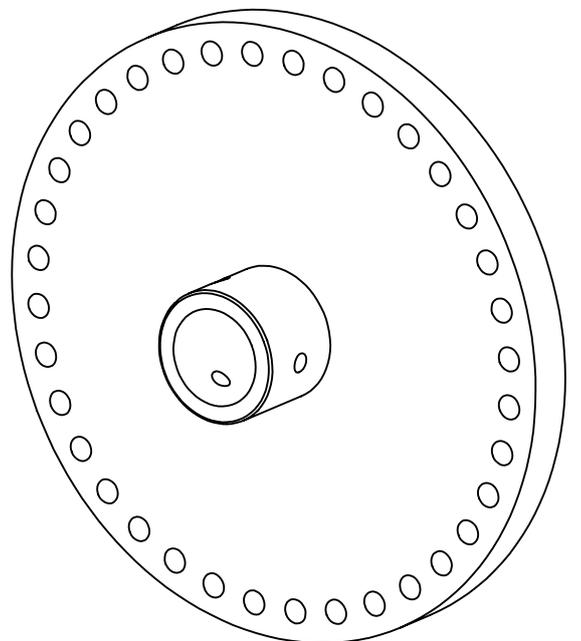
Réalisé par:
- ARBAOUI
Sofiane
- SNOUSSI
Sofiane Nadir

Année 2019/2020

Modèle: Entretoise



COUPE G-G



Université M'Hamed BOUGARA - Faculté de Technologie - BOUMERDES



Echelle: 1:3

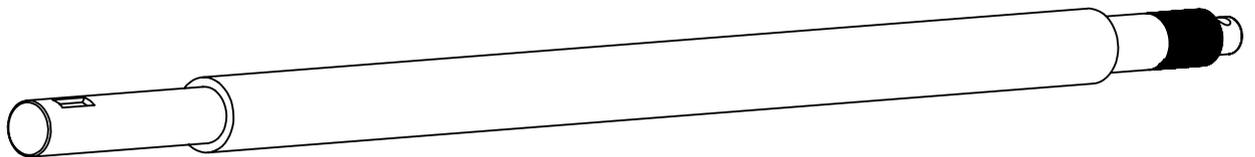
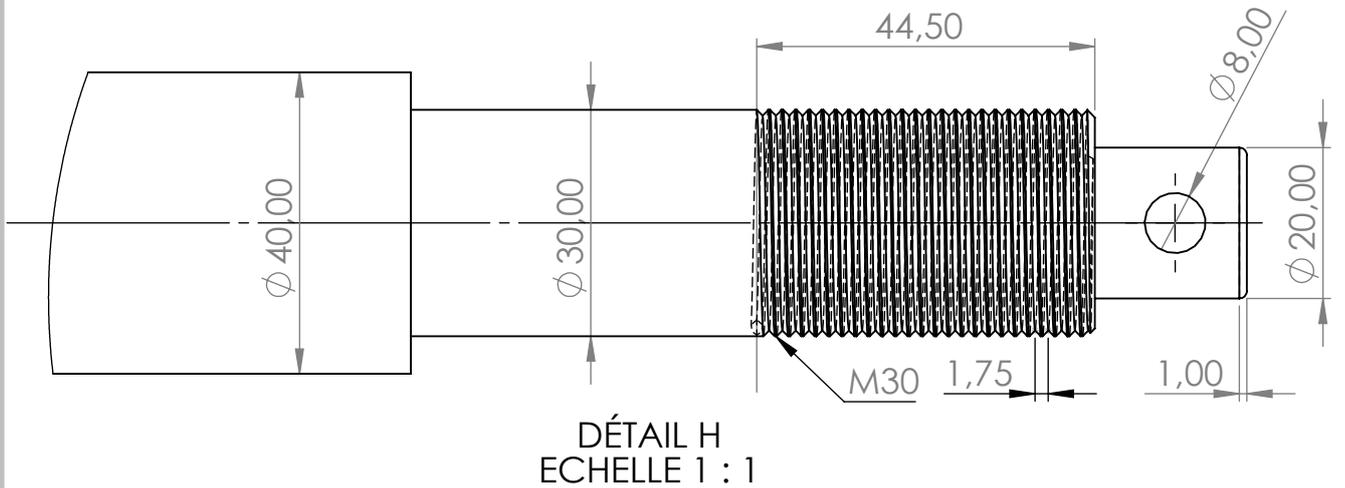
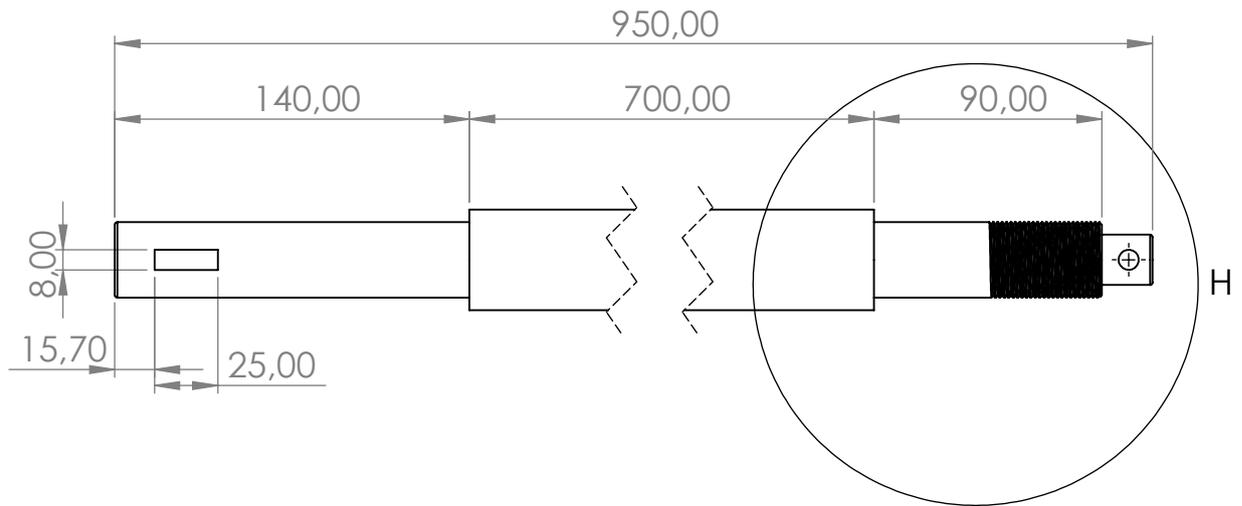
Matériaux: Acier non allié

Format A4

Réalisé par:
 - ARBAOUI
 Sofiane
 - SNOUSSI
 Sofiane Nadir

Année 2019/2020

Modèle: Disque



Université M'Hamed BOUGARA - Faculté de Technologie - BOUMERDES



Echelle: 1:3

Matériaux: Acier non allié

Format A4

Réalisé par:
- ARBAOUI
Sofiane
- SNOUSSI
Sofiane Nadir

Année 2019/2020

Modèle: Arbre

5 Calcul de résistance (RDM)

5.1 Chargement statique (Arbre, Disques)

5.1.1 Arbre

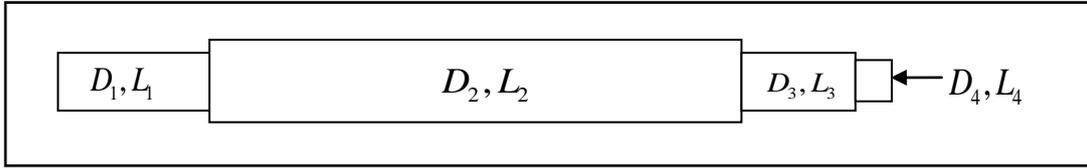


Figure II.8 Arbre (Partitions).

Donnés :

$$\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3 \quad g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$D_1 = D_3 = 30\text{mm}, \quad D_2 = 40 \text{ mm}, \quad D_4 = 20 \text{ mm}$$

$$L = 950 \text{ mm} \quad L_1 = 140 \text{ mm} \quad L_2 = 700 \text{ mm} \quad L_3 = 90 \text{ mm} \quad L_4 = 20 \text{ mm}$$

La masse de l'arbre : $M_A = \rho \times V_a$

$$M_A = \rho \times \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = \rho \times \left[\frac{\pi \cdot D_1^2 \cdot L_1}{4} + \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot L_2}{4} + \frac{\pi \cdot D_3^2 \cdot L_3}{4} + \frac{\pi \cdot D_4^2 \cdot L_4}{4} \right]$$

$$M_A = 8,17 \text{ Kg}$$

La charge de l'arbre : $q_A = \frac{M_A \cdot g}{L}$

$$q_A = 84,44 \text{ N/m}$$

5.1.2 Disques

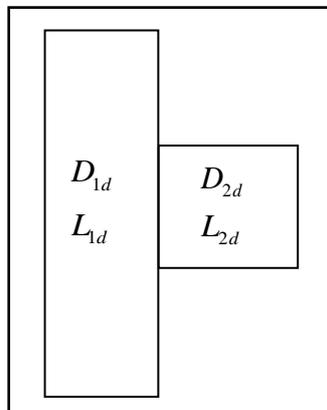


Figure II.9 Disque (Partitions).

Donnés :

$$D_{1d} = 255 \text{ mm} \quad D_{2d} = 55 \text{ mm} \quad D_m = 10 \text{ mm} \quad D_v = 8 \text{ mm}$$

$$L_{1d} = 20 \text{ mm} \quad L_{2d} = 40 \text{ mm} \quad L_m = 20 \text{ mm} \quad L_v = 7,5 \text{ mm}$$

$$N_m = 36 \text{ (voir Figure II.6)}$$

Poids du disque : $P_d = \rho \times V_d \times g$

$$V_d = V_p - V_t = \left[\frac{\pi \cdot D_{1d}^2 \cdot L_{1d}}{4} + \frac{\pi \cdot D_{2d}^2 \cdot L_{2d}}{4} \right] - \left[36 \cdot \frac{\pi \cdot D_m^2 \cdot L_m}{4} + 3 \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2 \cdot L_v}{4} + \frac{\pi \cdot D_A^2 \cdot L_A}{4} \right]$$

$$V_d = 0,98 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Masse du disque : $M_d = \rho \times V_d$

$$M_d = 7.67 \text{ Kg}$$

$$P_d = 75,24 \text{ N}$$

5.2 Chargement dynamique (Arbre + Paliers + Force de balourd)

Dans cette partie, on modélise les efforts appliqués au rotor en tenant compte de son propre poids et les forces de balourds sur les deux disques, de ce fait on calcule les réactions aux paliers R_{p1} et R_{p2} .

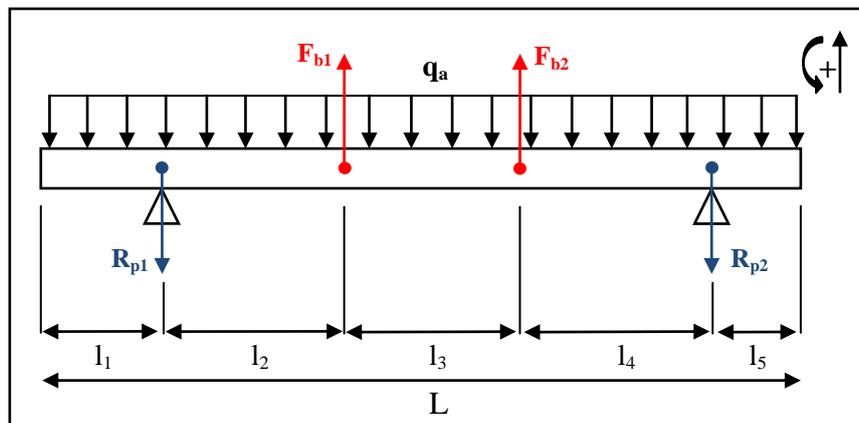


Figure II.10 Modélisation des charges sur le rotor.

Donnés :

$$m_{b1} = m_{b2} = 200 \text{ g} \quad e = 115 \text{ mm} \quad q_a = 84.44 \text{ N/m} \quad M_p = 0,6 \text{ Kg}$$

$$\Omega = 157 \text{ rad/s} \quad (N = 1500 \text{ tr/mn})$$

$$L = 950 \text{ mm} \quad l_1 = 140 \text{ mm} \quad l_2 = l_3 = l_4 = 233.33 \text{ mm} \quad l_5 = 110 \text{ mm}$$

Calcul de la force de balourd F_b :

$$F_b = m_b \cdot \Omega^2 \cdot e \cdot (\sin \Omega t)$$

La force de balourd max étant l'amplitude :

$$\| F_b \| = m_b \cdot \Omega^2 \cdot e$$

$$\| F_b \| = 566,92 \text{ N} \quad \text{Avec } (F_b = F_{b_1} = F_{b_2})$$

Calcul des réactions aux paliers R_{p1} et R_{p2} :

$$\sum F_{ext} = 0$$

$$-q_a \cdot L - R_{p1} - R_{p2} + F_{b_1} + F_{b_2} = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$\sum M_{F_{ext}} = 0$$

$$-q_a \cdot \left(\frac{L^2}{2}\right) - R_{p1} \cdot 0 - R_{p2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{b_1} \cdot l_2 + F_{b_2} \cdot (l_2 + l_3) = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$R_{p2} = 512,47 \text{ N}$$

On remplace R_{p2} dans (1)

$$R_{p1} = 541,15 \text{ N}$$

5.3 Clavette arbre

Données :

$$L_c = 25 \text{ mm} \quad b = 7 \text{ mm} \quad h = 8 \text{ mm} \quad D_1 = 30 \text{ mm}$$

$$s = 1,5 \quad R_{eg} = 220 \text{ N/mm}^2 \quad P_{adm} = 80 \text{ MPa}$$

5.3.1 Cisaillement de la clavette

Dans cette partie, on calcule la résistance de la clavette au cisaillement.



Figure II.11 : Clavette (Vue de dessus).

$$\tau = \frac{F_{cis}}{S_{cis}}$$

$$F_{cis} = \frac{2 \cdot C}{D}$$

$$S_{cis} = b \times L_c$$

$$C = \frac{P}{W} \text{ Avec } W = \frac{\pi \cdot N}{30}$$

$$C = 14,01 \text{ N/m}$$

$$F_{cis} = 934 \text{ N}$$

$$\tau = 5,33 \text{ N/mm}^2$$

Condition de résistance

$$\tau \leq \frac{R_{eg}}{s}$$

$$5,33 \leq 146,66 \text{ (la clavette résiste au cisaillement)}$$

5.3.2 Matage de la clavette

Dans cette partie, on calcule la résistance de la clavette au matage.

$$P_{mat} = \frac{F_{mat}}{S_{mat}} \text{ Avec } F_{mat} = \frac{2 \cdot C}{D_1} \text{ et } S_{mat} = L_c \cdot \frac{h}{2}$$

$$P_{mat} = 9,34 \text{ N/mm}^2$$

Condition de non-matage

$$P_{mat} \leq P_{adm}$$

$$9,34 \leq 80 \text{ (La condition de non-matage est vérifiée).}$$

5.4 Vis Paliers (Résistance à la traction)

Dans cette partie, on calcule la résistance des vis des deux paliers à une force de traction (Force de balourd).

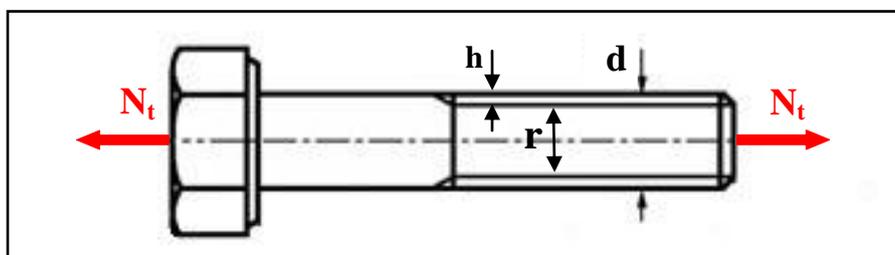


Figure II.12 Vis paliers.

Donnés :

$$d = 14 \text{ mm} \quad h = 1 \text{ mm}$$

$$R_{p1} = 514,15 \text{ N} \quad R_{p2} = 512,47 \text{ N} \quad \sigma_{\max} = 400 \text{ MPa}$$

Calcul de résistance d'une seule vis du premier palier :

$$N_{t1} = \frac{R_{p1}}{2} \rightarrow \sigma_{tr1} = \frac{N_{t1}}{S_t} \quad \text{Avec } S_t = \pi.r^2 \quad \text{et } r = \frac{14}{2} - h = 6 \text{ mm}$$

$$\sigma_{tr1} = 2,27 \text{ MPa}$$

Calcul de résistance d'une seule vis du deuxième palier :

$$N_{t2} = \frac{R_{p2}}{2} \rightarrow \sigma_{tr2} = \frac{N_{t2}}{S_t} \quad \text{Avec } S_t = \pi.r^2 \quad \text{et } r = \frac{14}{2} - h = 6 \text{ mm}$$

$$\sigma_{tr2} = 2,26 \text{ MPa}$$

Condition de résistance

$$\begin{array}{l|l} \sigma_{tr1} \leq \sigma_{\max} & \sigma_{tr2} \leq \sigma_{\max} \\ 2,27 \leq 400 & 2,26 \leq 400 \end{array}$$

(Les vis résistent aux efforts de traction)

5.5 Résistance du portique

Cette partie est une simulation de résistance du portique avec SOLIDWORKS aux cas de contraintes maximales appliquées.

Conditions aux limites

Le portique est considéré fixé sur ces quatre pieds.

Force appliqués

- Poids du moteur estimé à : $M_m = 25 \text{ Kg}$, $P_m = M_m \times g = 245,25 \text{ N}$
- Poids des deux disques : $P_{d1} = P_{d2} = 75,24 \text{ N}$.
- Poids de l'arbre : $P_A = M_A \times g = 80,14 \text{ N}$.
- Poids des deux paliers estimé à : $P_{p1} = P_{p2} = M_p \times g = 5,88 \text{ N}$.
- Forces de balourd sur les deux disques : $F_{b1} = F_{b2} = 566,92 \text{ N}$.

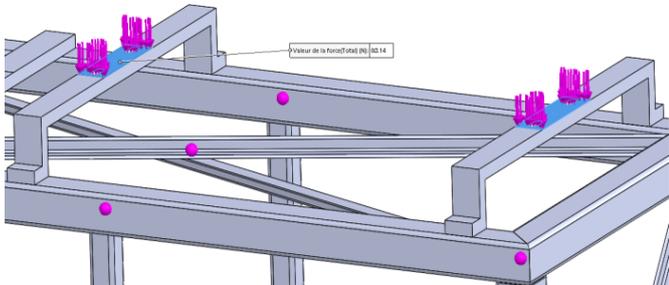
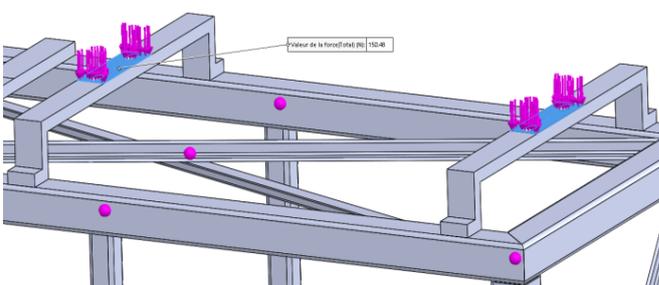
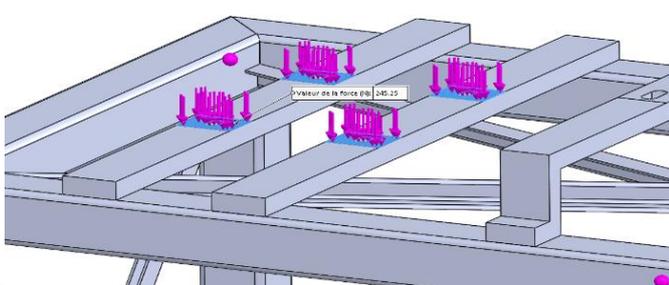
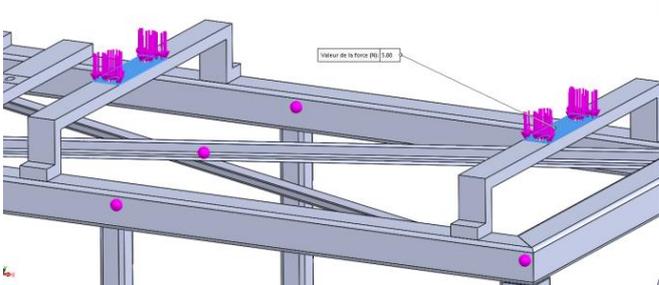
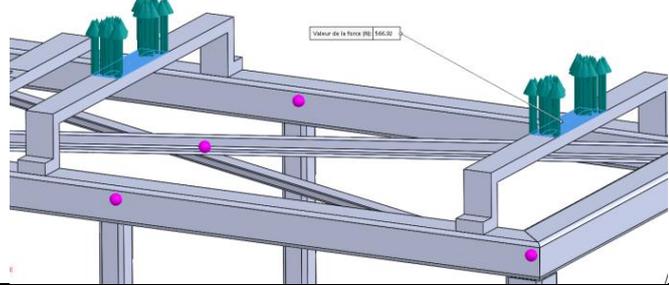
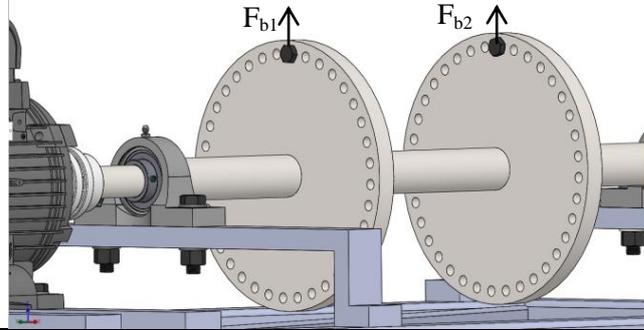
	
<p>Poids de l'arbre $P_a= 80,14 \text{ N}$</p>	<p>Poids des deux disques $P_{d1}=P_{d2}=75,24 \text{ N}$</p>
	
<p>Poids du moteur $P_m=245,25 \text{ N}$</p>	<p>Poids des Paliers : $P_{p1}=P_{p2}=5,88 \text{ N}$</p>
	
<p>Forces de balourd $F_{b1}=F_{b2}= 566,92 \text{ N}$</p>	

Tableau II.1 Modélisations des forces appliquées sur le portique.

Les résultats trouvés sont ci-dessous :

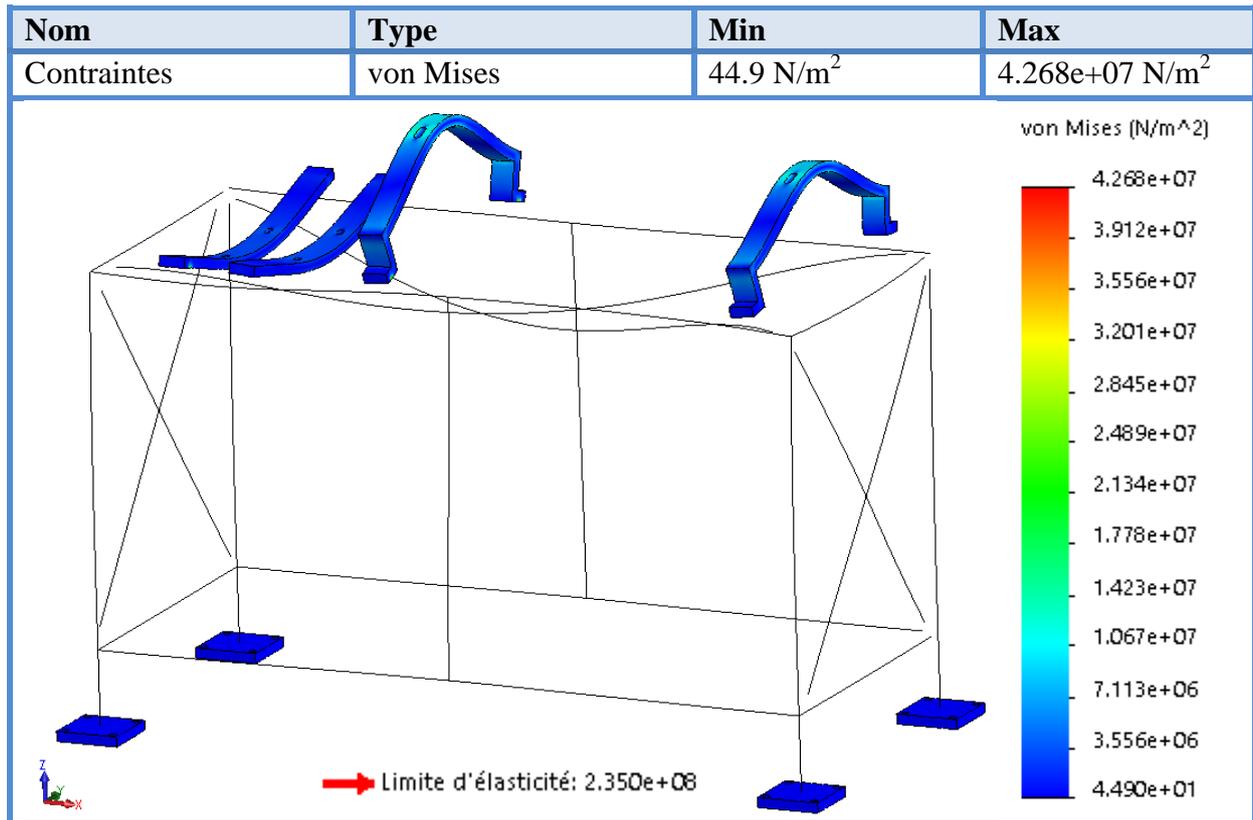


Tableau II.2 Résultats des contraintes.

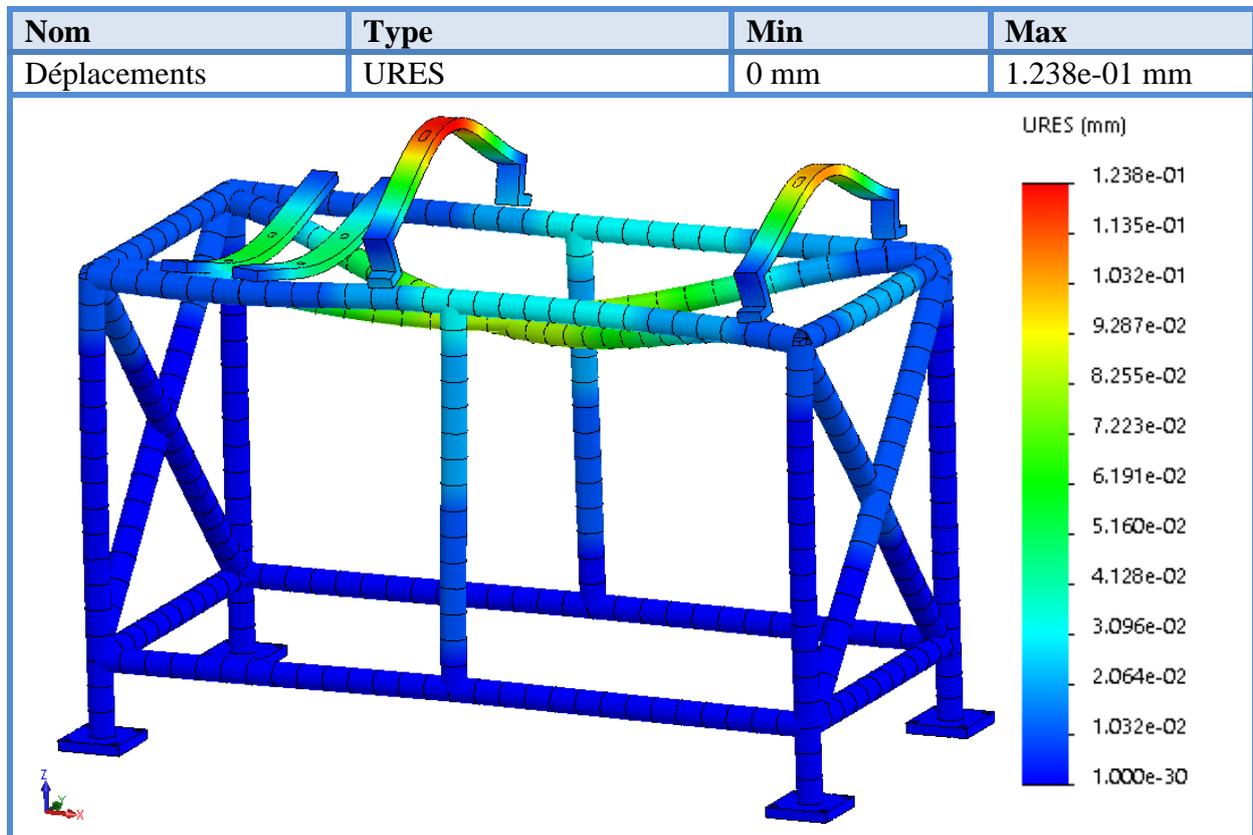


Tableau II.3 Résultats des déplacements.

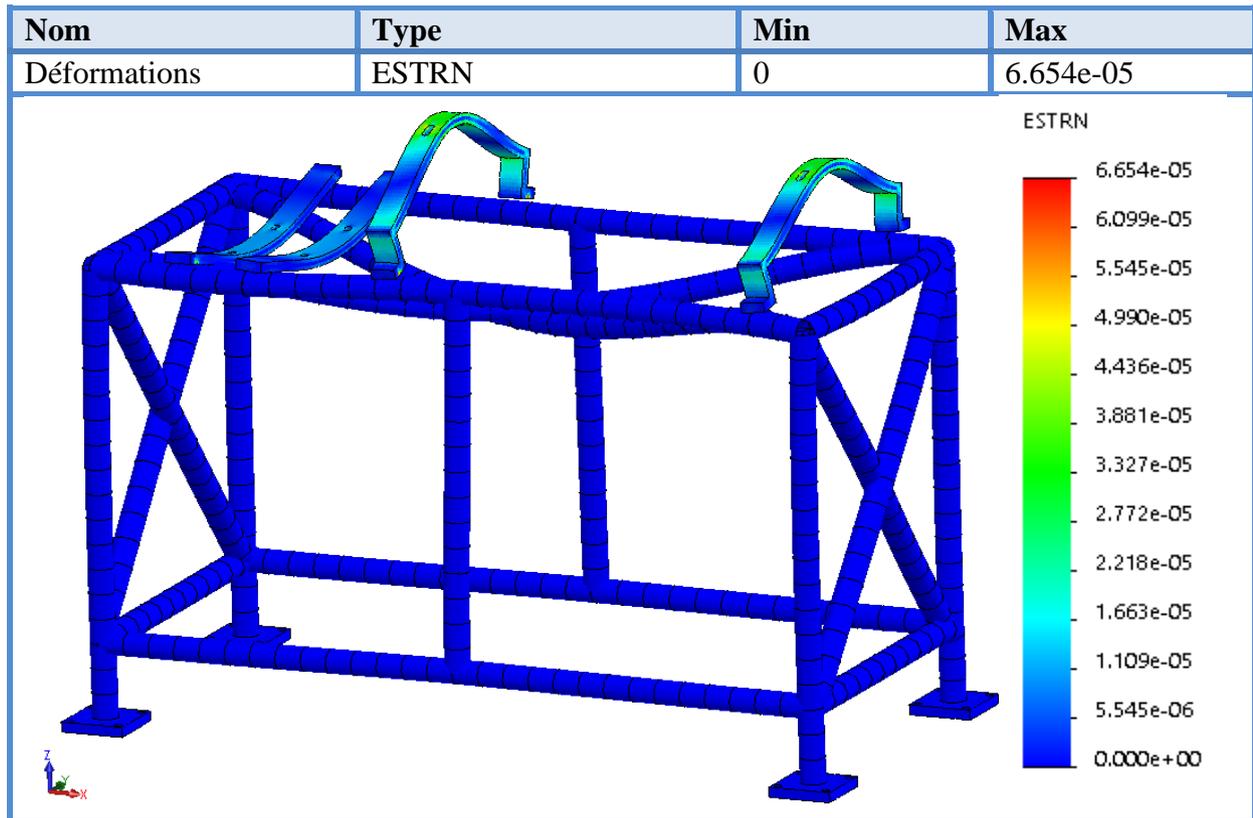


Tableau II.4 Résultats des déformations.

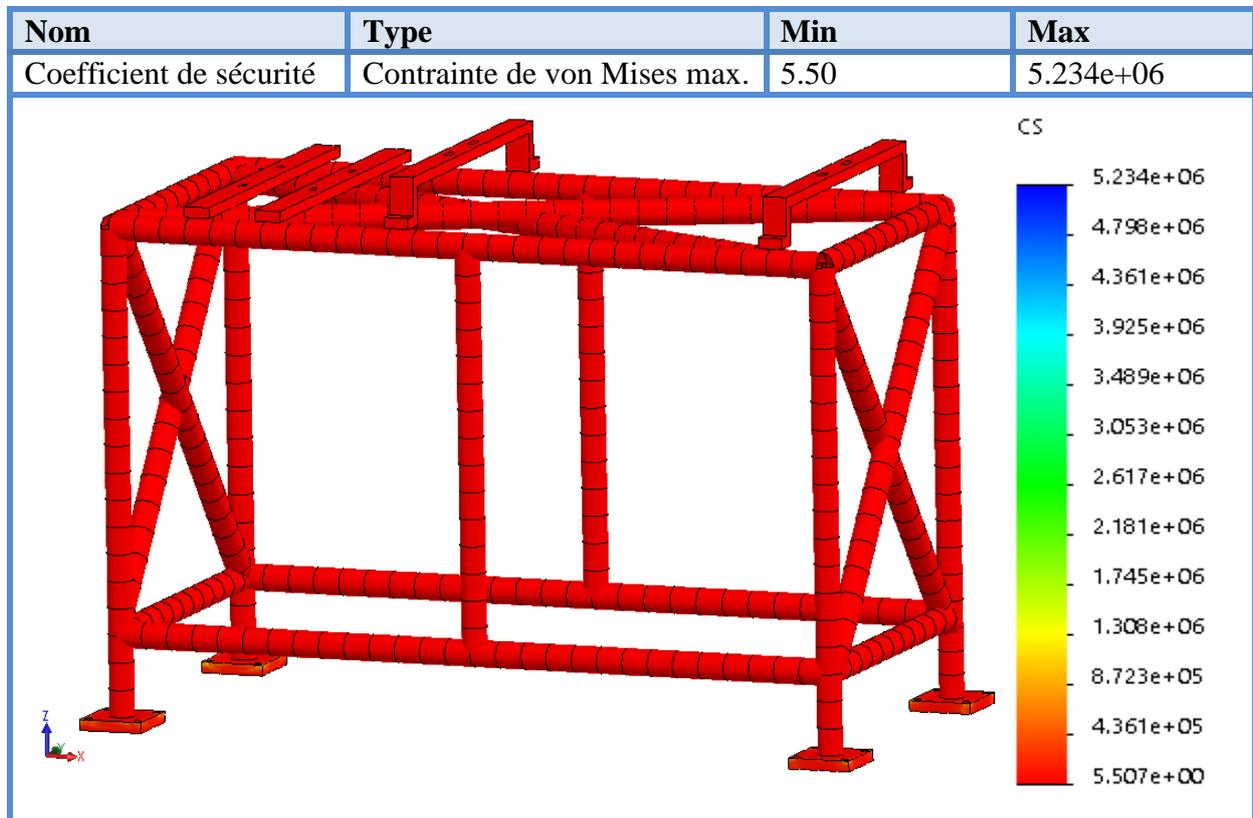


Tableau II.5 Coefficient de sécurité.

6 Conclusion

Ce chapitre présente le banc didactique d'analyse vibratoire, ses organes et les types de défauts qu'on peut simuler ou provoquer sur ce dernier ainsi que la conception de chaque organe. Nous avons évalué les efforts appliqués sur le portique et nous les avons simulés sous « SOLIDWORKS simulations ».

Le résultat trouvé montre que le coefficient de sécurité est supérieur à 1 ($CS=5,50$), ce qui signifie que la structure résiste parfaitement aux contraintes appliqués.

CHAPITRE III
MODÉLISATION DU
COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE
L'ARBRE AVEC ANSYS

1 Introduction

Les arbres ou rotors des machines tournantes sont, dans une première étape, dimensionnés à partir de la résistance des matériaux où il s'agit d'avoir des dimensions minimales pouvant supporter des charges nominales. L'étude dynamique vibratoire est ensuite effectuée.

Une compréhension complète du comportement vibratoire des rotors est nécessaire pour trouver les moyens d'éviter, de réduire ou de supprimer les vibrations provoquées par des causes multiples.

Le problème principal dans l'étude dynamique des arbres et rotors est la détermination des vitesses critiques. Le concept de ces dernières est montré à l'aide du modèle simple De Laval Jeffcott où une excentricité du centre de gravité cause la déflexion élastique qui dépend de la vitesse de rotation. Si sa déformation est négligeable pour des vitesses dans la gamme d'opération on dit qu'il est rigide. Par contre, s'il se déforme appréciablement à certaines vitesses de la gamme d'opération on dit qu'il est flexible.

L'une des causes des vibrations de flexion est l'excentricité du centre de gravité qu'on appelle le balourd. Avec ce dernier, on a une distribution de déséquilibre tout le long de l'arbre ou le rotor. Généralement, il y a aussi des vibrations de torsions qui peuvent concerner le comportement dynamique de tels systèmes, mais pour ce travail on s'intéresse principalement aux problèmes directs des vibrations de flexion.

2 Constitution des rotors

2.1 Définition

Par définition, un rotor est un élément tournant autour d'un axe fixe. Le champ d'application des rotors est vaste, nous les trouvons dans les machines tournantes industrielles qui constituent des structures assez complexes à analyser. Le rôle principal des rotors est de transformer un mode d'énergie selon les applications auxquelles ils sont destinés (l'aéronautique, l'industrie pétrolière, centrale électrique et hydraulique, l'industrie électronique et pharmaceutique, ...etc.), ils sont souvent composés de plusieurs tronçons et soumis à des sollicitations d'origines diverses. Les différents organes intervenant dans une machine tournante sont classés comme suit :

- Les arbres (éléments principaux des machines tournantes).
- Les éléments de support et de positionnement (paliers hydrauliques, paliers à roulements, paliers magnétiques, ...etc.).

- Les éléments de transmission de mouvement (engrenages, courroies, joints d'accouplement, embrayages, ...etc.).
- Les éléments fonctionnels (roues aubages, broches, hélices,.. etc.)

2.2 Caractéristiques des éléments d'un rotor

Les éléments du rotor (arbres, disque, support, palier, ..) (Figure III.1) dont les caractéristiques mécaniques et géométriques, ont des influences directes sur le comportement dynamique global du rotor, suivant le phénomène envisagé. Le changement de ces caractéristiques engendre dans la plus part des cas des forces non linéaire qui influent directement sur les équations dynamiques du système (rendre le système non linéaire). Nous traitons quelques caractéristiques des éléments de rotor suivants les recherches qui ont été envisagées.

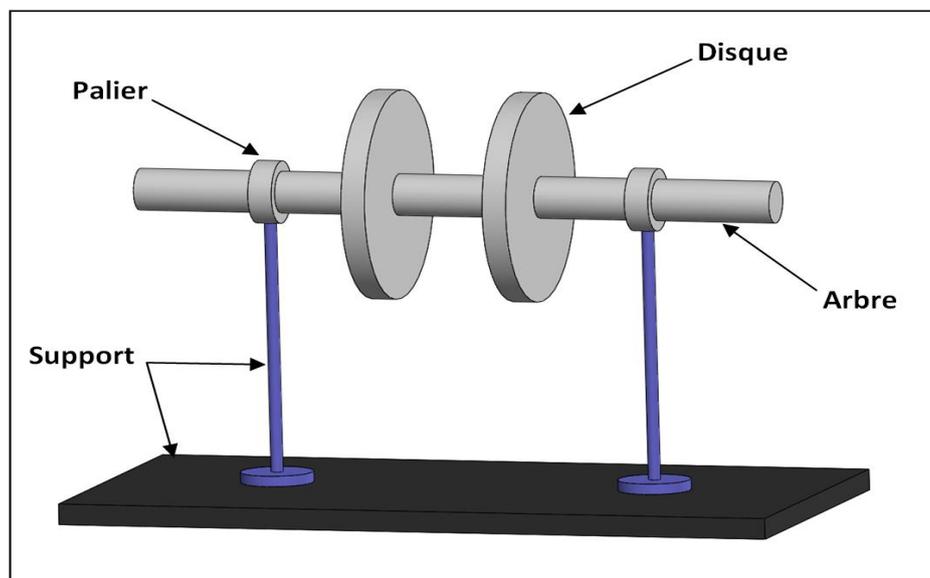


Figure III.1 Les organes d'un rotor.

2.3 Classifications des rotors

2.3.1 Selon le paramètre géométrique

2.3.1.1 Modèle usuel à arbre long

Les dimensions de l'arbre sont plus grandes à celui de disque. Il est bien adapté pour modéliser les rotors des différentes machines tournantes industrielles (turbine, générateur, ...etc.). La majorité des travaux de recherche concernant l'étude de comportement vibratoire et dynamique des machines industrielles sont focalisées sur ce modèle.

2.3.1.2 Modèle de disque rotor

Les dimensions du disque sont plus grandes à celles de l'arbre. Ce modèle est bien adapté pour étudier le comportement dynamique de quelques machines industrielle par exemple, un disque dur d'un ordinateur, micro turbine, turbine hydraulique...etc.

2.3.1.3 Modèle de rotor aubagé

Ce modèle est bien adapté pour étudier le comportement vibratoire de quelques rotors ayant une structure aubagée (hélicoptère, aérogénérateur, fan de turboréacteur, soufflerie industrielle...etc.). L'étude du comportement dynamique de ce modèle reste assez compliquée, car le mode vibratoire du rotor est liée aux différents phénomènes combinatoires (aérodynamique, aéroélasticité, hydrodynamique...etc.).

2.3.1.4 Modèle de rotor libre

Ce modèle de rotor est caractérisé par l'absence des suspensions (paliers, support). Il a attiré l'attention des chercheurs dans les dernières années pour développer et étudier le comportement dynamique des projectiles, satellites géostationnaires.

2.3.2 Selon les paramètres mécaniques

2.3.2.1 Modèle de rotor rigide

Un rotor peut être considéré comme rigide lorsqu'il tourne à des vitesses sensiblement inférieures à la vitesse critiques associées à la flexion de l'arbre. Outre la simplicité du modèle découlant d'une telle hypothèse, la réalisation de calculs pour un rotor rigide est intéressante d'un point de vue de dimensionnement de bâti.

En effet, puisque les éléments tournants ne se déforment pas, la charge dynamique est entièrement transmise au palier.

2.3.2.2 Modèle de rotor de Jeffcott [27]

C'est un modèle simple utilise pour étudier le comportement dynamique en flexion des rotors industriels, la configuration de ce modèle est caractérisée par des points matériels attachés dans un arbre non massique dans le but de négliger les effets gyroscopique. Ce modèle est très souvent utilisé par les chercheurs dans un but phénoménologique, car il permet une interprétation plus directe de l'influence de quelques phénomènes sur le comportement dynamique du système.

2.3.2.3 Modèle de rotor réel

La combinaison entre le modèle de rotor rigide et le modèle de rotor de Jeffcott ne représente que de manière très approximative la dynamique d'un rotor réel, c'est le modèle de rotor flexible quand il tourne avec des vitesses supérieures à la première vitesse critique en flexion.

2.3.2.4 Modèle de rotor flexible

Un rotor est généralement considéré comme étant souple ou flexible quand il fonctionne à proximité ou au-dessus de sa fréquence naturelle (vitesse critique). La règle de base est de considérer un rotor flexible s'il fonctionne à 70% de la 1ère critique ou plus rapide. Si l'arbre commence à se déformer sensiblement au début de la plage des vitesses de fonctionnement, il est appelé un rotor flexible.

2.4 Dynamique des rotors

La dynamique des rotors est l'étude de la dynamique et de la stabilité du mouvement des machines tournantes. Elle joue un rôle important dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes. Au fur et à mesure que la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil, sa vitesse critique. Cette évolution provoque souvent un déséquilibre de la structure tournante.

Si l'ampleur de la vibration à ces vitesses critiques devient excessive, une défaillance catastrophique peut se produire, et peut également développer des instabilités liées à la construction interne de la machine tournante. Pour l'ingénieur qui conçoit de grands rotors, avoir recours uniquement à de chers prototypes et tests physiques est un véritable handicap.

2.4.1 Objectif de l'analyse dynamique des rotors

Lors de la conception, l'exploitation et la maintenance des machines tournantes, l'analyse dynamique des rotors peut aider à atteindre les objectifs suivants:

- Prédire les vitesses critiques. Vitesses auxquelles les vibrations dues au déséquilibre du rotor sont maximales. Elles peuvent être calculées à partir de données de conception, de manière à les éviter en fonctionnement normal de la machine.
- Déterminer les modifications de conception pour changer les vitesses critiques.
- Prédire les fréquences propres de vibration en torsion, flexion et couplage. Cet objectif s'applique généralement au système de chaîne de transmission dans lequel la machine est utilisée.
- Calculer les valeurs et les positions des masses du balourd de correction, dans une opération d'équilibrage, à partir des données de vibration mesurées.

- Prédire des vitesses et des fréquences de vibration de seuil d'instabilité dynamique.
- Déterminer les modifications de conception pour supprimer les instabilités dynamiques.

2.4.2 Modes et vitesses critiques des rotors des machines tournantes

Parmi les phénomènes classiquement observés en dynamique des rotors, on a la notion de vitesse critique. La notion de vitesse critique remonte à la fin du XVIIIe siècle lors d'essais expérimentaux réalisés par Dunkerley, il définit alors la vitesse critique comme la vitesse à la résonance d'une structure élastique où les vibrations de la machine atteignent des niveaux élevés. Aujourd'hui le concept de vitesse critique a évolué et se rattache d'un point de vue théorique à la notion de valeurs propres du système tournant, la vitesse critique correspond à la vitesse où l'excitation par balourd coïncide avec une des fréquences propres du système. Il est connu que les modes propres d'un système conservatif en rotation sont des modes complexes deux à deux conjugués à pulsations propres purement imaginaires. Cela est dû aux effets gyroscopiques induits par la rotation, qui couplent les déplacements horizontaux et verticaux [28]. Ils peuvent cependant être associés pour obtenir des modes réels qualifiés soit de direct, soit de rétrograde, suivant que le mouvement de précession qui leur est associé est dans un sens identique ou contraire au mouvement de rotation. Le point essentiel est la dépendance de leur fréquence propre en fonction de la vitesse de rotation. Le graphique représentant l'évolution de celles-ci en fonction de la vitesse de rotation s'appelle le Diagramme de Campbell. [29]

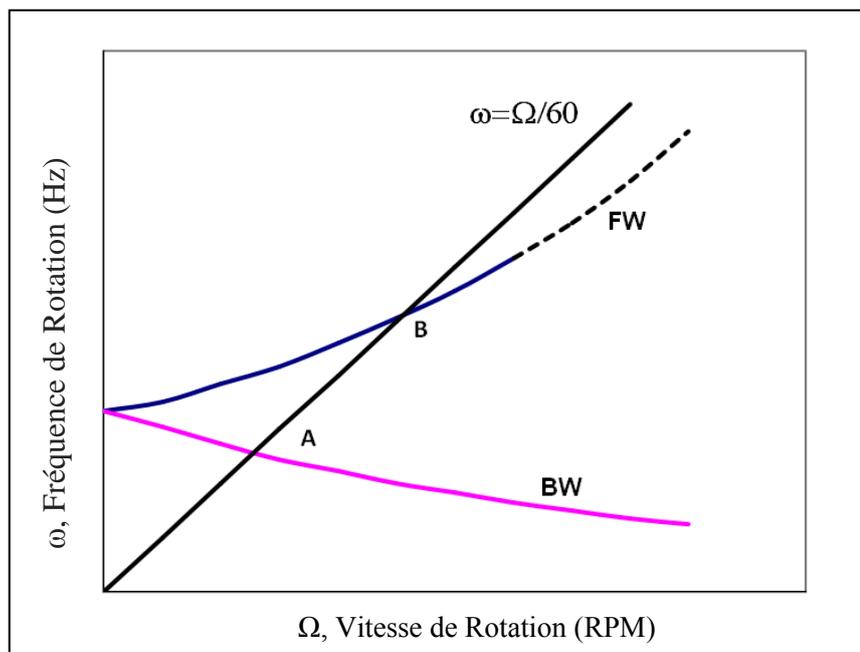


Figure III.2 Diagramme de Campbell.

Le diagramme d'un arbre seul est représenté ci-dessus. La courbe rose représente le mode « rotation inverse » (BW), et la courbe bleue le mode « rotation directe » (FW) : elles divergent à mesure que la pulsation augmente. Lorsque les pulsations propres sont égales à la pulsation de l'arbre Ω , aux points d'intersections A et B, l'amplitude des vibrations est maximum: c'est la pulsation critique. [30]

La détermination des vitesses critiques demande donc le tracé du diagramme de Campbell c'est-à-dire un calcul des modes propres à chaque vitesse de rotation (méthode de balayage en fréquence), Le temps de calcul est donc important.

2.4.3 Influence des dissymétries

Si les rotors sont souvent axisymétriques, axisymétrique en comportement, il n'en est pas de même pour les stators : la présence d'éléments associés aux carters, la fixation avec l'aile, créent des dissymétries à la fois de masse et surtout de raideur. L'influence des dissymétries en raideur des paliers sur la dynamique du rotor est importante. Tout d'abord, on note que si les raideurs transversales dans deux directions principales sont différentes, la réponse synchrone du rotor à un balourd est un mouvement de précession elliptique au lieu de circulaire. De plus, à l'arrêt, les modes propres dans les plans vertical et horizontal ont naturellement des fréquences propres distinctes. Les modes classiquement associés par paires dans le contexte axisymétrique (car identiques à vitesse de rotation nulle).

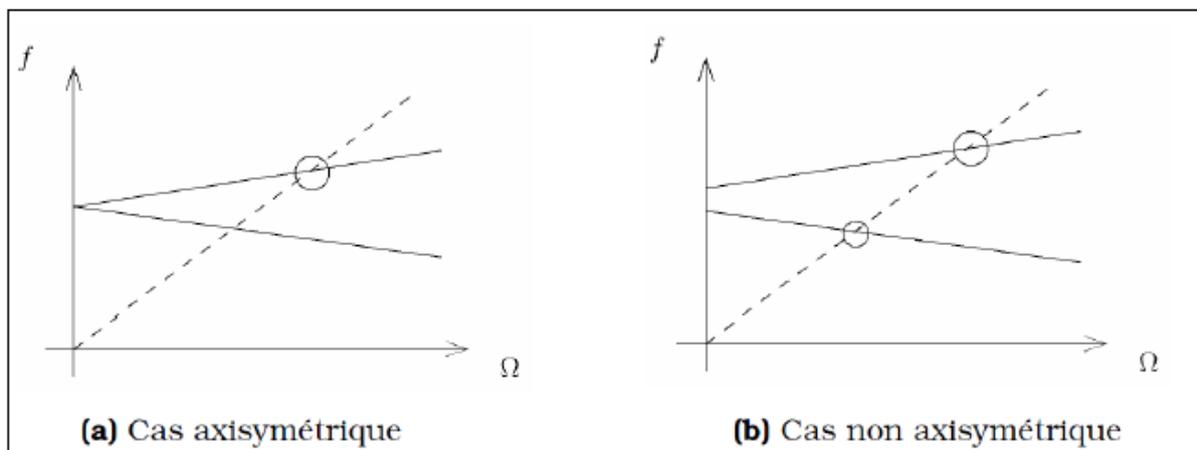


Figure III.3 Influence des dissymétries sur le diagramme de Campbell.

Il faut préciser que les dissymétries dans les rotors peuvent apparaître au cours du temps avec la fatigue. La présence de fissures transversales dans l'arbre entraîne une modification locale de raideur qui rend les caractéristiques élastiques anisotropes.

2.4.4 L'effet de l'amortissement

Si l'amortissement a toujours un rôle bénéfique sur la dynamique des systèmes non tournants, il n'en est pas de même pour les systèmes tournants. C'est pour ça que les ingénieurs ont depuis longtemps étaient conscients des effets déstabilisants induits par l'amortissement interne sur les rotors : il s'avère en effet que pour des systèmes axisymétriques le mouvement peut devenir instable à partir d'un certain seuil de vitesse de rotation, ce seuil dépend du ratio entre l'amortissement qualifié d'externe (c'est-à-dire celui introduit par les paliers, le couplage avec le fluide environnant, et l'amortissement interne, mais il est toujours supérieur à la première vitesse critique). L'instabilité est liée à la rotation propre du rotor et n'est en rien attribuable à d'éventuelles non-linéarités. Lorsque l'on exprime les forces d'amortissement internes des parties tournantes dans un repère fixe, on remarque que celles-ci se décomposent en deux termes : un terme proportionnel à la vitesse, ce sont les forces d'amortissement au sens classique, et un terme proportionnel au déplacement les forces dites circulatoires. Ces dernières sont à l'origine des phénomènes d'instabilité, car elles s'opposent aux forces d'amortissement externe. [31]

3 Présentation du logiciel ANSYS [29]

3.1 Définition

ANSYS, Inc est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. Il a été créé en 1970. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. ANSYS développe, promeut et assure le support de ses logiciels de simulation servant à prédire le comportement d'un produit dans son environnement. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés.

3.2 Principaux produits

3.2.1 ANSYS Structural

Ce produit permet d'effectuer des simulations mécaniques en calcul de structures. Ses principales capacités sont :

- L'analyse statique
- L'analyse modale
- L'analyse harmonique (réponse forcée)
- L'analyse temporelle

- La gestion de différentes situations non-linéaires (contacts, plasticité matériaux, grands déplacements ou grandes déformations).

3.2.2 ANSYS Mechanical

Ce produit dispose des mêmes capacités qu'ANSYS structural, en y ajoutant notamment un solveur thermique, avec modélisation du rayonnement.

3.2.3 ANSYS CFX et Fluent

Ces deux logiciels permettent d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides.

3.2.4 Gambit

Un logiciel de maillage édité par la société ANSYS depuis 2006 (l'éditeur historique du logiciel était la société Fluent). Ce mailleur permet de créer géométries et maillages avec un grand degré de liberté et une grande précision. Le domaine géométrique peut aussi être importé depuis un fichier CAO. Il assure également le maillage automatique de surfaces et de volumes en parallèle de l'introduction de conditions aux limites. Gambit est souvent considéré comme un mailleur de référence par les modélisateurs utilisant Fluent.

3.2.5 ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA

Ces logiciels possèdent des solveurs utilisant les formulations explicites des équations à résoudre, contrairement aux produits précédemment cités. Leur domaine d'application est réservé aux modélisations mettant en jeu des situations mécaniques aux très larges déformations.

3.2.6 ANSYS Electromagnetics et Ansoft

Ce produit permet de résoudre des modélisations mettant en jeu des phénomènes électromagnétiques.

3.2.7 ANSYS Multiphysics

Ce produit rassemble l'ensemble des capacités d'ANSYS en matière de simulation numérique implicite.

3.3 Environnements logiciels

Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

3.3.1 ANSYS classic

Première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide

d'opérations basiques. À partir de cet environnement, l'utilisateur construit directement un modèle éléments finis en utilisant le langage de script APDL (ANSYS Parametric Design Language). ANSYS classic est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.

3.3.2 ANSYS Workbench

Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plateforme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

Dans notre résolution du problème on a utilisé **ANSYS Workbench 2019**.

4 Simulation numérique du comportement dynamique du rotor

4.1 Introduction

L'étude du comportement dynamique d'un rotor en flexion consiste en la prédiction de son comportement suite à des sollicitations diverses. Cette étude repose sur une modélisation, et un des modèles souvent employés est le modèle de Jeffcott (hypothèse d'un rotor flexible).

Actuellement, l'approche par éléments finis (FEM) est la principale méthode pour l'analyse du comportement dynamique des rotors. Elle formule la dynamique du système rotor-paliers par un système d'équations différentielles du second ordre dont les solutions seront utilisées pour la conception et l'estimation.

L'application de la modélisation Eléments Finis aux rotors a été avec un grand succès. Vers les années 1970. Dans la référence Lalanne, on trouve de nombreux résultats concernant la dynamique d'un rotor flexible dont le support est fixe. Les modèles de Rayleigh Ritz et éléments finis y sont présentés

4.2 Modélisation des rotors

De façon générale, un rotor se compose des éléments suivants :

Un arbre reposant sur des paliers, et comportant un ou plusieurs disques. Les sollicitations prises en compte sont: le balourd, les déplacements imposés du support supposé rigide, et la torsion (existence du couple axial). Les hypothèses :

- Arbre déformable,
- Disque rigide,
- La vitesse de rotation peut être variable,

Pour établir les équations du mouvement, on passe par les étapes suivantes :

- Calcul des différentes énergies des composants du système (énergie cinétique (E_c) du disque, de l'arbre et du balourd, énergie de déformation de l'arbre (U), travail virtuel des forces extérieures au niveau des paliers).
- Choix d'une méthode numérique : la méthode de Rayleigh Ritz est utilisée pour l'étude des phénomènes de base. La méthode des éléments finis pour étudier les systèmes réels.
- Application des équations de Lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = F_{q_i}, \quad i = 1, N \quad (\text{III.1})$$

N : Nombre de degrés de liberté du système.

q_i : les coordonnées généralisées.

F_{q_i} : Forces généralisées.

Les équations différentielles classiques du mouvement vibratoire du rotor en flexion sont linéaires à coefficients constants et s'écrivent alors sous la forme matricielle suivante :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (\text{III.2})$$

Où :

$[M]$ Est la matrice de masse incluant les caractéristiques massiques et inertielles de composants du rotor.

[C] Est la matrice incluant les caractéristiques d'amortissement des paliers et de l'arbre ainsi que les effets gyroscopiques causés par la rotation du rotor.

[K] Est la matrice de raideur incluant les caractéristiques des paliers et de la flexibilité de l'arbre.

{ F } Est le vecteur des forces extérieures appliquées au système du rotor.

{ q }, { \dot{q} }, { \ddot{q} } Sont les vecteurs contenant les degrés de liberté et leurs dérivées d'ordre 1 et 2.

Les phénomènes de base caractéristiques de la dynamique des rotors en flexion sont:

- La stabilité dynamique,
- Les fréquences naturelles,
- Le diagramme de CAMPBELL,
- Les réponses aux effets des forces d'excitation extérieure (forces synchrones de balourd, forces asynchrones et forces harmoniques de direction fixée dans l'espace).

La recherche des valeurs propres et des vecteurs propres est une étape primordiale en dynamique des rotors classiques. Les valeurs propres contiennent les amortissements modaux ainsi que les fréquences naturelles du rotor et les vecteurs propres décrivent les formes modales en flexion (modes propres). Afin d'effectuer cette recherche, il faut étudier le rotor en mouvement libre, c'est-à-dire résoudre le système d'équations différentielles linéaires homogènes du mouvement (4.2). La résolution consiste tout d'abord à transformer le système du second ordre en un système du premier ordre, c'est-à-dire que le système est d'abord mis sous forme d'état. Il est ensuite ramené à un problème aux valeurs propres de la matrice d'état de taille double du système d'origine.

Les valeurs propres sont des couples de solutions complexes conjuguées et ont deux à deux le même module. Elles comportent les coefficients d'amortissement propres (parties réelles) et les fréquences naturelles (parties imaginaires positives et négatives) du rotor et prennent la forme suivante :

$$\lambda_i = a_i \pm j2\pi f_i \text{ Avec } j = \sqrt{-1} \quad (\text{III.3})$$

Où
$$a_i = \xi_i \frac{2\pi f_i}{\sqrt{1 - \xi_i^2}}$$

ξ_i est le $i^{\text{ème}}$ facteur d'amortissement visqueux modal et f_i la $i^{\text{ème}}$ fréquence naturelle.

Il est possible d'obtenir des valeurs propres purement réelles, ce qui correspond à des modes propres stables et non oscillants.

4.3 Simulation sur le code de calcul ANSYS

Le code de calcul ANSYS est un code très efficace qui permet de simuler le comportement dynamique des cas réels des rotors industriels. La formulation est basée sur la méthode des éléments finis, et permet de faire quatre types d'analyse dynamique :

- L'analyse modale,
- L'analyse harmonique,
- L'analyse transitoire,

Dans cette partie, on s'intéresse à l'analyse modale et l'analyse harmonique.

4.4 Caractéristiques géométriques et mécaniques du rotor

Le modèle de rotor présenté pour la simulation numérique est constitué d'un arbre en acier, supporté par deux paliers à roulements, supposés symétriques, placés aux niveaux des épaulements (Figure III.4), et deux disques, de même nature que celui de l'arbre, supposés parfaitement rigides, et fixés d'une distance l de chaque palier. Les propriétés géométriques et mécaniques des éléments du rotor sont définies comme suit :

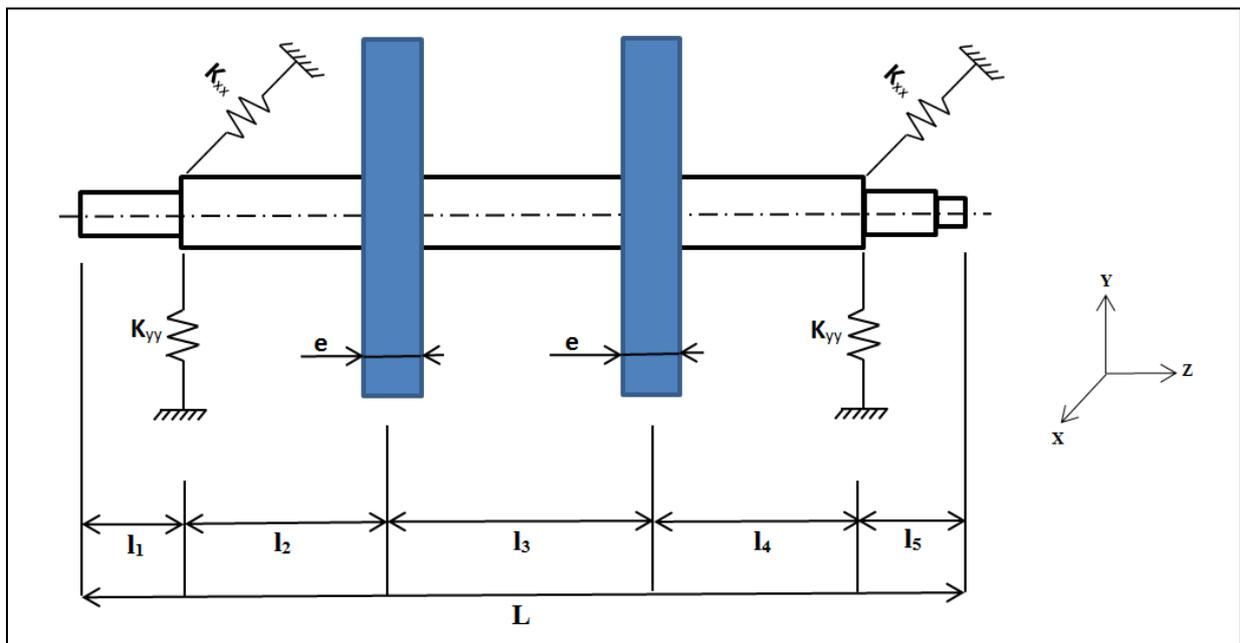


Figure III.4 Schéma du rotor étudié.

Caractéristiques géométriques du rotor	
Diamètres de l'arbre D	$0.02m - 0.03m - 0.04m$
Longueur de l'arbre L	$0.950 m$
Diamètre ext. du disque D_d	$0.255 m$
Diamètre intérieur du disque D_a	$0.04 m$
Epaisseur du disque e	$0.02 m$

Tableau III.1 Caractéristiques géométriques du rotor.

Caractéristiques mécaniques du rotor	
Masse volumique ρ	$7850 kg/m^3$
Module de Young	$200 GPa$
Coefficient de poisson ν	0.3
Raideurs des paliers $k_{xx}=k_{yy}$	$1,2 \cdot 10^7 N/m$
Amortissement des paliers $C_{xx}=C_{yy}$	$0 Ns/m$

Tableau III.2 Caractéristiques mécaniques du rotor.

4.5 Maillage des éléments du rotor

La généralisation de la géométrie de rotor dans le code de calcul ANSYS est faite par le choix des éléments de maillage correspondant à chaque élément de rotor. Pour la modélisation de l'arbre, on a utilisé un maillage hexaédrique par la méthode multizone, et pour les disques, on a laissé le mailleur automatique du logiciel.

Les éléments types choisis pour la modélisation de l'arbre et le disque contient dans la discrétisation quatre degrés de liberté pour chaque nœud, deux déplacements u et w et deux rotations suivant x et y .

Le maillage global du rotor (élément arbre, disque) représente le modèle global du rotor à éléments finis en **Figure III.5**.

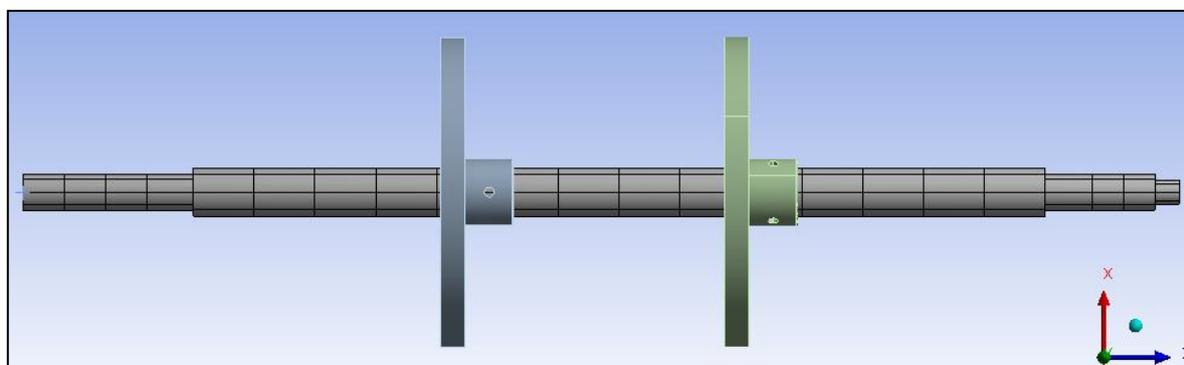


Figure III.5 Discretisation du rotor en éléments finis.

4.6 Conditions aux limites

Au niveau des paliers et l'accouplement, les déplacements et les rotations suivant l'axe Oz (vibrations axiales) sont éliminés. Et les vibrations transversales sont autorisées, puisque les paliers sont considérés rigides. Le rotor avec les conditions aux limites est représenté sur la figure suivante :

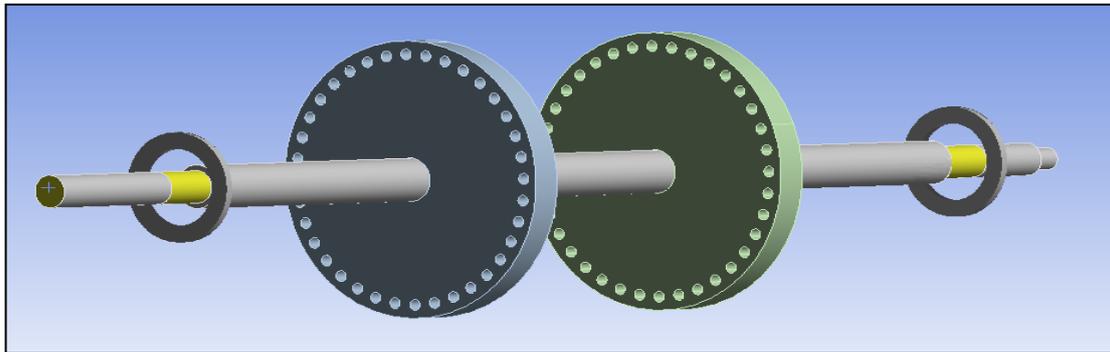


Figure III.6 Conditions aux limites.

4.7 Analyse modale

L'analyse modale consiste à déterminer les fréquences propres et les modes propres du rotor en vibrations de flexion. Les fréquences propres sont résumées dans le tableau ci-dessous. On limite les résultats aux six premiers modes.

4.7.1 Fréquences propres

Fréquences propres du rotor:

<i>N° de mode</i>	1	2	3	4	5	6
<i>Fréquence (Hz)</i>	73,783	73,845	203,74	250,87	251	375,91
<i>Au repos</i>						
<i>Fréquence (Hz)</i>	73,774	73,855	203,74	250,84	251,03	375,91
<i>A 5000 tr/min</i>						

Tableau III.3 Fréquences propres du rotor

Les fréquences propres du rotor à l'arrêt sont des grandeurs complexes; ceci est justifié par la prise en compte de l'effet gyroscopique et de l'amortissement. L'existence de parties réelles négatives signifie que les modes sont tous stables.

4.7.2 Modes propres

Les modes calculés sont complexes, dans les figures suivantes, on représente ici juste 6 modes de vibrations, dont les parties réelles.

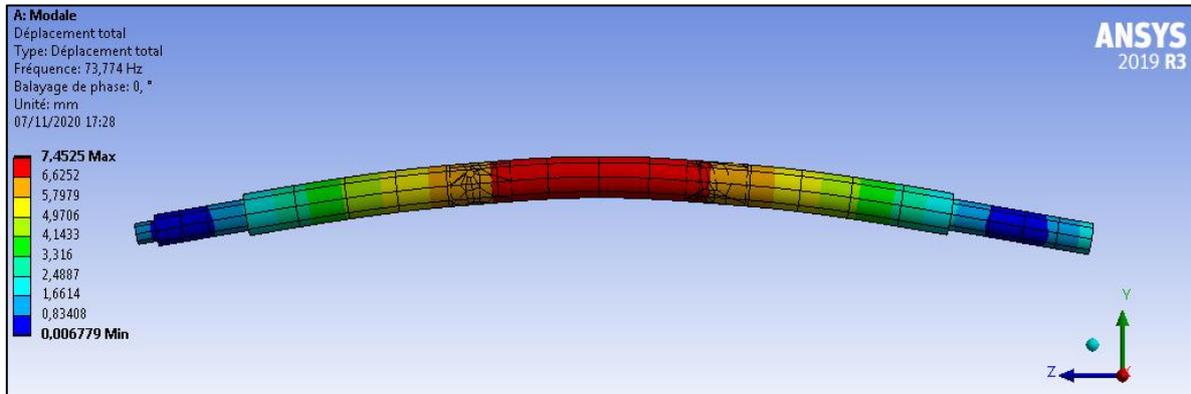


Figure III.7 Premier mode (Flexion).

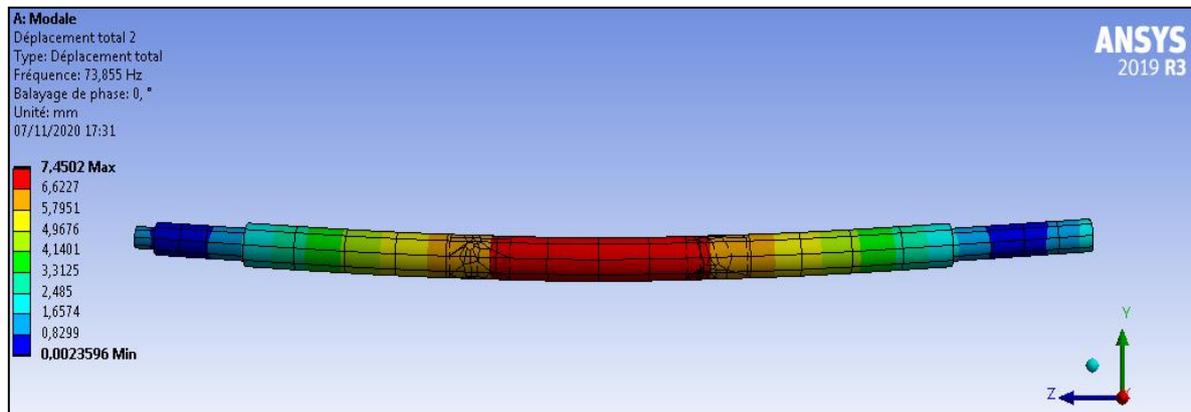


Figure III.8 Deuxième mode (Flexion).

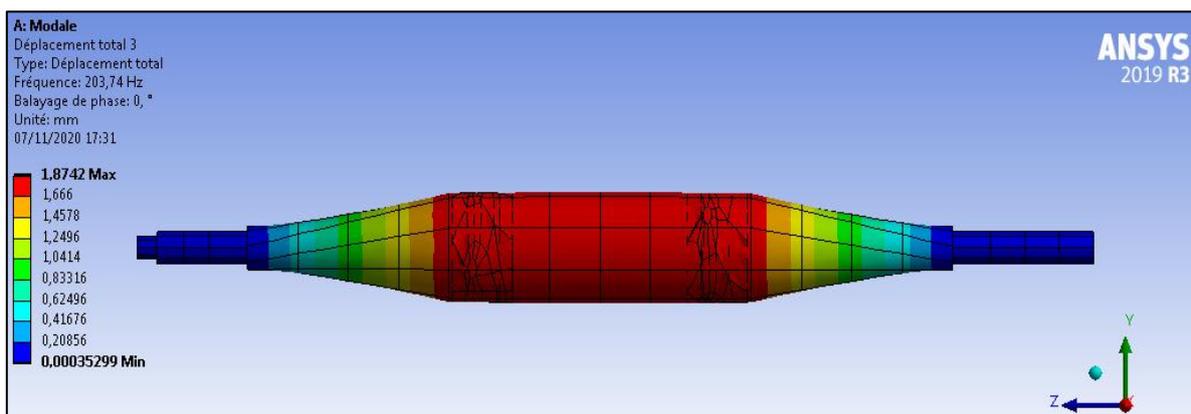


Figure III.9 Troisième mode (Torsion).

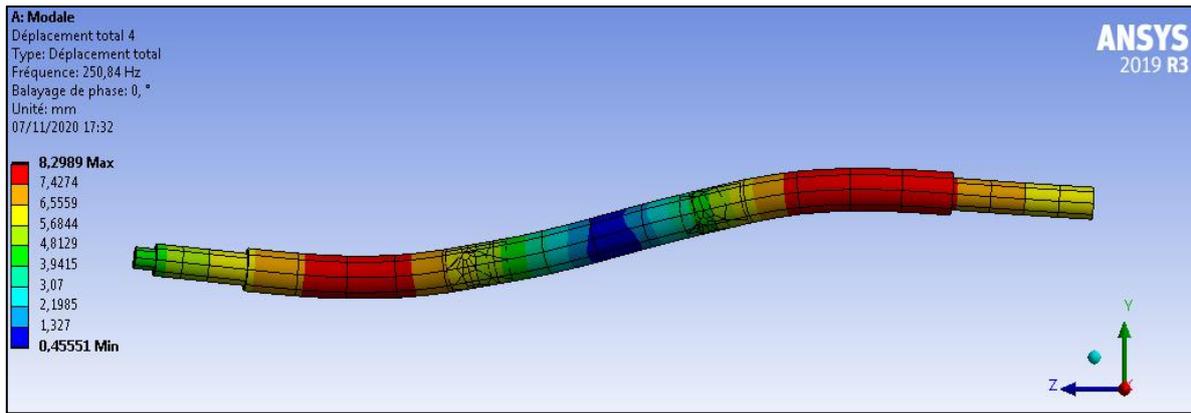


Figure III.10 Quatrième mode (Flexion).

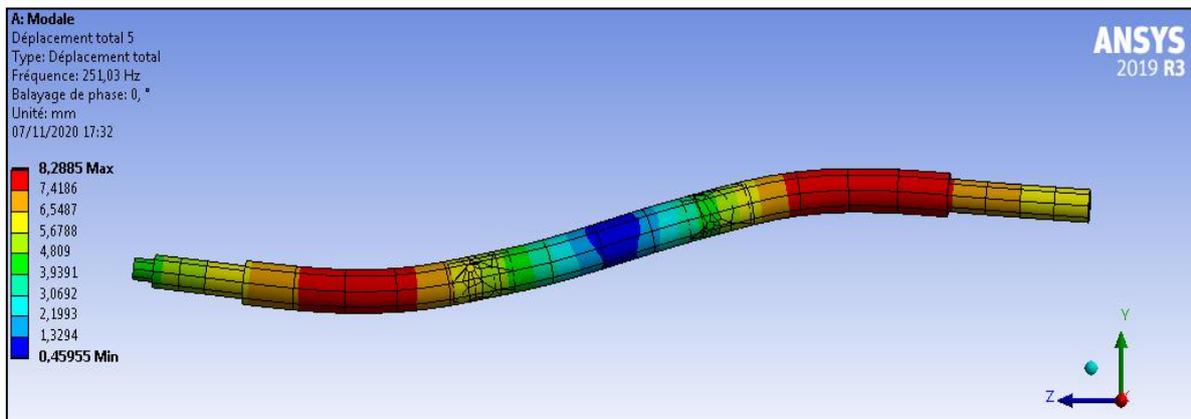


Figure III.11 Cinquième mode (Flexion).

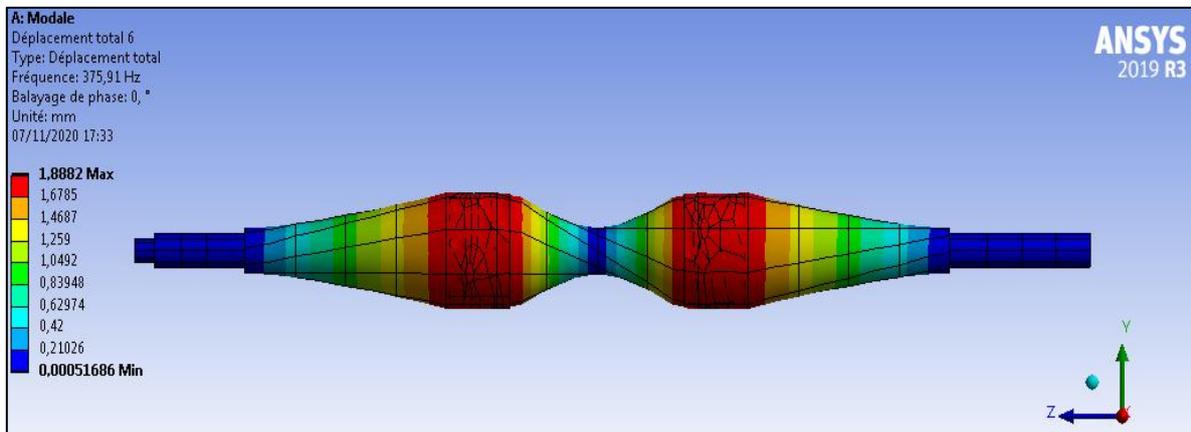


Figure III.12 Sixième mode (Torsion).

4.8 Diagramme de Campbell

Le diagramme de Campbell permet de déterminer les vitesses critiques pour divers types d'excitations. Pour une excitation synchrone, de type force de balourd, la vitesse critique est obtenue par l'intersection de la droite harmonique bissectrice avec les droites des modes de vibration du rotor. On se limite à deux modes sur le diagramme de Campbell représenté sur la figure.

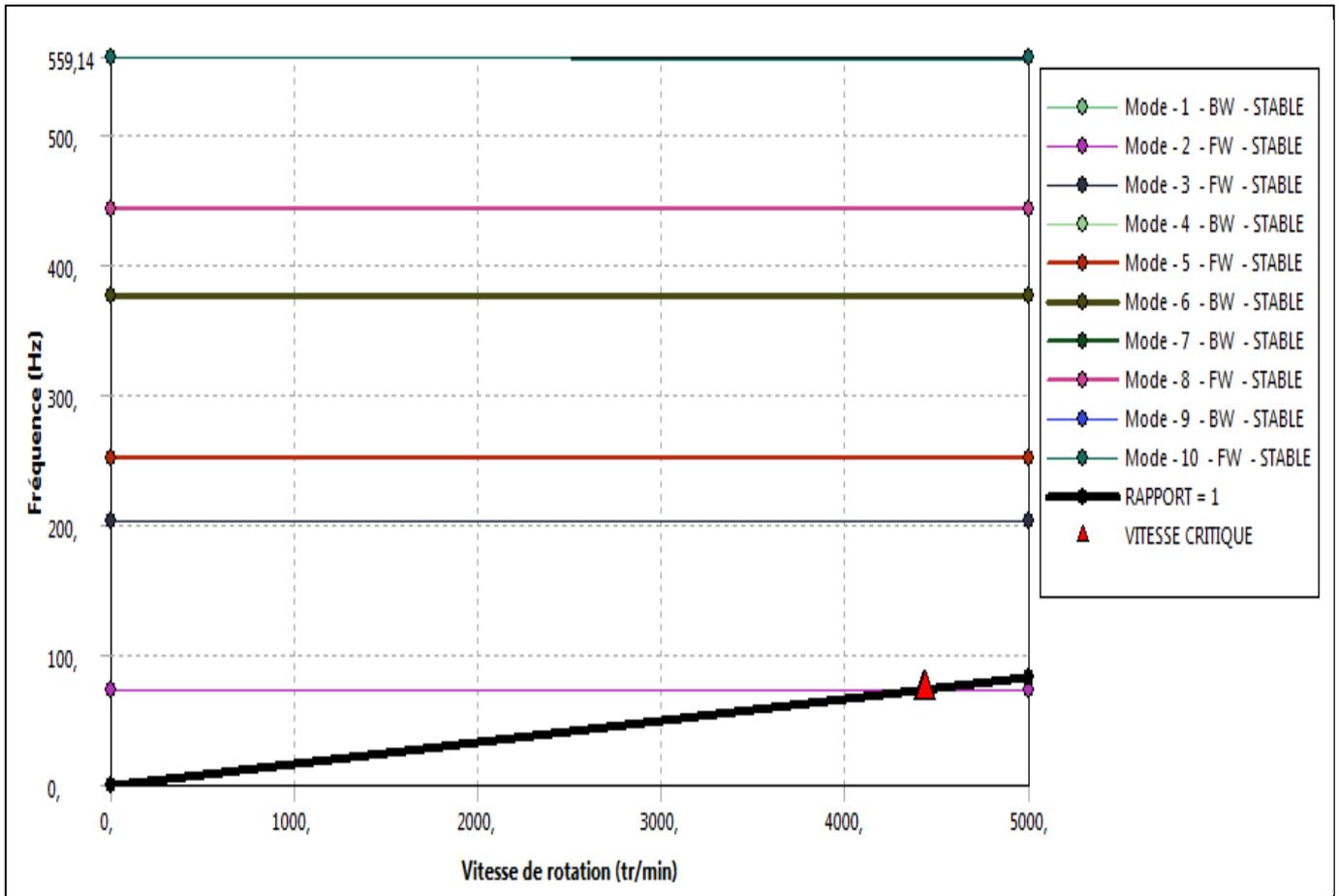


Figure III.13 Diagramme de Campbell.

L'analyse de diagramme de Campbell montre que la première vitesse critique correspond au premier mode est située à la vitesse voisine de $\Omega_{c_1} = 4426tr / min$, et la deuxième vitesse critique est situé à la vitesse de $\Omega_{c_2} = 4431tr / min$ (les deux vitesses sont presque superposées).

4.9 Analyse harmonique

L'analyse harmonique permet de prédire le comportement vibratoire du rotor soumis à une force d'excitation harmonique, synchrone ou asynchrone. Pour une excitation synchrone, on applique une force de balourd de masse égale $m = 10^{-2}$ kg, placée à une excentricité $e = 115$ mm sur un disque, sur une plage de fréquence variant de 0 à 100 Hz, puis on trace la variation d'amplitude en fonction de la fréquence de rotation, l'allure est représentée sur les figures suivantes.

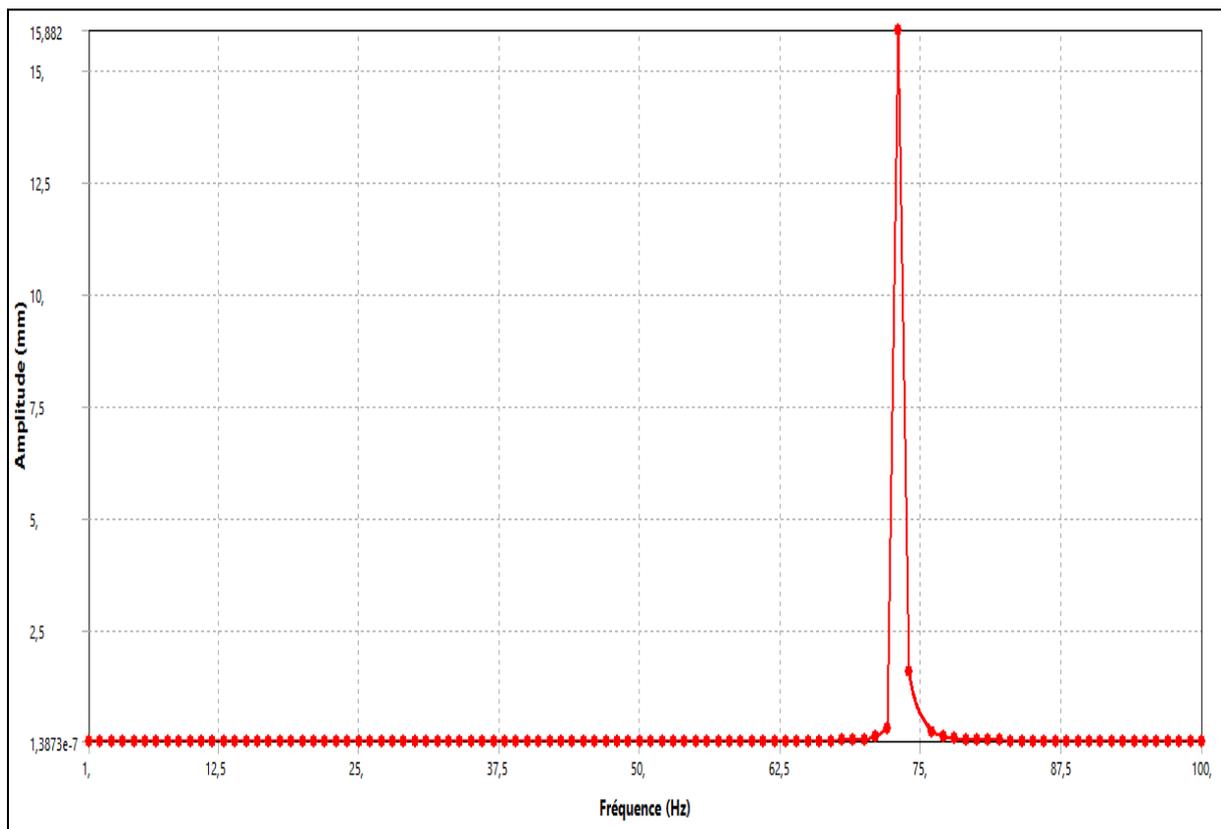


Figure III.14 Réponse fréquentielle à une excitation de type balourd, amplitude suivant x.

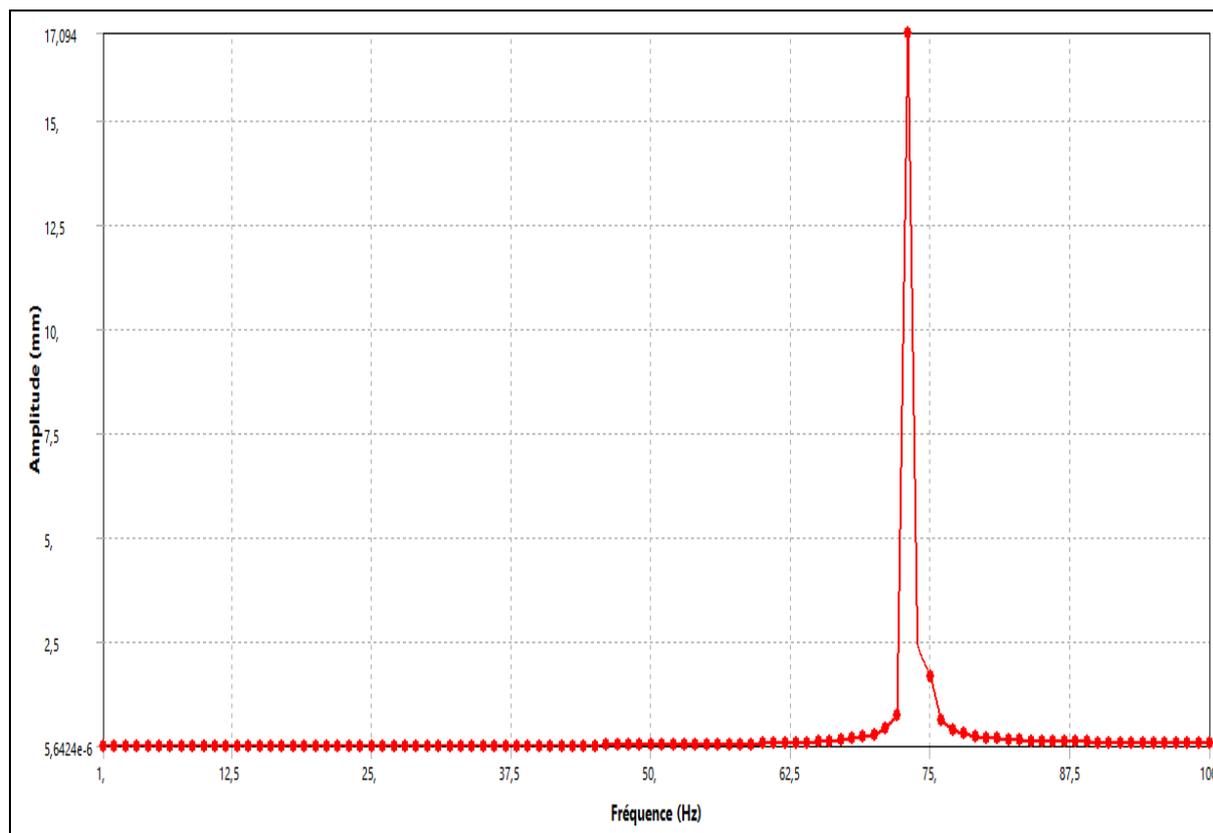


Figure III.15 Réponse fréquentielle à une excitation de type balourd, amplitude suivant y.

Les amplitudes de la réponse suivant x et y présentent des pics à la même vitesse de rotation qui correspond à la fréquence $f = 73,10 \text{ Hz}$ ($\Omega = 4426 \text{ tr/mn}$), ce qui explique que le balourd se manifeste à la vitesse critique.

5 Conclusion

Les données du rotor présenté dans cette partie est un cas d'un rotor de dispositif expérimental. L'arbre, ayant un diamètre peu important, et reposant sur des paliers à roulements, ceci lui confère le caractère d'arbre rigide, et les valeurs des fréquences propres sont relativement élevées. Le logiciel de simulation utilise la méthode des éléments finis qui est une méthode très efficace pour l'étude des systèmes réels. Les résultats de simulation obtenus à l'aide du code de calcul ANSYS permettent d'extraire les fréquences et modes propres. Nous avons aussi simulé la réponse du rotor à une excitation harmonique (de type force de balourd) et le résultat obtenu montre que les amplitudes de la réponse selon les deux directions x et y ont des amplitudes proches, et en même temps faibles puisque le rotor étudié est rigide.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le banc d'études des vibrations est un outil permettant de comprendre et analyser la maintenance préventive conditionnelle liée à l'analyse vibratoire. Sa conception est une tâche délicate. Le début de cette conception est une description vague, la fin de la conception est une description exacte de la machine. Une bonne conception permet une facilité de fabrication des éléments de la machine. Elle constitue un atout principal pour bien comprendre le rôle de l'objet conçu.

Dans cette logique que se déroulent la conception et la fabrication du banc. Nous nous sommes inspirés de modèles tirés de la littérature pour concevoir ce banc permettant de simuler et reproduire des défauts existants dans les machines tournantes industrielles, notamment : le désalignement (parallèle et angulaire), le défaut de balourd, les défauts de roulements ainsi que le jeu mécanique.

Nous avons évalué les efforts et contraintes appliqués sur les différents organes du banc à l'aide du logiciel SOLIDWORKS, et aussi à l'aide des formules de résistance des matériaux. Les résultats obtenus nous indiquent que la résistance aux contraintes appliquées est assurée. Pour le rotor, nous avons simulé son comportement dynamique sous le code de calcul ANSYS, ce qui nous a permis d'extraire les fréquences et modes propres ainsi que sa réponse à une excitation harmonique. La vitesse critique étant obtenue à l'aide du diagramme de Campbell. Cette dernière ne peut pas être observée sur ce banc, étant donné qu'elle est supérieure à la plage de la vitesse de rotation du moteur qui est de (0 à 1500 tr/min) et que le diamètre de l'arbre est assez important. Pour voir ce phénomène on conseille de réduire le diamètre de l'arbre.

Enfin, ce travail a été pour nous une occasion pour améliorer nos connaissances en matière d'étude et d'analyse des conceptions, à l'aide des logiciels Solidworks et ANSYS et d'avoir une initiation au domaine d'analyse des vibrations qui ouvre pour nous des possibilités importantes dans le secteur de la maintenance industrielle moderne.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Perspectives

L'étude réalisée dans le cadre de ce mémoire pourrait donner lieu à une amélioration future sur le plan de la conception :

- prévoir les points d'emplacement des capteurs.

Ainsi qu'à des études supplémentaires sur les points suivants :

- La réalisation du banc.
- La réalisation d'expériences afin de confirmer les valeurs calculées théoriquement.
- La réalisation d'expériences pour la caractérisation du banc du point de vue des différents défauts et fixer les principales limites d'utilisation.

**RÉFÉRENCES
BIBLIOGRAPHIQUES**

Références bibliographiques

- [1] AFNOR. Norme AFNOR X 60-010. Paris Afnor. 1990.
- [2] A. Boulenger et J. Pachaud, diagnostic vibratoire en maintenance préventive, Dunod, 1998
- [3] Muraru G., Brun-picard D., Mécanique et industries 6, 425 – 430, 2005.
- [4] BAUDOIN G. JE – Transformation de fourrier discrete-novembre2001.version0.1
- [5]: Reland BIGRET et Jaque-louis FERON « Diagnostic-maintenance disponibilité des machines tournantes » 1995.
- [6] Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L. "Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire". XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, référence 649, 2003.
- [7] Boulenger A., «Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations», Techniques de l'ingénieur, MT 9 285, 2007.
- [8] Morel J., «surveillance vibratoire et maintenance prédictive», Techniques de l'ingénieur R 6 100, 2007.
- [9]: Nabti Mohamed Tahar « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques » thème de magister université FARHAT Abas Setif, 2011.
- [10]: Bruol and kjaervibro "Méthode de la maintenance conditionnelle", société Allemagne de fabrication des appareils et logiciels de mesure vibratoire.
- [11]: TOUAFEK Ishak « Extraction d'indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : comparaison de l'EMD et des ondelettes (WT), thèse de magister, université de FARHAT AbasseSetif.
- [12]: Morel J., «surveillance vibratoire et maintenance prédictive», Techniques de l'ingénieur R 6 100, 2007.
- [13] : L.Bourgain, R.Dart, J.bourgain, machines tournantes et circuit pulsés, DUOD, bordas,paris,1988
- [14] Nélias D., Dumont M.L., Couhier F., Dudragne G., Flamand L., "Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels under EHL or Micro-EHL Conditions", ASME Journal of tribology, (paper n°97- trib-7), Vol. 120, n°2, pp 184-190, 1998.
- [15] Nelias D., "Contribution à l'étude des roulements: modélisation globale des roulements et avaries superficielles dans le contact EHD pour des surfaces réelles ou indentées", Habilitation à Diriger des Recherches INSA Lyon, 1999.
- [16] Chevalier R., «Etat de l'art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes à

EDF», RFM, 2001.

[17] COLIN G. - Les mécanismes de l'usure et du frottement. In : Traitement thermique, n° 208, 1987.

[18] Augeix D., Techniques de l'ingénieur BM5 – 145, «bruit et vibrations», 2007.

[19] Stewart R. M., —The specification and developpement of a standard for gearbox monitoring, 2nd International conference of vibration in rotating machines, p. 353-358, Cambredge 1980.

[20] Sidahmed M., Garnier C., «Détection des défauts dans les engrenages», Cetim informations, n°124, p. 71-74, 1991.

[21] Article 19 juillet 2018 Analyses des défauts sur courroie de distribution [site Web] Consulté le 12 aout 2020

<https://mraprofessionnel.com/2018/07/19/analyses-des-defauts-sur-courroie-de-distribution/>

[22] Chapelot M. (EMS) et Richard A., consultants au CETIM «surveillance des machines tournantes», guide d'achat Mesures N° 757, septembre 2003.

[23] ANALYSE VIBRATOIRE DES MACHINES TOURNANTES

www.silanus.fr/sin/formationSTI2D/ET22A-B/ET22A/Ressources/hubertfaigner.pdf

[24] Augeix D., "Analyse vibratoire des machines tournantes", Techniques de l'ingénieur, BM5 -145, 2001

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

[26] DSP-SigLab, User Guide S2022D1 / A-Programming Guide S2022D2, Spectral Dynamics Inc., 2001.

[27] Jeffcott, H.H., "The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed—the effect of want of balance", Phil. Mag., 37, 304, (1919).

[28] M. Imregun and D. J. Ewins. —Complex modes- Origins and limits. In Proceedings of the 13th IMAC, (1995).

[29] Campbell R. Théorie Générale de l'Equation de Mathieu (et de quelques autres équations essentielles de la mécanique), Paris, Masson et Cie, 1955, 277p.

[30] Cf. THOMAS GMÜR, DYNAMIQUE DES STRUCTURES: ANALYSE MODALE NUMERIQUE, PR. POLYTECHNIQUES UNIVERSITAIRES ROMANDES, 1997 (ISBN 2880743338), p. 303

[31] J. M. Vance. —Rotordynamics of turbomachinery. John Wiley & Sons,(1988).

[32] Article 20 juillet 2020 ANSYS [site web]

<https://fr.wikipedia.org/wiki/ANSYS>

[33] Lalanne M.Ferraris.,Rotordynamics prediction in engineering. Baffin's Lane,
Chichester : John Wiley & Sons, 1976