



UNIVERSITE DE BLIDA 1
FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
Laboratoire de Recherche Structures « L.S »

MEMOIRE DE PROJET DE FIN D'ETUDES
POUR L'OBTENATION DU MASTER 2
EN GENIE MECANIQUE

Détection, localisation et étude de défaillances sur un atomiseur

Proposé et dirigé par :

Docteur Rabah MAGRAOUI

Professeur Mohammed OUALI

Réalisé par :

Aroun oualaaeddine

Babaali Kamel

Année universitaire 2020/2021

Remerciements

Au premier lieu, nous tenons à remercier Allah qui nous a donné le courage et la volonté pour terminer ce travail.

Nous tenons à remercier vivement tous ceux qui nous ont aidés à élaborer ce mémoire et en particulier nos promoteurs Mr OUALI Mohammed et Mr MAGRAOUI Rabah pour leur disponibilité permanente, pour leur aide et leurs orientations précieuses, tout le long de ce projet.

Nous tenons également à remercier les honorables membres du jury, pour l'honneur qu'ils nous ont accordé en acceptant d'évaluer notre travail.

Nous remercions aussi l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique, en particulier Mr TEMMAR Mustapha chef du département, qui ont contribué à notre formation de master.

Nous adressons nos plus sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail, sans oublier nos camarades de génie mécanique.

Enfin, nous ne saurions terminer nos remerciements sans les adresser à nos familles pour les sacrifices qu'elles ont faits pour que nous terminions nos études.

Table des matières

Introduction générale	1
CHAPITRE 1 : INTRODUCTION AUX MACHINES TOURNANTES	6
1-1 Introduction	6
1-2 Définition de l'atomisation	6
1-3 Principe du procédé d'atomisation	6
1-4 Atomiseur de fabrication céramique	7
1-5 Définition de la maintenance	8
1.6 Politique de la maintenance	8
1-6-1 Maintenance corrective	8
1-6-2 Maintenance préventive	8
1-7 Défauts rencontrés dans les machines tournantes	9
1-7-1 Défaut d'engrènement	9
1-7-2 Défaut de roulement	9
1-7-3 Balourd d'origine mécanique	10
1-8 Techniques de surveillances des machines tournantes	11
1-8-1 Thermographie infrarouge	11
1-8-2 Analyse des huiles	11
1-8-3 Contrôle par l'ultrason	12
1-8-4 L'émission acoustique	12
1-8-5 L'analyse vibratoire	13
1-9 L'analyse vibratoire	13
1-9-1 Définitions et Normes vibratoires	14
1-9-2 Caractéristiques d'une vibration	14
1-9-3 Matériel de mesures de vibrations	15
1-9-4 Type du suivi vibratoire	17
1-10 Conclusion	18
CHAPITRE 02 : ETUDE THEORIQUE DU SYSTEME ATOMISEUR	19
2-1 Introduction	19
2-2 ETUDE STATIQUE DU SYSTEME ROTOR PORTANT L'ATOMISEUR	19
2-2-1 Vérification à La torsion	20
2-2-2 Vérification à la Flexion de l'arbre portant la turbine et la poulie	21

2-2-3	Sollicitations composées flexion et torsion	26
2-3	Etude du comportement dynamique du système à un (01) degrés de liberté	28
2-3-1	Arbre rigide court par rapport à la section tournant libre sans frottement	28
2-3-2	Système tournant libre avec frottement (Système libre amorti)	32
2-3-3	Rotor tournant avec frottement et soumis à la force centrifuge	39
1-4	CONCLUSION	44
CHAPITRE 03 : CONCEPTION ET SIMULATION DE ROTOR PORTANT		
L'ATOMISEUR		
3-1	Introduction	45
3-2	Conception et simulation du système rotor Atomiseur par Solidworks	45
3-2-1	Modélisation du rotor portant l'atomiseur	45
3-2-2	Simulation du système par Solidworks	46
3-2-3	Résultats de la simulation par Solidworks	48
3-2-4	Liste des modes propres de vibrations	50
3-3	Interprétation des résultats de la simulation	50
3-4	Conclusion	51
CHAPITRE 04 : ETUDE EXPERIMENTALE		
4.1	Introduction	52
4.2	Application : Exemple d'un Cas de machine industriel	52
4-3	Machine ventilateur Atomiseur 02	54
4-3-1	Description de la machine	54
4-3-2	Choix des points de mesures de vibrations	54
4-4	Historique de la machine	54
4-5	Diagnostic vibratoire et analyse des résultats du : 29 Mai 2021	58
4-6	Travaux réalisés : tableau 4-6.....	59
4-7	Conclusion	63
CHAPITRE 05 : CONFRONTATION ET VALIDATION DES RESULTATS		
THEORIQUES ET NUMERIQUES AVEC CEUX DE L'EXPRIMENTATION		
5-1	Confrontation des résultats de la simulation numérique avec les mesures expérimentales	64
5-2	Confrontation des résultats théoriques avec les mesure expérimentales	65
5-3	Confrontation et validation des résultats théoriques et de la simulation numériques avec les mesures expérimentales	65

5-4	Solutions proposées	66
5-5	Conclusion	67
	Conclusion générale.....	68

Liste des figures

- Figure 1-1** : Schéma de principe d'un sécheur-atomiseur NIRO[1]
- Figure 1-2** : Politique de la maintenance industrielle
- Figure 1-3** : usure pitting
- Figure 1-4** : Fissuration ou cracks
- Figure 1-5** : Quelques défaillances affectant les roulements a- Usure généralisée b- Cage détériorée c-Corrosion d- Présence de cratères e- Écaillage f- Fissure et cassure g- Grippage h- Traces d'empreintes
- Figure 1-6** : défaut de balourds
- Figure 1-7** : Thermogramme d'un échangeur de chaleur
- Figure 1-8** : Analyses des lubrifiants pour engrenages dans un laboratoire
- Figure 1-9** : Contrôle par l'ultrason
- Figure 1-10** : Analyse par l'émission acoustique
- Figure 1-11** : Suivi d'état d'un dispositif
- Figure 1-12** : Indicateurs scalaires
- Figure 1-13** : Utilisation des sens pour mesurer la vibration
- Figure 1-14** : Différentes façons de fixation des capteurs
- Figure 1-15** : Analyse spectrale
- Figure 1-16** : Type de suivi
- Figure 2-1** : Représentation du système
- Figure 2-2** : Charges appliquées sur l'arbre
- Figure 2-3** : Désignation du balourd
- Figure 2-4** : Excentricité entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie
- Figure 2-5** : Position d'équilibre d'un rotor déséquilibré
- Figure 2-6** : Rotor déséquilibré en mouvement
- Figure 2-7** : Modélisation du système rotor
- Figure 2-8** : Déplacement vibratoire d'un système libre non amorti
- Figure 2-9** : Modélisation du système rotor libre amorti
- Figure 2-10** : Oscillation du balourd autour de la position d'équilibre sur la turbine
- Figure 2-11** : Mesure de l'écartement (h) du balourd
- Figure 2-12** : Réponse vibratoire du système libre amorti
- Figure 2-13** : Déséquilibre dynamique sur un rotor.
- Figure 2-14** : Déséquilibre statique et dynamique sur un rotor.
- Figure 2-15** : Modélisation d'un rotor tournant déséquilibré sous l'action d'une force F.
- Figure 2-16** : Réponse vibratoire du système amorti et forcé
- Figure 2-17** : Vitesse et l'accélération de mouvement oscillatoire de système amorti et forcé
- Figure 3-1** : Conception du rotor Atomiseur par Solidworks
- Figure 3-2** : Modélisation et conditions de fixation du modèle de l'Atomiseur établis par Solidworks
- Figure 3-3** : Maillage du modèle de l'Atomiseur établi par Solidworks.
- Figure 3-4** : Premier mode de vibrations à la fréquence de 32.7258 Hz.
- Figure 3-5** : Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 33.3433 Hz.
- Figure 3-6** : Troisième mode de vibrations à la fréquence de 73.0865 Hz.

Figure 3-7 : Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 132.516 Hz.

Figure 3-8 : Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 211.295 Hz.

Figure 4-1 : Schéma cinématique et points de mesures de vibrations.

Figure 4-2 : Courbe de tendance sur le palier moteur dans le sens horizontal du ventilateur ATOMISEUR 02.

Figure 4-3 : Courbe de tendance sur le palier moteur dans le sens vertical du ventilateur ATOMISEUR 02.

Figure 4-4 : Courbe de tendance sur le palier N°03 dans le sens horizontal du ventilateur ATOMISEUR 02.

Figure 4-5 : Courbe de tendance sur le palier N°03 dans le sens vertical du ventilateur ATOMISEUR 02.

Figure 4-6 : Courbe de tendance sur le palier N°04 dans le sens horizontal du ventilateur ATOMISEUR 02.

Figure 4-7 : Courbe de tendance sur le palier N°04 dans le sens vertical du ventilateur ATOMISEUR 02.

Figure 4-8 : Spectre pris sur le palier moteur dans le sens horizontal le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur le rotor moteur de 04,02 mm/s à 25 Hz et de 05,76 mm/s à 29,37 Hz.

Figure 4-9 : Spectre pris sur le palier moteur dans le sens vertical le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur le rotor moteur de 08,52 mm/s à 25 Hz et de 05,42 mm/s à 29,37 Hz.

Figure 4-10 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 06,95 mm/s à 29,48 Hz, avec un choc sur le palier N°03.

Figure 4-11 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 06,87 mm/s à 29,54 Hz, avec un choc sur le palier N°03.

Figure 4-12 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 28,87 mm/s à 30 Hz, avec l'apparition de la deuxième harmonie du 58,75 Hz d'un pic de 08,26 mm/s.

Figure 4-13 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 82,79 mm/s à 29,37 Hz.

Figure 4-14 : Présentation de la fenêtre du suivi vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la machine Atomiseur 02.

Liste des tableaux

Tableau 1-1 : Normes internationales VDI 2056 des vibrations

Tableau 2-1 : Résistance à la torsion

Tableau 2-2 : Réactions aux appuis

Tableau 2-3 : Calcul et diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant

Tableau 2-4 : Vérification de la résistance

Tableau 2-5 : Calcul de la flèche

Tableau 2-6 : Sollicitations composées flexion et torsion

Tableau 2-7 : Déplacement angulaire (φ) du balourd sur la turbine

Tableau 2-8 : Caractéristiques dynamique du système

Tableau 3-1 : Propriétés de l'étude de la simulation de l'Atomiseur.

Tableau 3-2 : Informations sur le maillage du modèle établi par Solidworks

Tableau 3-3 : Liste des fréquences propres du système établis par Solidworks.

Tableau 4-1 : Caractéristiques du moteur électrique

Tableau 4-2 : Caractéristiques de la poulie motrice

Tableau 4-3 : Caractéristiques de la poulie réceptrice.

Tableau 4-4 : Caractéristiques des paliers et roulements

Tableau 4-5 : Caractéristiques de la turbine

Tableau 4-6 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur le palier N°03 et 04 de l'Atomiseur 02, ainsi que les interventions sur cet équipement.

Tableau 4-7 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations de chaque composante des spectres pris sur le palier N°03 de l'Atomiseur 02 le : 29 Mai 2021, dans les deux sens radial horizontal et vertical.

Tableau 5-1 : Résultats des fréquences des organes de la machine détectés expérimentalement.

Tableau 5-2 : Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les résultats expérimentaux pour la machine Atomiseur 02.

Liste des photos

Photo1-1 : Tour d'atomiseur.

Photo 4-1 : Ventilateur Atomiseur 02.

Photo 4-2 : Photos de la turbine

Nomenclature

- A_c : L'amplitude crête (m/s^2)
 A_{cc} : L'amplitude crête à crête (m/s^2)
 A_{eff} : L'amplitude efficace (m/s^2)
 τ : Contrainte de glissement (N/m^2)
 M_t : Moment de torsion (N/m)
 d : Diamètre de l'arbre (mm)
 r : Point le plus éloigné à l'axe ($d/2$)
 I_0 : Moment quadratique de la section considérée par rapporte au centre (O) (mm^4)
 K : Coefficient de concentration de contraintes
 θ : Angle unitaire de torsion (rad)
 G : Coefficient d'élasticité transversal (MPa)
 R_{pg} : Résistance pratique au cisaillement (N/m^2)
 P : Puissance de transmission (W)
 ω : Vitesse angulaire (rad/s)
 C : Couple moteur ($N.m$)
 ω' : Vitesse angulaire (rad/s)
 C' : Couple transmis ($N.m$)
 N : Vitesse de rotation de moteur (tr/min)
 N' : Vitesse de rotation de l'arbre de transmission (tr/min)
 m_1 : Masse appliquée au niveau de la poulie (Kg)
 m_2 : Masse appliquée au niveau de la turbine (Kg)
 V : Volume (mm^3)
 ρ : Masse volumique (Kg/dm^3)
 g : Accélération de pesanteur ($9.81 m/s^2$)
 P : Poids de l'arbre au milieu
 R_e : Limite élastique (N/m^2)
 s : Coefficient de sécurité
 R_p : Résistance pratique (N/m^2)
 σ_{max} : Contrainte maximale (N/m^2)
 $\sigma_{calculée}$: Contrainte obtenir pour une poutre à même diamètre (N/m^2)
 I_z : Moment quadratique de la section par rapport à l'axe (o, z) (mm^4)
 M_{fmax} : Moment fléchissant maximale ($N.m$)
 y : Point le plus éloigné de l'axe (mm)
 E : Module d'élasticité longitudinale (N/m^2)
 \ddot{y} : Dérivée seconde de la déformée (y)
 G : Centre de gravité du système
 R : Réaction au point O (N)
 I : Moment d'inertie du rotor ($Kg.m^2$)
 φ : Angle d'écartement du système en rotation par rapport à l'axe vertical (rad)
 P : poids global du rotor déséquilibré (N)

L : bras de la force P (mm)
 e : distance du centre de gravité par rapport à O
 ω_0 : Pulsation propre du système (rad/s)
 K : Rigidité (N/mm)
 x_0 : L'allongement (mm)
 A : L'amplitude de vibrations maximale (mm)
 β : Le déphasage à l'instant initial. (rad)
 f_0 : Fréquence propre (Hz)
 T : L'énergie cinétique (J)
 U : L'énergie potentielle (J)
 D : L'énergie de dissipation (J)
 C : Coefficient d'amortissement (Kg/mm)
 C_r : Valeur critique de l'amortissement (Kg/mm)
 Λ : Décrément logarithmique
 δ : Pulsation propre amortie du système (rad/s)
 F : Force de centrifuge (N)
 ω : Fréquence de rotation du rotor en (rad/s)

Introduction générale

La machine tournante est une structure complexe essentielle et utilisée dans les ateliers industriels pour différentes productions. Elle est composée d'un moteur électrique, généralement c'est l'organe principal de l'installation. Elle comprend aussi d'autres organes : le réducteur de vitesse, les accouplements, les paliers et roulements

Les avantages des machines tournantes sont nombreux, on cite :

- simplicité d'installation et de liaison au réseau ;
- grande souplesse de fonctionnement ;
- excellent rendement ;
- entretien relativement réduit.

Le moteur électrique est apparu au début du XIXe siècle, En 1821. L'Anglais Michael FARADAY réalise le premier moteur électromagnétique. En 1822, Peter BARLOW lui adjoint une roue dentée. Ce dernier moteur était inapte à toute application industrielle et il n'a jamais tourné que sur les tables de démonstration des laboratoires et des salles de cours. [1]

Après l'invention du moteur électrique et son développement, ces deux derniers siècles le moteur le plus utilisé dans l'industrie est le moteur asynchrone car il est peu coûteux et sa maintenance est simple. On le retrouve dans diverses applications : en traction, machine diverses, tapis roulants, pompes, ventilateurs, ascenseurs. [2]

Le moteur électrique a besoin de puissance électrique pour le fonctionnement des machines tournantes. La vitesse de fonctionnement dépend de celle du moteur, elle pourra être réduite ou amplifier selon la transmission et les conditions de fonctionnement de la machine. De ce fait, on introduira des organes supplémentaires dans la chaîne cinématique de l'installation : les réducteurs de vitesse et les multiplicateurs à trains d'engrenages, ainsi que les transmissions par courroies.

Les réducteurs de vitesse sont des machines assez simples. Un réducteur de vitesse est simplement un train d'engrenages entre le moteur et la machine qui est utilisé pour réduire la vitesse à laquelle la puissance est transmise. L'utilisation essentielle des réducteurs à engrenages est de dupliquer la mesure du couple produit par une source d'énergie d'information pour élargir la mesure du travail utilisable. [3]

Pour transmettre le mouvement de rotation sur la machine tournante, on a besoin des arbres de transmission, d'accouplements, de roulements, de coussinets, ...

Ces types de machines étudiées nécessitent un contrôle vibratoire systématique pour :

- Eviter leurs arrêts intempestifs,
- Augmenter leurs disponibilités et

- Pouvoir programmer des interventions pour réparations dès l'apparition des défauts qui peuvent surgir en cours de fonctionnement...

La théorie des machines tournantes traite du comportement des masses en rotation en général. Elle trouve diverses applications dans : les moteurs et les réacteurs, dans les pompes, les centrifugeuses, les séparateurs, les concasseurs, les disques, le calcul des fondations, machines-outils, centrales électriques, turbomachines, turbines d'avions, automobiles, propulsion marine.....

Cette théorie tient compte des vibrations engendrées par des arbres supportés par des roulements ou paliers et affectés par divers paramètres extérieurs. Les défauts de construction ou d'assemblage peuvent altérer ces vibrations ou leur signature.

On note que les vibrations issues d'un déséquilibre sont l'un des principaux thèmes de la théorie des machines tournantes, comme le cas présenté dans ce mémoire.

Lorsque la vitesse de rotation augmente, l'amplitude de vibration passe généralement par un maximum (pulsation critique). Lorsque la vitesse de rotation d'un objet tournant augmente, son niveau de vibration traverse souvent un seuil, sa vitesse critique. Ceci est souvent dû à un déséquilibre de la structure tournante. L'ampleur de la vibration à ces vitesses peut mener à une défaillance catastrophique.

De même, la dynamique détaillée des machines est difficile à modéliser et à interpréter. Les calculs se fondent généralement sur la définition de modèles analogiques simplifiés.

L'étude de la dynamique et de la stabilité des machines tournantes se fait généralement sur les rotors. L'un des objectifs primordiaux est l'amélioration de la sécurité et des performances.

Ainsi il est nécessaire de

- Mettre le point sur les techniques de modélisation des vibrations pour les machines tournantes,
- Maîtriser l'outil mathématique et les méthodes de résolution numérique,
- Choisir la modélisation adaptée,
- Permettre l'utilisation des machines tournantes,
- Appréhender des applications sur des machines industrielles.

Pendant le fonctionnement des machines, leur rotor est soumis aux vibrations de flexion et de torsion qui dépendent de la géométrie du rotor et du type du palier et des forces d'excitation.

Les inévitables défauts d'usinage et de montage des machines tournantes génèrent des problèmes vibratoires importants. Un des problèmes vibratoires les plus importants est dû aux balourds qui provoquent des vibrations. L'apparition de balourds est aussi souvent liée au vieillissement normal des machines tournantes, à un déséquilibre ou à un mauvais

alignement et provoque une augmentation des niveaux vibratoires. Et, les vibrations ainsi causées sont transmises aux paliers du rotor. [13]

La surveillance vibratoire permet de suivre l'évolution des défauts avec des mesures de tendance vibratoire. C'est un indicateur de l'état de la machine et de son comportement dans le futur. Il permet d'anticiper sur les éventuels arrêts et pannes et de prendre les dispositions nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechanges en cas de besoins.

Plusieurs méthodes de diagnostic en ligne et hors ligne utilisées lors des tests de réception en usine, lors des tests de mise en service ainsi que lors des opérations de maintenance effectuées durant le fonctionnement des machines tournantes permettent une évaluation fiable de l'état de l'isolation.

On se propose d'utiliser la solution de test et de surveillance adaptée à toutes ces méthodes de diagnostic. Cette solution permet d'évaluer rapidement et avec précision l'état de l'isolation d'un grand nombre de machines électriques, afin d'identifier au plus vite les problèmes et les risques potentiels : Le suivi vibratoire dont l'un des rôles n'est pas de limiter la casse mais d'estimer la durée de fonctionnement autorisée avant les éventuelles avaries pour prévoir l'entretien nécessaire. [4]

Dans le but de procéder à l'application de l'analyse vibratoire tant sur le plan théorique que sur le plan expérimental, [5] choisit un type de machine industrielle : un équipement du filtrage de blé (Tarar). La machine présente plusieurs défauts mécaniques: déséquilibre, échauffement des paliers, flexion d'arbre et des défauts de roulements qui ont surgi lors de son fonctionnement. L'interprétation spectrale s'avère délicate, car ces défauts sont superposés et se manifestent aux mêmes composantes d'amplitudes élevées correspondants aux harmonies de la fréquence égale à la fréquence de rotation du rotor. L'analyse vibratoire a permis de faire le

L'analyse de vibration, un cas pratique est exposé dans [6] : un séparateur dans la zone ciment. L'analyse de vibrations [6] a aidé, non seulement à détecter avec précision les problèmes et les défauts mécaniques, mais aussi de contrôler le montage pendant l'installation. Grâce à cette technique de maintenance par l'analyse de vibrations, l'équilibrage de l'hélice, à titre d'exemple, a épargné à la cimenterie, une disponibilité de la machine pour une période de quatre mois de production.

Dans le même contexte, une étude porte sur le comportement vibratoire d'un ventilateur séparateur dont le mouvement est transmis à l'aide d'un accouplement semi élastique dans la zone ciment [7]. Elle montre la détection précoce des défaillances, grâce aux interprétations spectrales fournies par un collecteur de données et analyseur de vibrations associé à son logiciel de maintenance prédictive. Ceci permet d'approfondir les analyses spectrales des signaux et la détection avec précision de la source des anomalies qui sont source de vibrations.

L'analyse des différentes études effectuées sur la stabilité des lignes d'arbre en torsion et des machines tournantes est donnée dans la référence [8]. Les auteurs développent une approche

de modélisation dynamique de la chaîne d'entraînement électromécanique d'une éolienne rapide à trois masses en torsion. Ces mêmes auteurs [9] procèdent à la modélisation et l'analyse dynamique d'un rotor éolien à axe horizontal de faible Puissance.

Alain Boulenger et Christian Pachaud en 1995 [10], ont développé des méthodes pour le dépistage au diagnostic vibratoire des défauts dans les machines tournantes.

Une étude sur une machine de cuisson dans une ligne de production de couscous est présentée [11]. La machine présente des anomalies mécaniques, provoquant des arrêts fréquents et inévitables. Les résultats du diagnostic des anomalies ont conduit à la nécessité de remplacer la grille du tapis roulant par des rouleaux cylindriques. Ce travail est enrichi par la réalisation de la solution technologique proposée et des tests.

Un suivi vibratoire et une étude expérimentale sont réalisés sur l'ensemble de la chaîne cinématique d'un Brûleur axial [12]. La programmation des points de mesure et les mesures de vibration sont effectuées par un logiciel d'analyse de vibration et un collecteur de données informatique bidirectionnel. L'interprétation spectrale révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine. Ce déséquilibre provoque une détérioration de l'accouplement, des appuis et des fissures aux points de fixation de l'ossature avec le bloc de béton. La comparaison des résultats de la simulation numérique avec ceux de l'expérience conduit à des conclusions conduisant à des changements technologiques.

Notre travail consiste à étudier la comportement vibratoire d'une machine Atomiseur 02 dans une céramique théoriquement et numériquement et ce par la modélisation et la simulation numérique du rotor de cette machine par le logiciel Solidworks. Cet équipement présente des défauts mécaniques provoquant des arrêts intempestifs de la production. Ces défauts mécaniques seront suivis par la méthode de l'analyse de vibrations. Les résultats obtenus théoriquement et numériquement seront confrontés avec ceux trouvés expérimentalement.

Ce cas pratique présenté est totalement différent de celui d'un cas étudié Atomiseur 01.

Cette différence se résume comme suit :

- La référence des roulements de la ligne d'arbre portant la turbine, n'est pas la même.
- Les caractéristiques de la transmission de puissance par courroies sont différentes sur les points suivants : les diamètres des poulies et des courroies.
- Les dimensions des turbines sont complètement différentes, donc le système de la ventilation avec la canalisation pour l'aspiration et le refoulement est de fait complètement différent.

Ce mémoire est organisé comme suit :

Il comporte une introduction générale avec un état de l'art pour diriger et ajuster le thème du mémoire afin que le contenu soit d'actualité.

Le premier chapitre dans lequel on a présenté des généralités sur les machines tournantes ainsi que des différents types de maintenance dans le domaine industriel et l'importance de la maintenance préventive conditionnelle par la technique de l'analyse vibratoire et son application pour les machines tournantes. Nous avons illustrés les défauts mécaniques qui peuvent surgir lors de fonctionnement de ces machines tournantes. Nous avons cité un nombre important de ces défauts, leurs natures et leurs naissances.

Le chapitre 02 aborde la Théorie de la résistance des matériaux, ou nous avons pu vérifier les dimensions de l'arbre portant l'Atomiseur par rapport à la torsion, à la flexion et à la sollicitation composée torsion-flexion. Aussi, nous avons établis une étude du comportement dynamique du système rotor portant le rotor Atomiseur, en particulier l'analyse modale théorique du système. Nous avons modélisé théoriquement ce dernier et calculer sa pulsation propre.

Dans le troisième chapitre, nous avons établi la modélisation et la simulation numérique de l'Atomiseur 02. Grâce à cette étude numérique, nous avons pu déterminer les modes et fréquences propres du système ainsi que les déformées modales. Ces résultats nous ont éclairés sur la nature du problème et la méthode technique pour remédier à ce problème.

Le quatrième chapitre aborde la partie expérimentale. Nous avons effectué des diagnostics vibratoires sur la machine Atomiseur 02. Nous avons détecté les défaillances mécaniques qui apparaissent lors de fonctionnement de cette machine. Des niveaux de vibrations ont été enregistrés sur toute la chaîne cinématique de l'installation, qui sont jugés alarmant et danger selon les normes internationales VDI 2056. Il s'agit aussi de montrer l'historique des interventions menées sur l'équipement suite aux résultats expérimentales vibratoires obtenus.

Enfin, le cinquième chapitre est dédié à la confrontation et la validation des résultats obtenus théoriquement, numériquement et pratiquement.

CHAPITRE 01 :
INTRODUCTION AUX MACHINES
TOURNANTES

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION AUX MACHINES TOURNANTES

1-1 Introduction :

La fonction maintenance est omniprésente dans les entreprises et les services de maintenance. Après avoir démontré la rentabilité de son action dans les diverses entreprises, elle occupe maintenant sa place privilégiée dans le monde industriel sans cesse en évolution.

Quelle que soit l'entreprise, la fonction maintenance a pour mission d'accomplir toutes les tâches nécessaires pour que l'équipement soit maintenu ou rétabli en état et ceci afin de :

- Permettre une exécution rapide et efficace des opérations dans les meilleures conditions de coût, de sécurité et de qualité du produit,
- Obtenir un meilleur service dans les meilleures conditions de confort et de coût.

1-2 Définition de l'atomisation :

L'atomisation ("spray drying" en anglais) est une opération unitaire de séchage en continu, largement utilisée dans les industries pharmaceutiques, chimiques ou agroalimentaires : plasma sanguin, sérum sanguin, gamma-globulines, enzymes, hormones, lysine, pénicilline, oxyde de titane, phosphates, silice, poudres détergentes, lactosérum, lait, café, thé...

Le séchage par atomisation permet de produire une poudre à partir d'une solution ou suspension liquide, une émulsion ou même une pâte à partir du moment où l'alimentation peut être facilement pompée.

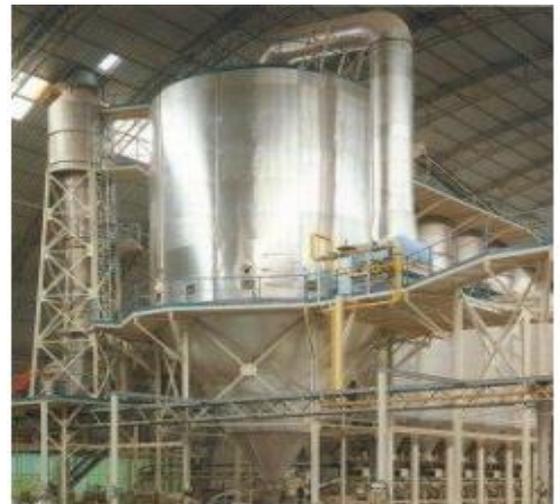


Photo1-1: Tour d'atomiseur

1-3 Principe du procédé d'atomisation :

Le principe de base consiste à pulvériser l'alimentation sous forme d'un brouillard de fines gouttes (de 5 à 500 μm) dans une enceinte où règne une température supérieure à la température d'ébullition du solvant. Grâce à une très grande surface d'échange, l'évaporation du liquide est très rapide : de l'ordre de quelques secondes. Dans le cas d'une solution, le volume liquide diminuant, la concentration du produit dissous augmente et il y a apparition du solide par cristallisation. Après la phase de séchage,

Les particules solides sont récupérées en sortie de la chambre d'atomisation et séparées de l'air humide par une unité de séparation gaz - solide. Le procédé de séchage par atomisation comprend donc trois étapes :

1. Atomisation de la phase liquide : par passage à travers une turbine centrifuge tournant à très grande vitesse ou une buse.

2. Évaporation du brouillard et apparition de la phase solide : dans le cas d'une solution, le liquide s'évapore et le solide cristallise

3. Séparation poudre sèche et air humide : la poudre formée est entraînée par l'air humide, puis séparée de celui-ci au moyen d'un cyclone. La forme et la taille des particules solides obtenues dépendent du produit atomisé et des conditions de séchage (pression, température, humidité résiduelle).

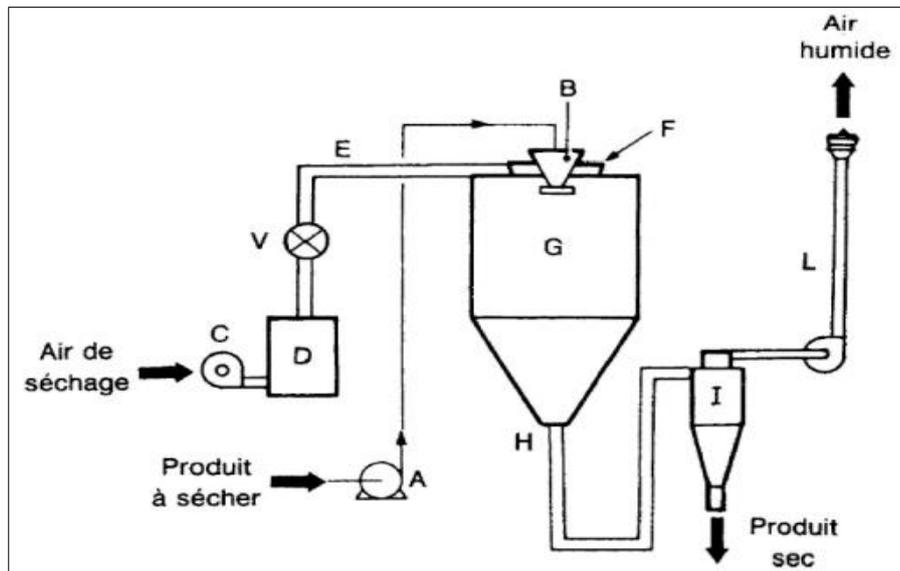


Figure 1-1 : Schéma de principe d'un sécheur-atomiseur

- A : pompe d'alimentation de la solution
- B : atomiseur (turbine ou pulvérisateur)
- C : ventilateur d'entrée d'air
- D : réchauffeur d'air
- V : vanne à ailettes
- E : conduite d'air chaud
- F : diffuseur d'air
- G : chambre de séchage
- H : prise d'extraction de l'air humide
- I : cyclone
- L : cheminée d'évacuation des gaz

1-4 Atomiseur de fabrication céramique :

Dans l'industrie céramique, le séchage consiste à évaporer l'eau physiquement lié (ou eau colloïdale). Il est bien connu que l'eau est caractérisée par une capacité calorifique élevée (4,2 kJ/kg K) et une très grande chaleur d'évaporation (2500 kJ/kg). Cette énergie est

nécessaire afin de chauffer, puis évaporer l'eau contenue dans la pâte céramique. Ce qui est la cause directe d'une consommation énergétique élevée et spécialement pour le procédé d'atomisation où la quantité d'eau peut atteindre 50% de la barbotine. [14]

1-5 Définition de la maintenance :

La maintenance est 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 dans lequel il peut accomplir la fonction requise. La fonction maintenance a pour but de garantir la disponibilité des équipements de production [15].

Dans une entreprise, maintenir, c'est donc effectuer des opérations (dépannage, réparation, graissage, contrôle, etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la production avec efficacité et qualité [16]

1.6 Politique de la maintenance :

La politique de maintenance se devise principalement en deux grandes parties, à savoir : la maintenance corrective et la maintenance préventive.

1-6-1 Maintenance corrective :

C'est une action de réparation ou de changement des pièces après la panne pour remettre la machine en marche.

1-6-2 Maintenance préventive :

C'est la maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien [17]. C'est une action faite avant que la machine tombe en panne. Elle se devise en deux types, on cite :

- **Maintenance systématique**

C'est la maintenance préventive exécutée à des intervalles de temps préétablis ou selon un nombre défini d'unités d'usage mais sans contrôle préalable de l'état du bien [17]

- **Maintenance préventive conditionnelle**

D'après la définition Afnor, il s'agit d'une forme de maintenance préventive basée sur une surveillance de fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement et intégrant les actions qui en découlent [16].

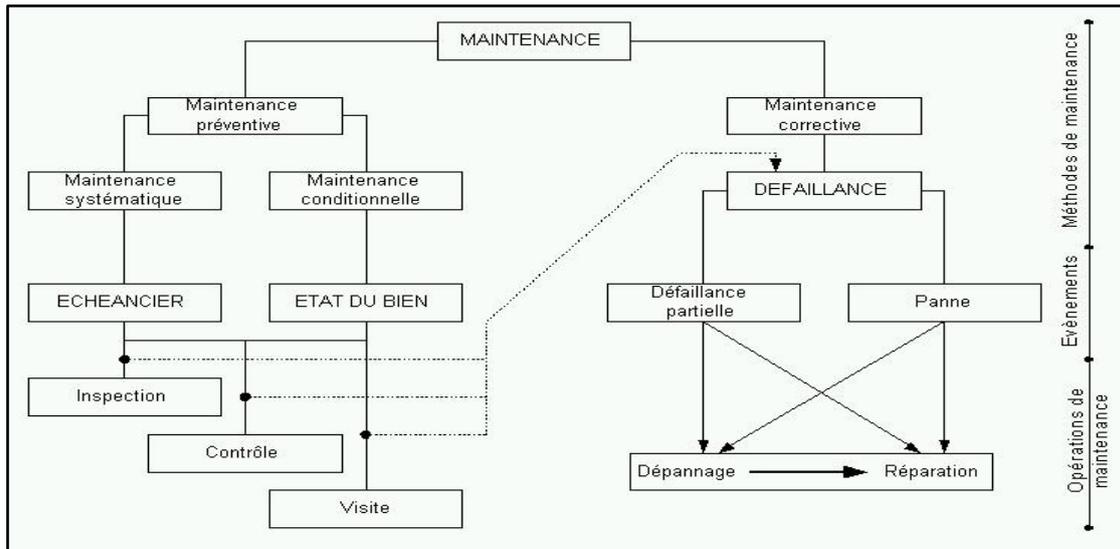


Figure 1-2 : Politique de la maintenance industrielle

1-7 Défauts rencontrés dans les machines tournantes :

Comme les machines sont des structures complexes possèdent des défauts apparus après certain temps de fonctionnement dans des conditions définis

1-7-1 Défaut d’engrènement :

Sont des roues dentées utilisées pour transmettre les mouvements de rotation, principalement ils ont deux défauts plus rencontrer : les défauts généralisés comme les usures abrasive et les piqûres et des défauts localisés comme les écaillages et les fissurations comme indique les figures suivantes. [18]



Figure 1-3 : Usure pitting



Figure1-4 : Fissuration ou cracks

1-7-2 Défaut de roulement :

Le roulement, organe de base pouvant assurer à lui seul plusieurs fonctions parmi lesquelles la liaison mobile en rotation avec un minimum de frottement entre deux éléments, tout en supportant des charges radiales ou axiales plus ou moins importantes [18]

- **Écaillage** : Se caractérise par des traces de fissuration et d’arrachement de fragments de matière

- **Grippage** : En plus de l'arrachement de matière, des traces brunes dues à l'échauffement, des déformations de corps roulants, et des micros fusions peuvent apparaître
- **Usure généralisée** : apparaissant sur des corps roulants, des pistes et des cages (teinte grise), due à l'intrusion d'une particule abrasive
- **Cratères et cannelures** : Les premiers sont caractérisés par des piqûres à bords nets liées en chapelet et sont propres aux roulements à billes, quant aux cannelures propres aux roulements à rouleaux, sont caractérisées par une succession de plages étroites parallèles ;
- **Coups, fissures, cassures** : Se manifestant avec des traces visibles d'outils, et des ruptures des bagues
- **Corrosion de contact** : Se manifestant avec des taches d'oxydation sur l'alésage, le diamètre extérieur et les faces d'appui du roulement



Figure 1-5 : Quelques défaillances affectant les roulements a- Usure généralisée b- Cage détériorée c-Corrosion d- Présence de cratères e- Écaillage f- Fissure et cassure g- Grippage h- Traces d'empreintes

1-7-3 Balourd d'origine mécanique

a- Perte de matière « ailette, rupture d'une aube, etc. » Un balourd peut être provoqué par une perte de matière, par exemple par la perte d'une ailette ou la rupture d'une aube. On observe alors une élévation instantanée des niveaux de vibrations.

b-Fluage : Un balourd peut être aussi observé suite à un phénomène de fluage créant une déformation permanente de l'arbre et générant des vibrations élevées. Ce phénomène est souvent rencontré après une période d'arrêt prolongée de la machine.

c-Érosion, dépôt de matière : L'érosion des aubes conduit, dans la plupart des cas, à la création d'un balourd. Le balourd se manifeste alors avec une évolution lente des vibrations à la fréquence de rotation.

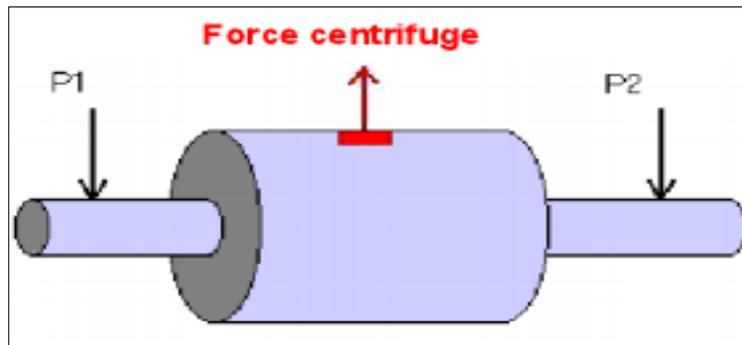


Figure 1-6 : défaut de balourds

1-8 Techniques de surveillances des machines tournantes :

La maintenance conditionnelle fait appel à plusieurs méthodes de surveillance des machines tournantes, on cite :

1-8-1 Thermographie infrarouge : [19]

La thermographie infrarouge part du principe que tout corps dont la température est supérieure à 0°C émet une énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Cette énergie est fortement corrélée (restituée, jointe) avec sa température de surface.

La thermographie infrarouge consiste à relever ce rayonnement, le quantifier et s'il est bien calibré, le reconstituer avec une cartographie des températures à la surface de l'objet observé.

La thermographie infrarouge est plus généralement utilisée pour la surveillance des installations électriques sous tension, des réseaux de chauffage, ou de certains procédés industriels tels que le soudage et le laminage. Son application pour le suivi de l'état de fonctionnement des machines tournantes est plus réduite. Une des principales raisons est l'obligation de ne rencontrer aucun obstacle entre la camera et la surface de l'organe à surveiller.

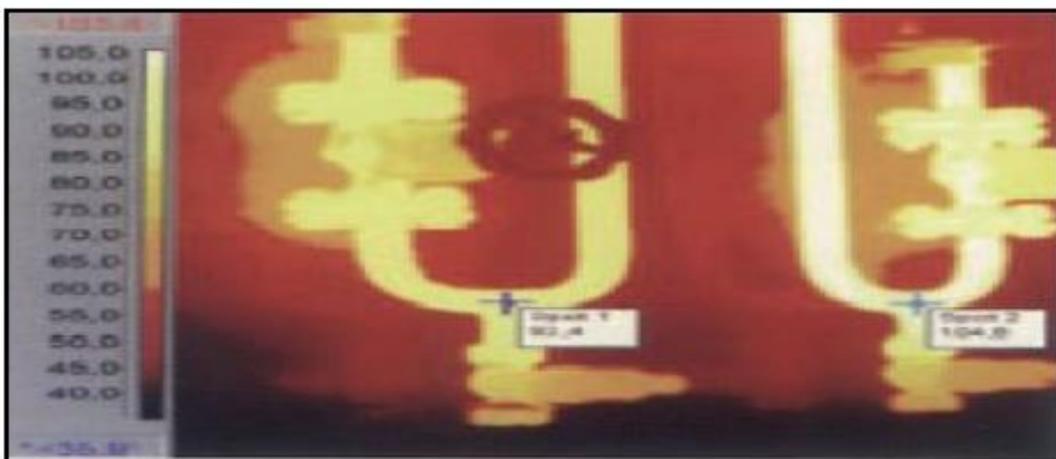


Figure 1-7 : Thermogramme d'un échangeur de chaleur

1-8-2 Analyse des huiles [20] :

Les résultats d'analyse d'un lubrifiant permettent de détecter des anomalies caractéristiques telles que : Sur moteur thermique : problèmes d'étanchéité de la filtration

d'air, infiltration de liquide de refroidissement, Sur multiplicateurs, réducteurs et engrenages : mauvais état d'un roulement ou d'un palier. On peut analyser les huiles :

a- Sur site industriel : Par prélèvement d'échantillons et examens visuels (transparence, couleur, dépôts) des lubrifiants en service.

b- En laboratoire : Par analyses physico-chimiques évaluant la qualité lubrifiante de l'huile, par la détermination de la teneur en produits d'usure, par examen microscopique et comptage de particules en suspension dans l'huile



Figure 1-8 : Analyses des lubrifiants pour engrenages dans un laboratoire

1-8-3 Contrôle par l'ultrason :

Le contrôle non destructif par ultrasons est un procédé de recherche du manque de matière (défaut) dans un matériau. Il permet de localiser et de dimensionner les discontinuités (défauts) à l'aide d'ondes acoustiques. Le contrôle US consiste à observer les échos produits par un manque de matière lors de la propagation d'une vibration de très haute fréquence et de très courte durée dans le matériau.



Figure 1-9 : Contrôle par l'ultrason

1-8-4 L'émission acoustique [21]:

L'étude de l'émission acoustique est une technique de surveillance qui tend à se généraliser, surtout avec l'apport de techniques avancées pour le traitement et le dé-bruitage des signaux. Bien qu'elle se soit avérée efficace, notamment pour le diagnostic des défauts de roulements et d'engrenages à un stade précoce, elle a aussi montré certains inconvénients.

En plus de sa forte sensibilité au bruit, l'émission acoustique s'atténue à travers les différentes interfaces, ce qui requiert un placement des capteurs au plus près de l'installation à surveiller pour une acquisition fiable.



Figure 1-10 : Analyse par l'émission acoustique

1-8-5 L'analyse vibratoire :

La surveillance par analyse de vibrations a considérablement évolué ces dernières années. Cette surveillance servait essentiellement à assurer la protection d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette protection est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de la vibration (le plus souvent le déplacement relatif de l'arbre dans un palier) atteint des valeurs excessives.

1-9 L'analyse vibratoire :

La technique la plus utilisée dans la surveillance des machines tournantes est l'analyse vibratoire. Cette méthode occupe 75 % des méthodes de surveillance utilisées grâce à ses résultats très précis.

Toute machine comporte des pièces en mouvement qui exercent des efforts sur sa structure et engendrent des déformations. Ces déformations et ces efforts, varient au rythme du mouvement et se traduisent par des déplacements de la surface de la structure par rapport à elle-même d'où l'apparition de vibrations.

La vibration n'est pas directement l'image mais le résultat de l'effort sur la structure. Elle est fonction de l'effort et de la structure et peut être caractérisée indifféremment par l'un des paramètres suivant : le déplacement ; la vitesse et l'accélération. [17]

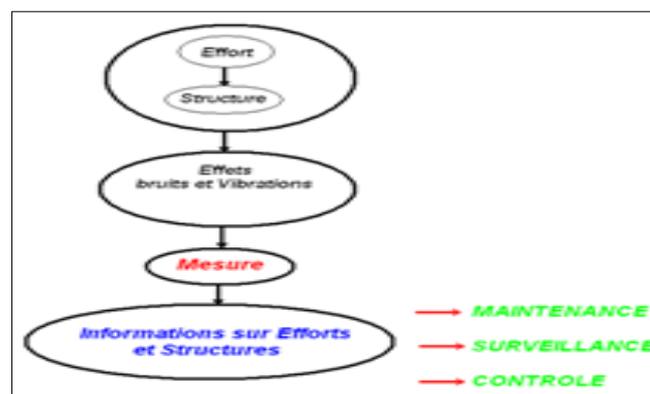


Figure 1-11 : Suivi d'état d'un dispositif

1-9-1 Définitions et Normes vibratoires :

L’organisation Internationale de Normalisation (ISO) a édité en Août 1990 une révision de la norme ISO 2041, définissant la notion de vibration : Une vibration est une variation avec le temps de l’intensité d’une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d’un système mécanique lorsque l’intensité est alternativement plus grande et plus petite qu’une certaine valeur moyenne ou de référence. En effet, un corps est dit en vibration lorsqu’il est animé d’un mouvement oscillatoire autour d’une position d’équilibre ou de référence. Les différents éléments de la machine vibrent à des fréquences et des amplitudes différentes. C’est pourquoi une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature. Les critères du jugement des vibrations utilisés dans le diagnostic et suivi vibratoire dans ce mémoire, sont référés par rapport aux normes internationales VDI 2056, illustrés dans le tableau 1-1.

Machine		Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
in/s	mm/s				
Vibration Velocity V_{rms}	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		good	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		satisfactory	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		unsatisfactory	
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
	0.71	28.0		unacceptable	
	1.10	45.0			

Tableau 1-1 : Normes internationales VDI 2056 des vibrations

1-9-2 Caractéristiques d’une vibration :

La vibration comme des autres phénomènes à des caractéristiques propres sont :

a- La fréquence : est le nombre de fois qu’un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l’unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s’exprime en hertz (Hz)

b- L’amplitude : On appelle amplitude d’une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d’équilibre. On peut définir :

b-1 L’amplitude crête : L’amplitude maximale par rapport au point d’équilibre appelé amplitude crête (A_c) ou niveau crête

b-2 L’amplitude crête à crête : L’amplitude double est aussi appelé l’amplitude crête à crête (A_{cc}).

b-3 L’amplitude efficace (A_{eff}) : aussi appelé RMS ou niveau efficace. Dans le cas d’une vibration de type sinusoïdale, l’amplitude efficace s’exprime en fonction de l’amplitude crête de la façon suivante :

$$A_{eff} = \frac{A_c \cdot \sqrt{2}}{2} = 0.707 \cdot A_c$$

Dans le cas d'une vibration complexe quelconque, il n'existe pas de relation simple entre la valeur crête de l'amplitude (A_c) et la valeur efficace de l'amplitude (A_{eff}) qui se définit mathématiquement par la relation :

$$A_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T A^2(t) dt}$$

Avec : $A(t)$ est l'amplitude instantanée du signal vibratoire.

T : est la durée d'analyse du signal vibratoire.

c- Le facteur de crête : est l'indicateur le plus simple, c'est le rapport de la valeur crête (A_c) sur la valeur efficace (A_{eff}) de l'amplitude enregistrée par le capteur :

Une vibration de type sinusoïdal aura un facteur de crête voisin de $\sqrt{2}$ et la vibration de type impulsionnel aura un facteur de crête beaucoup plus important.

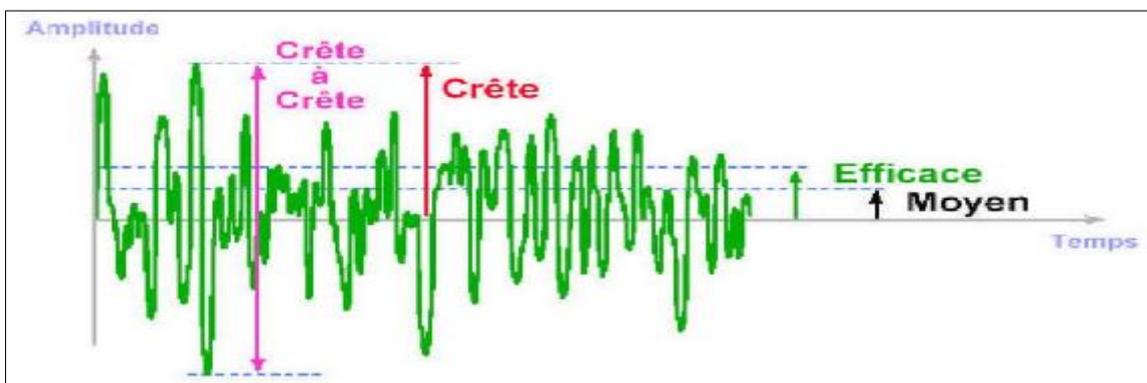


Figure 1-12 : Indicateurs scalaires

1-9-3 Matériel de mesures de vibrations :

a- nos sens : la première méthode de mesure des vibrations est l'homme, cette méthode a ses limites dues à la précision de mesure de nos sens.



Figure 1-13 : Utilisation des sens pour mesurer la vibration

b- les matériels de mesure :

Les sens d'homme dans la mesure de vibration peut donner une idée sur le défaut de la machine, mais elles sont insuffisantes c'est pourquoi on préfère utiliser les matériels de mesure de vibrations, composés généralement par :

b-1 le capteur : Le but de capteur est de transformer la vibration en signal exploitable que l'on pouvoir traiter. On le dispose au niveau des paliers, les vibrations dépendant des mobilités des structures (jeu, manque de rigidité), il faut positionner au plus près des paliers sur des structures rigides.

Les captures peuvent être fixés de différents façons sur les structures, la solution donnant le résultat le plus fidèle à la réalité est la fixation par goujon c'est en effet la solution de montage la plus rigide donc provoquant le moins de pertes du signal de départ.

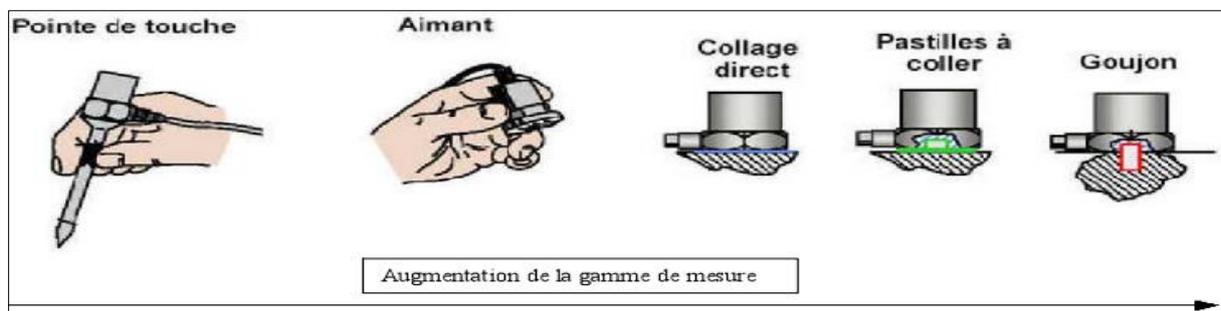


Figure 1-14 : Différentes façons de fixation des capteurs

b-2Collecteurs de données et analyseurs de vibrations : Ce sont des appareils de mesures de vibrations, équipés de modules de fonctionnement pour la collecte des données de mesures vibratoires et de module pour l'analyse de ces données de vibrations. Certains appareils sont dotés de plusieurs modules, à savoir : la collecte des données, l'analyse de ces données et le module d'équilibrage des rotors pour la correction. Dans notre cas, nous avons utilisé un collecteur de données, analyseur et équilibreur s'appelle MOVIPACK, ou ses caractéristiques sont illustrées dans le chapitre 04. Cet appareil travaille en liaison avec un logiciel de programmation des points de mesures de vibrations appelé XPR300.

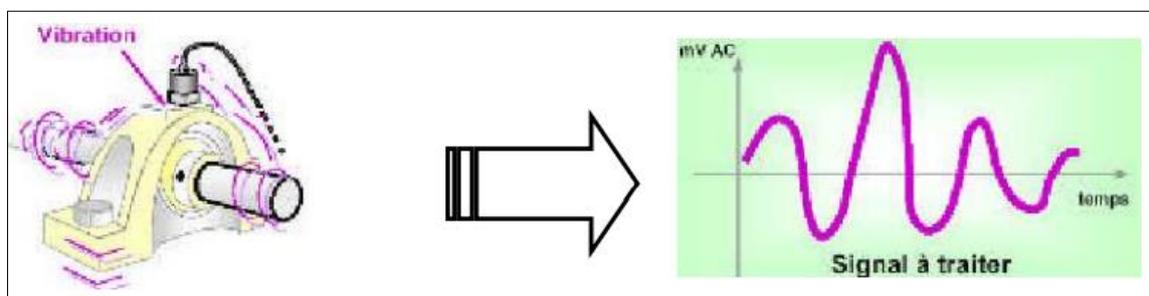


Figure 1-15 : Analyse spectrale

b-3Logiciels du suivi vibratoire : Permet de programmer les points de mesures de vibrations sur les paliers accessibles de la machine sur PC. La programmation de ces points se fera en trois paramètres, on cite : le déplacement, la vitesse et l'accélération vibratoire. Aussi, pour chaque paramètre, on programme le niveau globale de vibration et les spectres vibratoires

afin d'enrichir l'analyse. Dans notre cas, le logiciel utilisé s'appelle : XPR 300. Ces points de mesures programmés seront chargés sur le collecteur de données MOVIPACK pour déclencher une campagne de mesures de vibrations sur site. Après la collecte, ces mesures de vibrations seront déchargées sur PC pour l'analyse.

1-9-4 Type du suivi vibratoire :

Dans la pratique, généralement, nous disposons de deux méthodes d'acquisition de données. Les arguments de choix portent essentiellement sur des critères économiques.

a- Continu ou permanent « on line » : Dans ce cas, les capteurs sont placés en permanence sur la machine à surveiller et ils sont reliés à un système d'acquisition permettant ainsi une mesure quasi continue. Idem au précédent, il permet de suivre l'évolution de l'ensemble des paramètres. Cependant, il présente l'avantage de détecter des défauts à évolution rapide et d'assurer la sécurité des installations par déclenchement de la machine à l'approche d'un seuil réputé dangereux. Seules les défaillances de type explosif (perte brutale d'aubages de turbine ou de compresseur axial, par exemple) ne sont pas détectables de manière précoce, mais le déclenchement de la machine dès leur apparition, peut limiter les dégâts consécutifs à ces défaillances.

b- Périodique ou non permanent « off line » : Les mesures sont effectuées à des intervalles de temps réguliers et l'évolution des résultats de mesure en fonction de temps permet d'apprécier le comportement de la machines, de reconnaître les symptômes liés à certains défauts et identifier leurs causes et les éléments endommagés. Dans ce type de suivi, les paramètres vibratoires sont souvent accompagné par la surveillance d'autres paramètres (analyse des lubrifiants, performances, ...etc.) et il est utilisé pour la détection des défauts à évolutions lentes. La fréquence des relevés est variable de 2 semaines à 4-6 mois suivant l'importance de la machine (figure 4-6). Dans notre cas comme illustrés dans le chapitre 04, la périodicité du suivi vibratoire de la machine concernée, était de 01 mois. Cette fréquence peut être modifiée en fonction de l'évolution des symptômes.



Figure 1-16 : Type de suivi

1-10 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons abordé l'introduction aux machines tournantes. Nous avons illustré leurs importances dans le domaine industriel. Les machines tournantes stratégiques nécessitent une surveillance préventive voire conditionnelle prévisionnelle.

La maintenance conditionnelle fait appel à plusieurs techniques, la plus utilisée c'est celle de l'analyse vibratoire. Cette technique de surveillance, nous permet de détecter la majorité des défauts mécaniques ou électriques et suivre leur évolution dans le temps.

Le diagnostic et le pronostic vibratoire permet de garder les machines en bonne état. Nous avons cité dans ce chapitre les défauts les plus rencontrés dans la pratique.

CHAPITRE 02 :
ETUDE THEORIQUE DU SYSTEME
ATOMISEUR

CHAPITRE 02 : ETUDE THEORIQUE DU SYSTEME ATOMISEUR

2-1 Introduction

Pour construire un système mécanique ou une structure simple ou complexe, il faut étudier ce système, et cette étude dépend de la mise en marche de système, peut être statique ou dynamique ou toute les deux ensemble. A notre mémoire nous s'intéresse d'étudier notre système (arbre, poulie et turbine) en deux cas, statique pour confirmer la résistance de l'arbre en flexion et en torsion et les deux au même temps. Et pour l'étude dynamique on va traiter trois cas : oscillation libre, amorti et amorti forcé et on détermine la fréquence propre de système et la réponse vibratoire pour chaque cas, aussi la vitesse et l'accélération pour le dernier cas.

2-2 ETUDE STATIQUE DU SYSTEME ROTOR PORTANT L'ATOMISEUR

Nomenclature de l'arbre portant la turbine

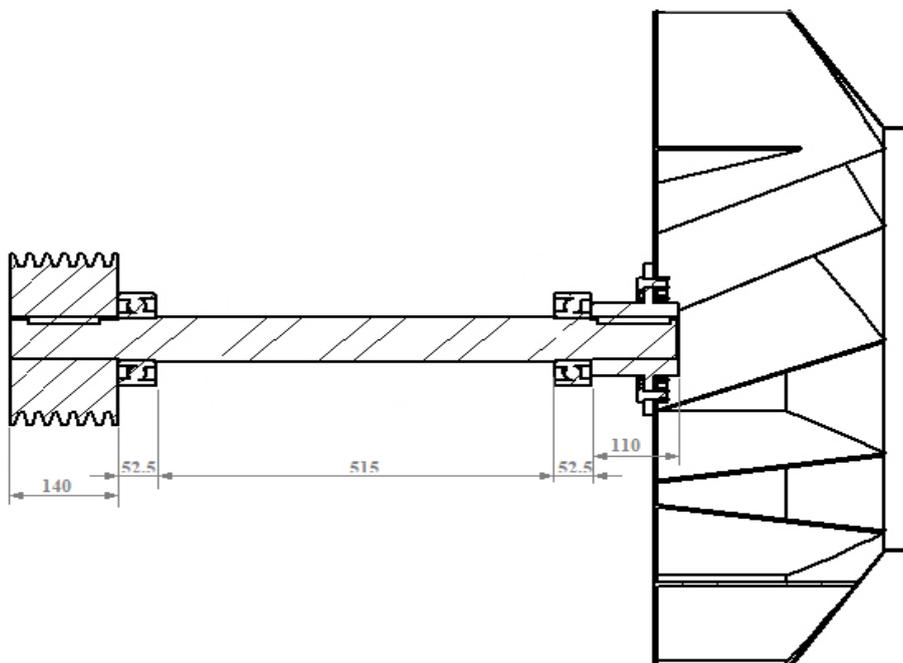


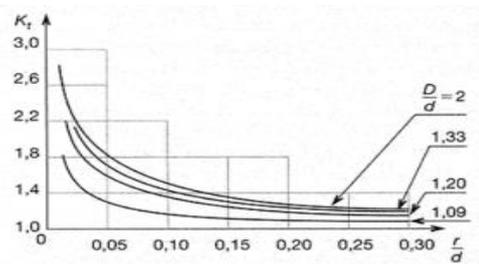
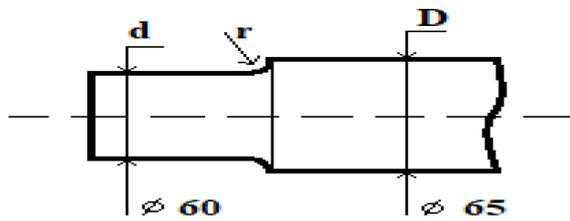
Figure 2-1: Représentation du système

2-2-1 Vérification à La torsion

Résistance à la torsion		
Formules		Symboles
Condition de résistance	$\tau = \frac{M_t}{I_0} \cdot r \leq R_{pg}$	τ : contrainte de glissement (N/m^2) θ : Angle unitaire de torsion (rad)
Concentration de contrainte aux endroits des accidents de forme	$\tau_{max} = \tau_{calculée} \cdot K \leq R_{pg}$	M_t : Moment de torsion (N/m) r : le point le plus éloigné à l'axe ($d/2$) d : diamètre de l'arbre
Condition de déformation	$M_t = G \cdot \theta \cdot I_0$	R_{pg} : Résistance pratique au cisaillement (N/m^2)
Le moment de torsion	$M_t = \frac{P}{\omega}$	G : Module du cisaillement Le moment de torsion peut s'écrire :
Moment quadratique (arbre cylindrique)	$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$	$M_t = \frac{P}{\omega}$ P : Puissance de transmission (W) ω : vitesse angulaire (rad/s) I_0 : Moment quadratique de la section considérée par rapporte au centre (O)

Calcul du moment de torsion			
Formules		Application numérique	Symboles
Puissance de moteur	$P = C \cdot \omega$	$\omega = 155.43 \text{ rad/s}$	C : le couple moteur ω : la vitesse angulaire (rad/s) : $\omega = 2\pi \cdot N/60$ C' : le couple transmis ω' : la vitesse angulaire de l'arbre de transmission N : vitesse de rotation ($1485tr/min$)
Puissance au niveau de l'arbre de transmission	$P = C' \cdot \omega'$ $C' = \frac{C \cdot \omega}{\omega'}$ $= \frac{P}{\omega'}$	$\omega' = 179.3 \text{ rad/s}$ $C' = 502 \text{ N.m}$	
Vitesse de rotation de l'arbre	$N' = \frac{N \cdot D}{D'}$	$N' = 1713 \text{ tr/min}$	
Moment de torsion M_t		$M_t = 502 \text{ N.m}$	

K : Coefficient de concentration de contraintes lié à la géométrie de la section. sera déterminé comme suit : [Chevalier].



On a :

$$D/d = 65/60 = 1.1$$

$$r/d = 1/60 = 0.02$$

On trouve : $k = 1.9$

Condition de résistance à la torsion		
$\frac{I_0}{r} = \frac{\pi d^3}{16}$	$\frac{I_0}{r} = 4,24 \cdot 10^{-5} m^3$	R_e : Limite élastique s : Coefficient de sécurité (2) τ_{max} : Contrainte du cisaillement maximale $\tau_{calculée}$: Contrainte obtenir pour une poutre à même diamètre I_0 : Moment quadratique de la section considérée par rapporte au centre (O)
$\tau_{calculée} = \frac{M_t}{I_0} \cdot r$	$\tau_{calculée} = 1.18 \cdot 10^7 N/m^2$	
$\tau_{calculée} \cdot K \leq R_{pg}$	$\tau_{calculée} \cdot K = 2,25 \cdot 10^7 N/m^2$	
$\tau_e = 0.7 R_e$ $\tau_p = \tau_e / s$	$\tau_e = 4.34 \cdot 10^8 N/m^2$ $\tau_p = 2.17 \cdot 10^8 N/m^2$	
$\tau_{calculée} \cdot K \leq R_{pg}$, donc : $2,25 \cdot 10^7 \leq \tau_p$ Condition de résistance à la torsion est vérifiée		

Tableau 2-1 : Résistance à la torsion

2-2-2 Vérification à la Flexion de l'arbre portant la turbine et la poulie :

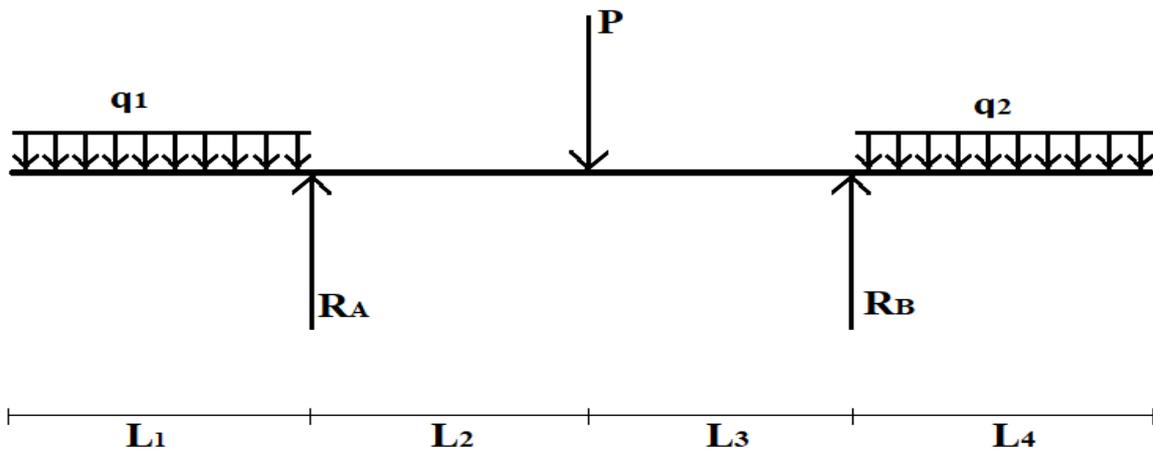


Figure 2-2 : Charges appliquées sur l'arbre

L1 : largeur de la poulie sur le diamètre 60 mm de l'arbre (140 mm) avec une partie de la portée de roulement ayant le diamètre 65 mm divisé par 2 ($52,5/2 = 26,25$), donc L1 sera :

$$L_1 = 166.25 \text{ mm}$$

L2 : La moitié de la longueur de l'arbre sur le diamètre 70 mm (515 mm) avec la longueur des deux portées de roulements divisé par deux (52,5 mm), donc L2 sera :

$$L_2 = 283.75 \text{ mm}$$

L3 : est identique à L2.

L4 : largeur du moyeu de la turbine sur le diamètre 60 mm de l'arbre (110 mm) avec une partie de la portée de roulement ayant le diamètre 65 mm divisé par 2 ($52,5/2 = 26,25$), donc L4 sera : $L_4 = 136.25 \text{ mm}$

Détermination des efforts appliqués

$$q_1 = \frac{m_1}{L_1} \cdot g \quad (2-1)$$

$$q_2 = \frac{m_2}{L_6} \cdot g \quad (2-2)$$

$$P = m \cdot g = \rho \cdot V \cdot g \quad (2-3)$$

m_1 : Masse appliquée au niveau de la poulie

V : Volume

m_2 : Masse appliquée au niveau de la turbine

ρ : Masse volumique

g : Accélération de pesanteur (9.81 m /s²)

P : Poids de l'arbre au milieu

Charge répartie q_1 :

$$V_{poulie} = 6.127 \text{ dm}^3 \quad ; \quad \rho_{fonte} = 7.15 \text{ kg/dm}^3 \quad ; \quad m_{poulie} = 43.8 \text{ kg}$$

$$V_{arbre} = 0.48 \text{ dm}^3 \quad ; \quad \rho_{42CD4} = 7.85 \text{ kg/dm}^3 \quad ; \quad m_{arbre} = 3.78 \text{ kg}$$

Avec : V_{arbre} ; m_{arbre} : (Volume ; Masse) de partie d'arbre portant la poulie

$$\longrightarrow q_1 = 2800 \text{ N/m}$$

Charge répartie q_2 :

$$V_{turbine} = 8.884 \text{ dm}^3 \quad ; \quad \rho_{Tôle} = 7.85 \text{ kg/dm}^3 \quad ; \quad m_{turbine} = 69.7 \text{ kg}$$

$$V_{moyeu} = 1.089 \text{ dm}^3 \quad ; \quad \rho_{42CD4} = 7.85 \text{ kg/dm}^3 \quad ; \quad m_{moyeu} = 8.55 \text{ kg}$$

$$V_{2arbre} = 0.39 \text{ dm}^3 \quad ; \quad \rho_{42CD4} = 7.85 \text{ kg/dm}^3 \quad ; \quad m_{2arbre} = 3.12 \text{ kg}$$

Avec : V_{2arbre} ; m_{2arbre} : (Volume ; Masse) de partie d'arbre portant la turbine et le moyeu

$$\longrightarrow q_2 = 5860 \text{ N/m}$$

Poids de l'arbre P :

m_{arbre} : La masse de l'arbre entre les réactions

$$V_{arbre} = 2.155 \text{ dm}^3 \quad ; \quad \rho_{42CD4} = 7.85 \text{ kg/dm}^3 \quad ; \quad m_{arbre} = 16.91 \text{ kg}$$

$$\longrightarrow P = 165.9 \text{ N}$$

Les réactions R_A et R_B		Application numérique
Données	$L_1 = 166.25 \text{ mm}$ $L_2 = L_3 = 283.75 \text{ mm}$ $L_4 = 136.25 \text{ mm}$ $q_1 = 2800 \text{ N/m}$ $q_2 = 5860 \text{ N/m}$ $P = 165.9 \text{ N}$	$R_A = 520.8 \text{ N}$ $R_B = 909 \text{ N}$
Détermination des réactions	$\sum F_{ext} = 0$ $R_A + R_B = q_1 \cdot L_1 + P + q_2 \cdot L_4$ $\sum M_{f/RA} = 0$ $R_B = \frac{-(q_1 \cdot L_1 \cdot \frac{L_1}{2}) + P \cdot (L_2) + q_2 \cdot L_4 \cdot (L_2 + L_3 + \frac{L_4}{2})}{L_2 + L_3}$	

Tableau 2-2 : Réactions aux appuis

Calcul et diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant		
Tronçon considéré	Schéma du tronçon	Application numérique
Tronçon 1 : $0 \leq x \leq L_1$		$si \ x = 0 \ T_1 = 0 \ N$ $si \ x = L_1 \ T_1 = -465.5 \ N$ $M_{f1}(x) = -\frac{1}{2} q_1 \cdot x^2$ $si \ x = 0 \ M_{f1} = 0 \ N.m$ $si \ x = L_1 \ M_{f1} = -38,70 \ N.m$
Tronçon 2 : $L_1 \leq x \leq L_1 + L_2$		$T_2 = 55.3 \ N$ $M_{f2}(x) = -q_1 \cdot L_1(x - \frac{L_1}{2}) + R_A(x - L_1)$ $si \ x = L_1$ $M_{f2} = -38,7 \ N.m$ $si \ x = L_1 + L_2$ $M_{f2} = -23 \ N.m$

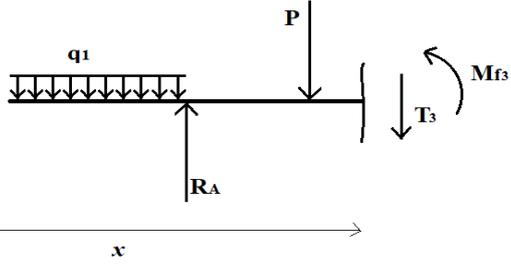
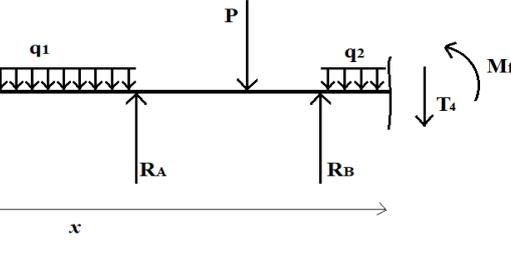
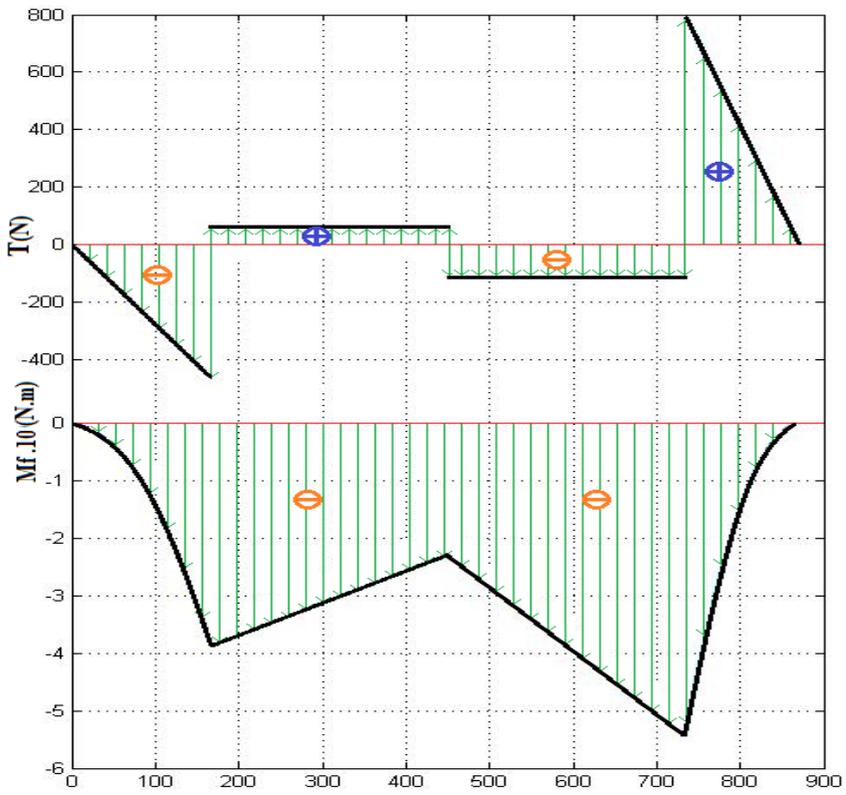
<p>Tronçon 3 : $L_1 + L_2 \leq x$ $\leq L_1 + L_2 + L_3$</p>		<p>$T_3 = -110.6 \text{ N}$ $M_{f3}(x) = -q_1 \cdot L_1(x - \frac{L_1}{2}) + R_A(x - L_1) - P(x - (L_1 + L_2))$</p> <p>si $x = L_1 + L_2$ $M_{f3} = -23 \text{ N.m}$</p> <p>si $x = L_1 + L_2 + L_3$ $M_{f3} = -54,4 \text{ N.m}$</p>
<p>Tronçon 4 : $L_1 + L_2 + L_3 \leq x \leq L_1 + L_2 + L_3 + L_4$</p>		<p>si $x = 0$ $T_4 = 798.4 \text{ N}$ si $x = L_1$ $T_4 = 0 \text{ N}$</p> <p>$M_{f4}(x) = -q_1 \cdot L_1(x - \frac{L_1}{2}) + R_A(x - L_1) - P \cdot (x - L_1 - L_2) + R_B(x - (L_1 + L_2 + L_3)) - \frac{1}{2} q_1 \cdot (x - (L_1 + L_2 + L_3))^2$</p> <p>si $x = L_1 + L_2 + L_3$ $M_{f4} = -54,4 \text{ N.m}$</p> <p>si $x = L_1 + L_2 + L_3 + L_4$ $M_{f4} = -0 \text{ N.m}$</p>
<p>Diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant</p>		

Tableau 2-3 : Calcul et diagramme du moment fléchissant et de l'effort tranchant

Condition de résistance		Symboles
<p>On doit vérifier la condition</p> $\sigma_{max} = \sigma_{calculée} \cdot K \leq R_p$ $\sigma_{calculée} = \frac{32 M_{fmax}}{\pi d^3}$	<p>- Pour le 42CD4 :</p> $R_e = 6.2 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ <p>- Le moment fléchissant maximal est à la section (x = 733.75 mm)</p> $M_{fmax} = -54.4 \text{ N.m}$ $ \sigma_{calculée} = 2.02 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ $\sigma_{max} = 5.25 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ $R_p = R_e / s$ $R_p = 3.1 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$	<p>R_e : Limite élastique s : Coefficient de sécurité (2) R_p : Résistance pratique σ_{max} : Contrainte maximale $\sigma_{calculée}$: Contrainte obtenir pour une poutre à même diamètre I_z : Moment quadratique de la section par rapport à l'axe (o, z) $I_z = \frac{\pi d^4}{64}$ M_{fmax} : Moment fléchissant maximale y : Point le plus éloigné de l'axe</p>
$5.25 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \leq R_p$ <p>Donc la condition de résistance est vérifiée</p>		

Tableau 2-4 : Vérification de la résistance

Calcul de la flèche		Symboles
Equation de la déformée	$EI\ddot{y}(x) = M_f$	E : module d'élasticité longitudinale
Tronçon 1 :	$EIy_1(x) = -\frac{1}{24} q_1 \cdot x^4 + C_1 \cdot x + C_2$	\ddot{y} : dérivée seconde de la déformée (y)
Tronçon 2 :	$EIy_2(x) = -\frac{1}{6} \cdot q_1 \cdot L_1 \cdot x^3 + \frac{1}{4} \cdot q_1 L_1^2 \cdot x^2 + \frac{1}{6} \cdot R_A \cdot x^3 - \frac{1}{2} R_A \cdot L_1 \cdot x^2 + C_3 \cdot x + C_4$	I : moment quadratique de la section $I_z = \frac{\pi d^4}{64}$
Tronçon 3 :	$EIy_3(x) = -\frac{1}{6} \cdot q_1 \cdot L_1 \cdot x^3 + \frac{1}{4} \cdot q_1 L_1^2 \cdot x^2 + \frac{1}{6} \cdot R_A \cdot x^3 - \frac{1}{2} R_A \cdot L_1 \cdot x^2 - \frac{1}{6} \cdot P \cdot x^3 + \frac{1}{2} P(L_1 + L_2) \cdot x^2 + C_5 \cdot x + C_6$	C_n : sont des constants d'intégration
Tronçon 4 :	$EIy_4(x) = -\frac{1}{6} \cdot q_1 \cdot L_1 \cdot x^3 + \frac{1}{4} \cdot q_1 L_1^2 \cdot x^2 + \frac{1}{6} \cdot R_A \cdot x^3 - \frac{1}{2} R_A \cdot L_1 \cdot x^2 - \frac{1}{6} \cdot P \cdot x^3 + \frac{1}{2} P(L_1 + L_2) \cdot x^2 - \frac{1}{24} q_2 \cdot x^4 - \frac{1}{4} q_2 \cdot (L_1 + L_2 + L_3)^2 \cdot x^2 + \frac{1}{6} q_2 \cdot (L_1 + L_2 + L_3) \cdot x^3 + \frac{1}{6} \cdot R_B \cdot x^3 - \frac{1}{2} R_B \cdot (L_1 + L_2 + L_3) \cdot x^2 + C_7 \cdot x + C_8$	

Détermination des constantes			
	La valeur de x(mm)	y(x)/y'(x)	Les équations obtenir
Conditions aux limites	(L ₁)	y ₁ = 0	.166.25 . C ₁ + C ₂ = 8.912 . 10 ⁷
	(L ₁)	y ₂ = 0	.166.25 . C ₃ + C ₄ = 6.194 . 10 ⁸
	(L ₁ + L ₂ + L ₃)	y ₃ = 0	.733.75 C ₅ + C ₆ = 7.651 . 10 ⁷
	(L ₁ + L ₂ + L ₃)	y ₄ = 0	.733.75 . C ₇ + C ₈ = - 3.321 . 10 ¹¹
Conditions de continuité	(L ₁)	{ y ₁ = y ₂	{ C ₁ - C ₃ = -505.29 . 10 ⁴
	(L ₁ + L ₂)	{ y ₁ = y ₂	{ 166.25 . C ₁ + C ₂ - 166.25 . C ₃ - C ₄ = -530.32 . 10 ⁶
		{ y ₂ = y ₃	{ C ₃ - C ₅ = +167.97 . 10 ⁵
	(L ₁ + L ₂ + L ₃)	{ y ₃ = y ₄	{ 450 . C ₃ + C ₄ - 450 . C ₅ - C ₆ = +503.92 . 10 ⁷
{ y ₃ = y ₄		{ C ₅ - C ₇ = - 630.52 . 10 ⁶	
Les constantes C _n	C ₁ = 1,13 . 10 ⁷	C ₄ = -2,09 . 10 ⁹	C ₇ = 6,3 . 10 ⁸
	C ₂ = -1,78 . 10 ⁹	C ₅ = -4,76 . 10 ⁵	C ₈ = -1,3 . 10 ¹¹
	C ₃ = 1,63 . 10 ⁷	C ₆ = 4,26 . 10 ⁸	

Tableau 2-5 : Calcul de la flèche

D'après le diagramme des équations de y(x) La flèche maximal est obtenue pour (x = 870 mm)

Donc La flèche maximal est :

$$y_{max} = -0.013 \text{ mm}$$

2-2-3 Sollicitations composées flexion et torsion :

Sollicitations composées flexion et torsion		
		Application numérique
Données	$\tau_{max} = 2,25 . 10^7 \text{ N/m}^2$ $\sigma_{max} = 5,25 . 10^6 \text{ N/m}^2$ $R_e = 6,2 . 10^8 \text{ N/m}^2$	$R_p = 3,1 . 10^8 \text{ N/m}^2$ $\tau_{\acute{e}q} = 2,26 . 10^7 \text{ N/m}^2$
D'après théorie de la contrainte du cisaillement maximal appropriée aux métaux ductiles [23]	$\tau_{\acute{e}q} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$	$\tau_{\acute{e}q} \leq R_p$
La résistance pratique au glissement	$R_{pg} = R_e / s$	
Donc la condition de résistance est vérifiée		

Tableau 2-6 : Sollicitations composées flexion et torsion

2-3 Etude du comportement dynamique du système à un (01) degré de liberté (Mouvement harmonique simple)

2-3-1 Arbre rigide court par rapport à la section tournant libre sans frottement :

On considère une masse m , situé à une distance r du centre de rotation o d'un disque (rotor) de masse M , de telle manière que m soit négligeable devant M , et crée un balourd statique (voir figure 2-3), donc l'axe principale d'inertie du système se déplace d'une excentricité (e) par rapport à l'axe de rotation (voir figure 2-4).

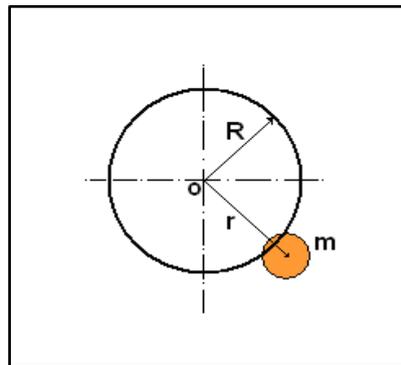


Figure 2-3 : Désignation du balourd

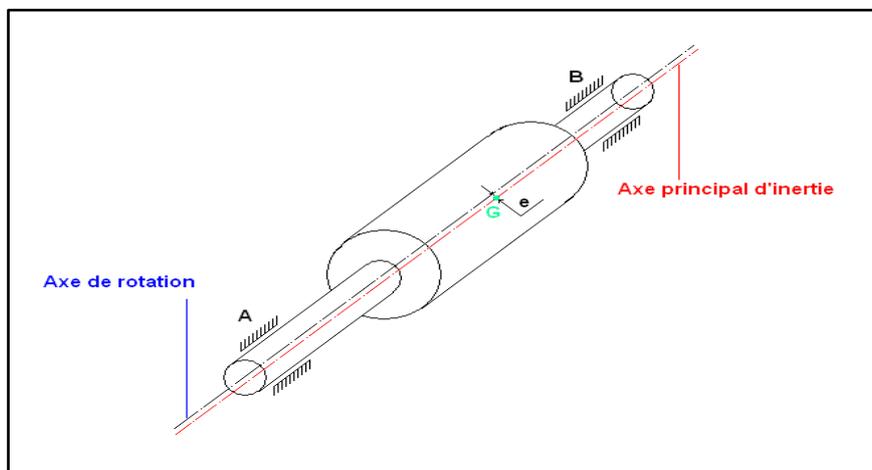


Figure 2-4 : Excentricité entre l'axe de rotation et l'axe principal d'inertie

Quand le rotor tourne sans frottement sur les deux paliers **A** et **B** par rapport à l'axe de rotation sous l'action du poids **P** du rotor en l'écartant de sa position d'équilibre, le système se comporte comme un pendule complexe. Le bute c'est d'étudier le comportement libre sans amortissement (sans frottement) du système, pour pouvoir déterminer la fréquence propre de ce dernier.

POSITION D'EQUILIBRE : (Figure 2-5)

Soit :

G : centre de gravité du système

R : réaction au point O

En appliquant les conditions d'équilibre de la statique, on obtient :

$$P = R = (M + m).g \quad (2-4)$$

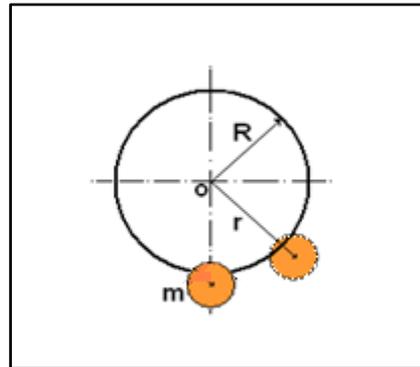


Figure 2-5 : Position d'équilibre d'un rotor déséquilibré

$M(\mathbf{R})/o = 0$ car le point d'influence du vecteur \mathbf{R} est le point o.

Cela implique que : $M(\mathbf{P})/o = 0 \longrightarrow P.b = 0,$ (2-5)

Avec \mathbf{b} est le bras de force de la pesanteur \mathbf{P}

Ce qui nous ramène à dire que la portée du vecteur pesanteur \mathbf{P} passe par le centre de gravité \mathbf{G} et le centre de rotation \mathbf{O} , ce qui détermine la position d'équilibre.

SYSTEME EN MOUVEMENT : (Figure 2-6)

En appliquant le 1^{er} principe de la dynamique :

$$\sum M(\mathbf{F})/o = I.\ddot{\varphi} \longrightarrow M(\mathbf{P})/o + M(\mathbf{R})/o = I.\ddot{\varphi} \quad (2-6)$$

Avec : I : moment d'inertie du rotor.

φ : Angle d'écartement du système en rotation par rapport à l'axe vertical passant par le centre de rotation.

R : Réaction aux appuis A et B.

Tel que : $\mathbf{R} = \mathbf{R}_A + \mathbf{R}_B$

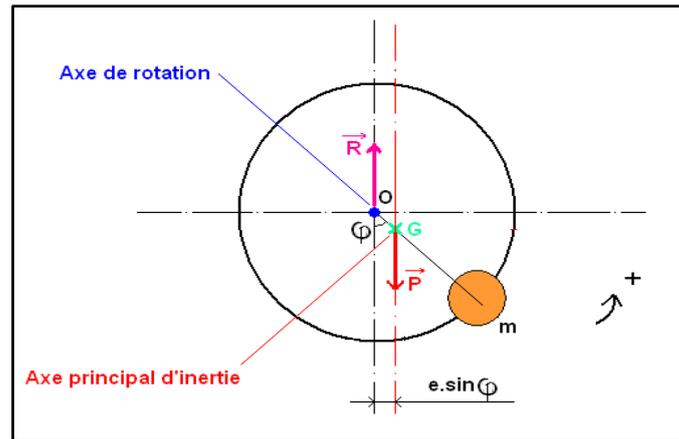


Figure 2-6 : Rotor déséquilibré en mouvement

On a : $M(\mathbf{R})/o = 0$ (Force passant par O).

Donc : $M(\mathbf{P})/o = I \Rightarrow -P.L = I.\ddot{\varphi}$ (2-7)

Où : P : poids global du rotor déséquilibré (2-4)

L : bras de la force P et représente l'excentricité aux positions horizontale et verticale.

e : distance du centre de gravité par rapport à O (excentricité).

Où : $L = e.\sin \varphi$ (2-8)

Après quelques considérations mathématiques, on obtient l'équation du mouvement du système de la forme :

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 . \varphi = 0 \tag{2-9}$$

Avec $\omega_0 = \sqrt{\frac{(M + m) \cdot g \cdot e}{I}} > 0$ (2-10)

C'est la pulsation propre du système.

MODELISATION DU SYSTEME :

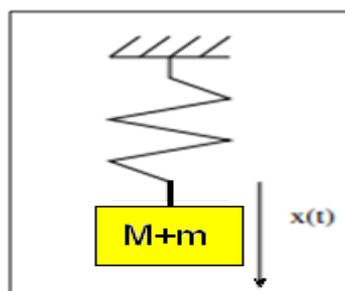


Figure 2-7 : Modélisation du système rotor

Le système est composé d'un rotor de masse M balourdé par une masse m , et supporté par deux paliers tournant sans frottement. Ce système peut être considéré d'une manière approchée à un système simple conservatif, composé d'un corps rigide de masse ($M + m$), est lié à l'une des extrémités d'un ressort de rigidité K , l'autre extrémité étant fixe (Figure 2-7).

La masse ($M + m$) peut se déplacer sans frottement suivant une droite vertical x .

A l'équilibre statique, on trouve :

$$K = \frac{(M+m) \cdot g}{x_0} \quad (2-11)$$

Etant donné que le système a un degré de liberté, la coordonnée généralisée est le déplacement x de la masse ($M + m$) par rapport à la position d'équilibre. Cependant, l'équation de mouvement s'écrit :

$$\ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x = 0 \quad (2-12)$$

Avec : $\omega_0 > 0$: pulsation propre du système qui a pour expression :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M+m}} \quad (2-15)$$

Par identification de l'équation (2-10) avec l'équation (2-15) :

$$\omega_0^2 = \frac{(M+m) \cdot g \cdot e}{I} = \frac{k}{(M+m)} \quad (2-16)$$

Dont la solution peut être considérée sous la forme :

$$x = c_0 \cdot e^{\lambda t} \quad (2-17)$$

Où l'équation caractéristique est donnée par :

$$\lambda^2 + \omega_0^2 = 0 \quad (2-18)$$

Les solutions de l'équation caractéristique (2-18) donnent les valeurs λ_1 et λ_2 correspondant aux vibrations possibles, tel que :

$$\lambda_{1,2} = \pm i \cdot \omega_0 \quad (2-19)$$

Ou : $i = \sqrt{-1}$ est l'unité imaginaire.

La solution générale est la combinaison linéaire des solutions particulières, donc :

$$x = c_1 \cdot e^{i \cdot \omega_0 \cdot t} + c_2 \cdot e^{-i \cdot \omega_0 \cdot t} \quad (2-20)$$

Ou : c_1 et c_2 sont des nombres complexes arbitraires qui dépendent des conditions initiales.

Parmi les solutions générales complexes, seules les solutions réelles ont une importance pratique.

On obtient la solution :

$$x = A \cdot \sin(\omega_0 t + \beta) \quad (2-21)$$

Tel que : A : l'amplitude de vibrations maximale.

β : Le déphasage à l'instant initial.

ω_0 : Pulsation propre ou fréquence propre du système.

A et β sont des constantes, déterminées par les conditions initiales.

La fréquence propre est :

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} \quad (2-22)$$

La période de vibrations est :

$$T = \frac{1}{f_0} = \frac{2\pi}{\omega_0} \quad (2-23)$$

Application numérique :

D'après l'équation (2-11), nous allons déterminer la rigidité K du système, avec :

x_0 : Déplacement statique, représente la flèche maximale déterminée dans la partie de l'étude statique, donc : $x_0 = 0,013 \text{ mm}$

M : Masse du système (Arbre, poulie et turbine), $M = 145,75 \text{ kg}$

m : Masse parasite, représente la masse du balourd, déterminé à partir de l'opération de l'équilibrage du rotor, avec : $m = 37 \text{ g}$

$$M + m = 145,787 \text{ kg}$$

g : La pesanteur, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$K = 11 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

La pulsation propre du système sera déterminée à partir de l'équation (2-15), donc :

$$\omega_0 = 868,7 \text{ rad/s}$$

Maintenant il faut déterminer l'amplitude dynamique A et le déphasage β de la réponse $x(t)$, pour cela on pose les conditions initiales suivantes :

A l'instant $t = 0$, $x(0) = 0,013 \text{ mm}$ et $\dot{x}(0) = 0$ (2-24)

De l'équation (2-21), nous avons : $x(0) = A \cdot \sin\beta = 0,013 \text{ mm}$ (2-25)

Aussi, la vitesse vibratoire sera : $\dot{x}(t) = A \cdot \omega_0 \cdot \cos(\omega_0 t + \beta)$ (2-26)

Donc, à l'instant $t = 0$, $\dot{x}(0) = A \cdot \omega_0 \cos\beta = 0$, ce qui donne : $\beta = \frac{\pi}{2}$

On remplace dans la relation (2-25), nous aurons : $A = 0,013 \text{ mm}$

La relation (1-21) sera : $x(t) = 0,013 \cdot \sin(868,7 \cdot t + \frac{\pi}{2})$ (2-27)

La solution (2-27), peut être représentée par la projection d'un vecteur tournant \vec{A} dont le module est l'amplitude A de la vibration, et sa vitesse angulaire est la pulsation propre ω_0 du système (voir figure 2-8).

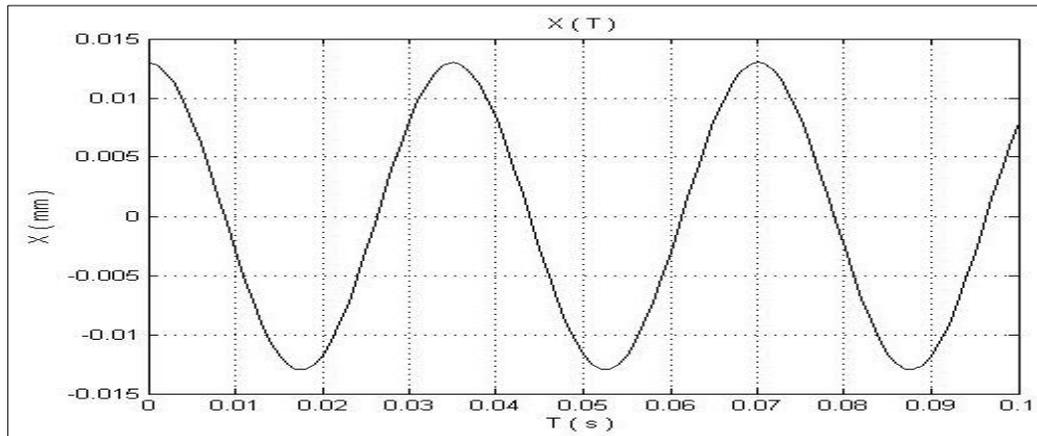


Figure 2-8 : Déplacement vibratoire d'un système libre non amorti

2-3-2 Système tournant libre avec frottement (Système libre amorti) :

On considère le même système représenté dans la figure 2-4. Le rotor est soumis à l'influence d'un balourd de masse parasite m , mais cette fois, le rotor tourne (pivote) avec frottement sur les deux paliers A et B.

Lors des études dynamiques des systèmes mécaniques, on considère les éléments mobiles des machines comme des corps rigides, alors que dans les examens de R.D.M, on les considère comme des corps élastiques linéaires dont les formes géométriques changent sous l'effet des forces et moments de ces forces. En général, pour résoudre les problèmes de vibrations, nous avons besoin d'un modèle dans lequel on retrouve aussi bien les corps rigides que les corps élastiques.

Au cours d'un mouvement vibratoire d'un système conservatif, une transformation d'énergie se produit entre l'énergie cinétique T et l'énergie potentielle U , et leur somme donnera l'énergie totale mécanique qui reste inchangée (constante), tel que :<

$$E = T + U = \text{constante}$$

L'énergie potentielle se compose en général de l'énergie due au mouvement dans le champ de gravitation d'une part, et de l'énergie emmagasinée lors des déformations élastiques des corps d'autre part.

A cause du frottement interne moléculaire lors des déformations de la matière, une partie de l'énergie mécanique se transforme en énergie calorifique, donc l'énergie mécanique totale diminue, cela explique la présence des forces de dissipation autre que les forces potentielles. Ces forces de dissipation sont proportionnelles aux vitesses de déformation selon les expériences effectuées, cela veut dire qu'elles peuvent être dérivées d'une fonction de dissipation de Rayleigh [22].

$$D = \frac{1}{2} C_{ij} \bullet \dot{q}_i \bullet \dot{q}_j = \frac{1}{2} \dot{\vec{q}}^T \bullet [C] \bullet \dot{\vec{q}} \quad (2-28)$$

Tel que : \dot{q}_i, \dot{q}_j : sont les vitesses généralisées.

C_{ij} : Coefficient d'amortissement.

Donc la force de dissipation généralisée est :

$$Q_i = -\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = -C_{ij} \bullet \dot{q}_j \quad (2-29)$$

Pour établir le modèle de notre système vibratoire, une approximation est faite de manière à diviser les éléments du système en deux groupes :

- Le rotor et les supports des paliers dont les déformations sont négligeables au cours du mouvement du système, les paliers sont fixes mais le rotor est mobile, donc on pourra les considérer comme des éléments rigides et le rotor à une énergie cinétique durant le mouvement.
- L'autre partie est composée des éléments de masses négligeables par rapport aux autres, dans notre cas la masse parasite du balourd m est négligeable devant la masse du rotor, qui a réussi à faire déplacer le centre de gravité du rotor de sa position initiale d'une excentricité « e », donc c'est une déformation non négligeable, et on pourra la considérer comme un ressort sans masse ayant une énergie potentielle de déformation au cours de mouvement.
- En réalité, au cours des déformations, il faut toujours prendre en considération les frottements dans les paliers, qui résulte du contact entre le rotor et les supports et s'interprètent comme étant une dissipation d'énergie.
- Par conséquent, un modèle plus correcte d'un système réel constitue d'un rotor mobile de masse \mathbf{M} , balourdé par une masse parasite de masse \mathbf{m} , et des supports (considérés rigide sans élasticité), et d'un ressort sans masse et sans résistance interne, ainsi qu'un amortisseur sans masse correspondant à la dissipation d'énergie qui est proportionnelle à la vitesse de déformation (voir figure 2-9).

- Donc notre modèle est un système libre amorti à un degré de liberté, cette fois ci on aura l'influence de l'amortissement sur la vibration libre d'un système conservatif.

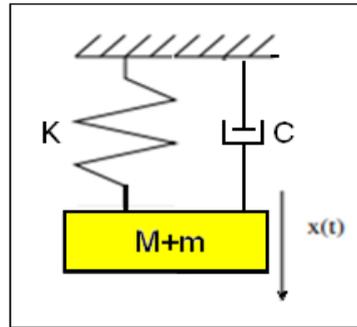


Figure 2-9 : Modélisation du système rotor libre amorti

Pour le système considéré, les expressions des énergies cinétique, potentielle et de dissipation sont données respectivement par :

$$T = \frac{1}{2}(M + m) \cdot \dot{x}^2 \quad (2-30)$$

$$U = \frac{1}{2}k \cdot x^2 \quad (2-31)$$

$$D = \frac{1}{2}C \cdot \dot{x}^2 \quad (2-32)$$

En utilisant les équations de Lagrange de la seconde espèce, on aboutit à l'équation de mouvement pour notre système dissipatif. Elle est donnée par :

$$\ddot{x} + \frac{C}{(M + m)} \cdot \dot{x} + \frac{k}{(M + m)} \cdot x = 0 \quad (2-33)$$

Ou encore

$$\ddot{x} + \frac{C}{(M + m)} \cdot \dot{x} + \omega_0^2 \cdot x = 0 \quad (2-34)$$

Avec : C : coefficient d'amortissement.

k : Rigidité du ressort, et pour notre modèle .

ω_0 Pulsation propre ω_0 du système conservatif.

La solution de (2-34) est cherchée sous la forme :

$$x = c_0 \cdot e^{\lambda \cdot t} \quad (2-35)$$

Après quelques opérations mathématiques, on aboutit à l'équation caractéristique:

$$\lambda^2 + \frac{C}{(M+m)} \cdot \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (2-36)$$

Le discriminant de l'équation caractéristique est :

$$\Delta' = \left[\frac{C}{2(M+m)} \right]^2 - \omega_0^2 \quad (2-37)$$

Donc les solutions de l'équation caractéristique seront :

$$\lambda_{1,2} = -\frac{C}{2(M+m)} \pm \sqrt{\left[\frac{C}{2(M+m)} \right]^2 - \omega_0^2} \quad (2-38)$$

On considère le discriminant Δ' de l'équation caractéristique, c'est-à-dire la relation (2-37) (2-37), le seul cas où on a un mouvement oscillatoire c'est le cas où le discriminant est négatif qui représente un système faiblement amorti.

$$\Delta' < 0 \Rightarrow \frac{C}{2(M+m)} < \omega_0 \Rightarrow C < 2(M+m) \cdot \omega_0 \quad (2-$$

39)

$$\text{Donc : } C < 2(M+m) \cdot \omega_0 = C_r \quad (2-40)$$

Ou, C_r est la valeur critique de l'amortissement.

Soit : A : Amplitude maximal de vibrations.

δ : Pulsation propre amortie du système.

β : Déphasage.

Après divers opérations mathématiques, on trouve la période du système amorti T et le décrétement logarithmique Λ :

$$T = \frac{2\pi}{\delta} > \frac{2\pi}{\omega_0} \quad (2-41)$$

$$\Lambda = \ln \frac{A \cdot e^{-\frac{C}{2(M+m)}t} \cdot \sin(\delta t + \beta)}{A \cdot e^{-\frac{C}{2(M+m)}\left(t + \frac{2\pi}{\delta}\right)} \cdot \sin(\delta t + 2\pi + \beta)} = \frac{C\pi}{(M+m)\delta} \quad (2-42)$$

Ainsi pour déterminer le coefficient d'amortissement C du système, il faut calculer le décrétement logarithmique Λ et la pulsation propre δ du système amorti.

CALCUL DU COEFFICIENT D'AMORTISSEMENT DU SYSTEME C :

Pour déterminer le coefficient de frottement C , on a procédé à une série de mesures pratiques de l'angle φ (figure 2-10), qui caractérise le déplacement angulaire de la masse parasite m à l'instant (t) par rapport à l'axe vertical. On refait cette mesure à l'instant $(t + T_A)$, où T_A est la période des oscillations de la masse parasite ou du système amorti à un degré de liberté.

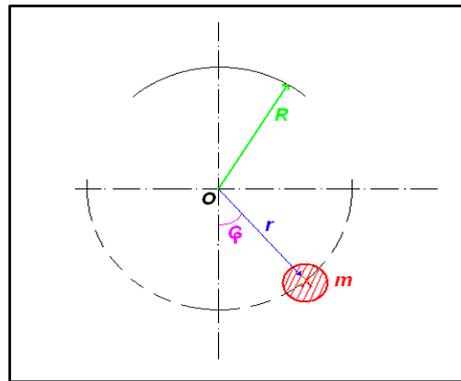


Figure 2-10 : Oscillation du balourd autour de la position d'équilibre sur la turbine.

En considérant la relation (2-42), on voit que l'amortissement est caractérisé par le logarithme du rapport de déplacement à l'instant (t) et à l'instant $(t + T_A)$, alors que la période de vibrations amortie est :

$$T_A = \frac{2\pi}{\delta} \quad (2-43)$$

δ est la pulsation propre amortie, elle dépend de la pulsation propre du système conservatif ω_0 et du coefficient d'amortissement C . On a :

$$\delta^2 = \omega_0^2 - \left[\frac{C}{2(M+m)} \right]^2 \quad (2-44)$$

La période T_A est toujours inconnue. Pratiquement, si on écarte la turbine déséquilibrée par une masse parasite m de sa position d'équilibre, d'un angle φ_1 à l'instant t_1 donné, et on la laisse libre, la turbine aura le mouvement d'un pendule complexe. Dès qu'elle revient à sa position

initiale après un temps écoulé T_A , on aura une oscillation caractérisée par sa période T_A et sa pulsation propre amortie δ .

Pour mesurer la hauteur h (figure 2-11), à chaque fois on utilise une règle millimétrique, placée horizontalement à la position et au moment où la turbine s'arrête en effectuant la première oscillation, ensuite la deuxième oscillation, la troisième ..., ainsi de suite. A chaque fois et après chaque mesure de la hauteur h , on calcule l'angle d'écartement φ qui sera déterminé comme suit :

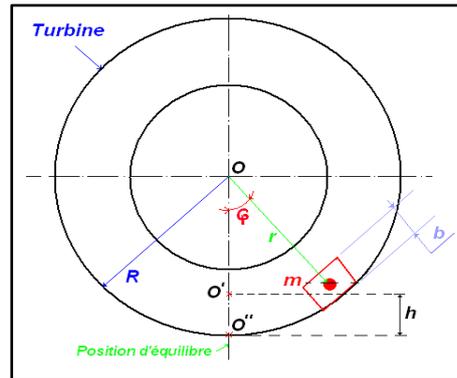


Figure 2-11_: Mesure de l'écartement (h) du balourd

La hauteur h peut s'écrire sous la forme :

$$h = O'O'' = OO'' - OO' = R - R \cdot \cos\varphi = R \cdot (1 - \cos\varphi)$$

$$\Rightarrow \cos\varphi = 1 - \frac{h}{R} \tag{2-45}$$

$$\text{On déduit que : } \varphi = \text{Arc cos}\left(1 - \frac{h}{R}\right) \tag{2-46}$$

A partir de la relation (2-46), on calcule la valeur du déplacement angulaire φ pour chaque période (tableau 2-7).

Temps (s)	T	t + T_A	t + 2T_A	t + 3T_A	t + 4T_A
h (mm)	100	83	62	43	21
φ (degré)	36,870	33,488	28,837	23,936	16,665
φ (radiant)	0.643	0.584	0.503	0.417	0.291

Tableau 2-7 : Déplacement angulaire (φ) du balourd sur la turbine

Pour le décrétement logarithmique: si on prend deux déplacements angulaires φ successifs à l'instant (t) et à l'instant (t + T_A) respectivement et d'après le tableau 5-9, on aura :

$$\Lambda_1 = \ln\left(\frac{\varphi(t)}{\varphi(t+T_A)}\right) \quad (2-47)$$

De nouveau, on prend les deux déplacements angulaires φ à $(t+T_A)$ et à $(t+2T_A)$ ainsi qu'aux instants $(t+2T_A)$ et $(t+3T_A)$ et aux instants $(t+3T_A)$ et $(t+4T_A)$ pour lesquels on a respectivement:

$$\Lambda_2 = \ln\left(\frac{\varphi(t+T_A)}{\varphi(t+2T_A)}\right), \quad \Lambda_3 = \ln\left(\frac{\varphi(t+2T_A)}{\varphi(t+3T_A)}\right) \quad \text{et} \quad \Lambda_4 = \ln\left(\frac{\varphi(t+3T_A)}{\varphi(t+4T_A)}\right) \quad (2-48)$$

Finalement, le décrétement logarithmique Λ est la moyenne des trois valeurs obtenues, donc :

$$\Lambda = \frac{\Lambda_1 + \Lambda_2 + \Lambda_3 + \Lambda_4}{4} = 0,1985 \quad (2-49)$$

La masse parasite est supposée être de forme parallélépipède de masse : 37 g

De l'équation (2-40), l'amortissement critique C_r sera : $C_r = 2(M+m) \cdot \omega_0$ (2-50)

Donc : $C_r = 2 \times 145,787 \times 868,68$, $C_r = 253284,5 \text{ Kg/s}$ (2-51)

Maintenant, Pour déterminer le coefficient d'amortissement C, on considère

Les relations (2-42) et (2-44), on en déduit que :

$$\delta = \frac{\sqrt{4 \cdot (M+m)^2 \cdot \omega_0^2 - C^2}}{2 \cdot (M+m)} \quad (2-52)$$

et :

$$C = \frac{2 \cdot \Lambda \cdot (M+m) \cdot \omega_0}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \Lambda^2}} \quad (2-53)$$

Le coefficient d'amortissement sera alors : $C = 8002 \text{ Kg/s}$ (2-54)

De l'équation (2-52), la pulsation propre amortie sera : $\delta = 868,2 \text{ rad/s}$ (2-55)

Calcul A et β :

Les conditions initiales sont les mêmes que le 1 er cas, $x(0) = 0,013 \text{ mm}$ et $\dot{x}(0) = 0$, car le système démarre à une position définie et sans vitesse initiale et une accélération est nulle.

$$x(0) = A \cdot e^{\frac{-c}{2(M+m)}t} \sin(\delta t + \beta) = 0,013 \text{ mm}, \quad \text{on pose } k = \frac{-c}{2(M+m)}$$

$$x(0) = A \cdot \sin(\beta) = 0,013 \text{ mm} \quad (2-56)$$

Et $\dot{x}(t) = k \cdot A \cdot e^{k \cdot t} \sin(\delta t + \beta) + A \cdot \delta \cdot e^{k \cdot t} \cos(\delta t + \beta)$ donc

$$\dot{x}(0) = k \cdot \sin(\beta) + \delta \cos(\beta) = 0 \tag{2-57}$$

De (2-57), on utilise : $\sin^2(\beta) + \cos^2(\beta) = 1$

$$\sin(\beta) = \sqrt{\frac{\delta^2}{k^2 + \delta^2}} = 0.99 \rightarrow \beta = 88.19^\circ = 1.54 \text{ rad} \text{ D'où de} \tag{2-56}$$

$$A = 0,013 \text{ mm}$$

$$x(t) = A \cdot e^{-27.45t} \sin(868.2t + 1.54) \tag{2-58}$$

REMARQUE :

- On remarque que $C < C_r$, ce qui montre que le système est faiblement amorti.
 - La pulsation propre amortie δ est inférieure à la pulsation propre ω_0 .
- $\delta < \omega_0$, ce qui confirme que le système est faiblement amorti, et que cet amortissement freine et ralentit le mouvement oscillatoire du système. Ceci est dû au fait que l'amplitude de vibrations décroît avec le temps (figure 2-12).

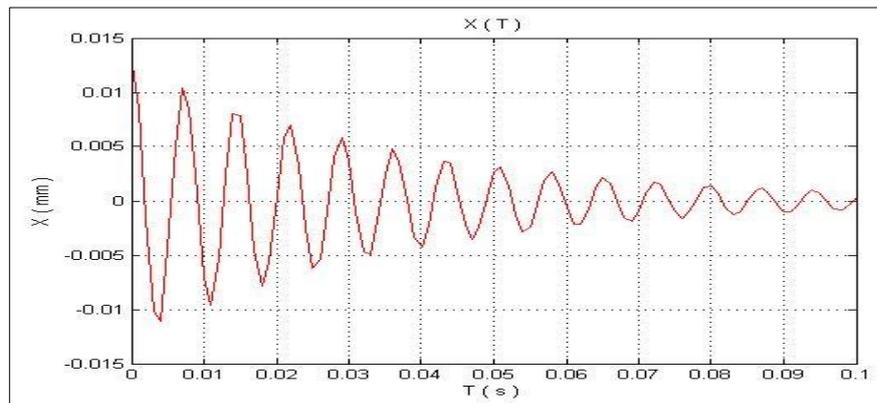


Figure 2-12 : Réponse vibratoire du système libre amorti

2-3-3 Rotor tournant avec frottement et soumis à la force centrifuge :

Soit une masse m , placée à une distance r du centre de rotation d'un disque de masse M telle que m soit petite devant M , et cause un déséquilibre :(balourd) statique ou dynamique.

2-3-3-1 DESEQUILIBRE STATIQUE :

Le déséquilibre statique correspond à une translation linéaire de

$$e = r \cdot \frac{m}{M} \tag{2-59}$$

2-3-3-2 DESEQUILIBRE DYNAMIQUE :

Dans le cas de déséquilibre dynamique sous forme de couple, l'axe principal d'inertie ne coïncide pas avec l'axe de rotation du rotor. En G, l'axe principal d'inertie s'incline d'un angle constant par rapport à l'axe de rotation au cours de mouvement (figure 2-13).

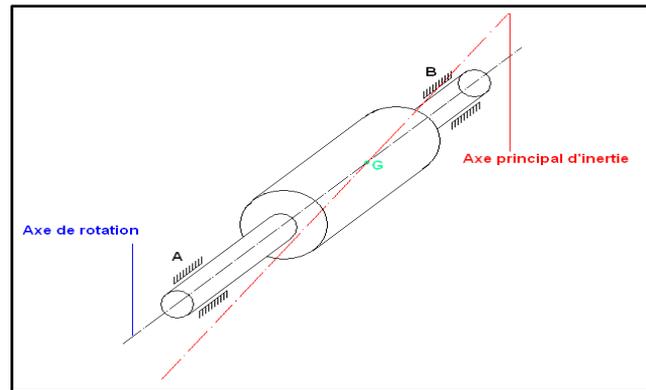


Figure 2-13 : Déséquilibre dynamique sur un rotor.

Dans le cas général, le déséquilibre du rotor correspond à la superposition de déséquilibre statique et dynamique sous forme de couple. (Figure 2-14).

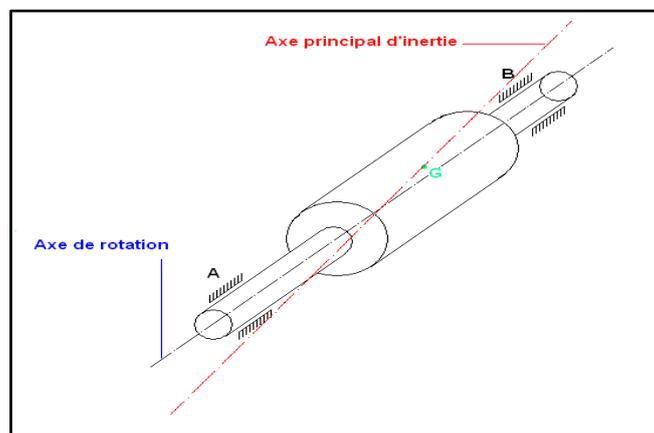


Figure 2-14 : Déséquilibre statique et dynamique sur un rotor.

2-3-3-3 MODELISATION DU SYSTEME :

En modélisant l'ensemble rotor - paliers comme un système forcé amorti à un degré de liberté soumis à une force centrifuge \vec{F} (figure 2-15), à la fréquence de rotation ω , le système sera équivalent à l'ensemble masse ressort amortisseur sous l'action d'une force \vec{F} .

Donc l'équation différentielle du mouvement de notre système sera équivalente à celle du système forcé masse ressort amortisseur, et peut être exprimée par :

$$(M + m).\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2-60)$$

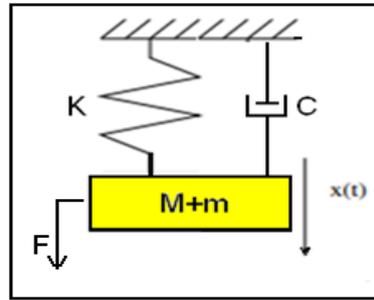


Figure 2-15 : Modélisation d'un rotor tournant déséquilibré sous l'action d'une force F .

F : Force de centrifuge créée par le balourd tel que son amplitude maximale est :

$$F_0 = m. \omega^2. r \quad (2-61)$$

Avec : ω : fréquence de rotation du rotor en (rad/s).

r : Distance de la masse m par rapport au centre de rotation.

L'équation de mouvement du système devient :

$$(M + m). \ddot{x} + c\dot{x} + kx = m. \omega^2. r. \sin(\omega. t) \quad (2-62)$$

Cette force est périodique en fonction du temps, s'exerçant dans le plan radial, son expression suivant un axe : horizontal, vertical ou radial (celui de la position du capteur de vibrations) est de la forme :

$$F(t) = F_0 \sin(\omega. t) = m. \omega^2. r \sin(\omega. t) \quad (2-63)$$

L'équation du mouvement de ce système considéré dissipatif forcé sera :

$$(M + m). \ddot{x} + c\dot{x} + kx = m. \omega^2. r. \sin(\omega. t) \quad (2-64)$$

Le rapport γ (amortissement relatif) du coefficient d'amortissement C , et du coefficient d'amortissement critique C_r est:

$$\gamma = \frac{c}{c_r} = \frac{c}{2(M+m)\omega_0} = \frac{c}{2\sqrt{k.(M+m)}} \rightarrow \frac{c}{M+m} = 2. \gamma. \omega_0 \quad (2-65)$$

Il est appelé amortissement de Lehr, et on supposera:

$\gamma < 1$ pour qu'on ait un mouvement vibratoire, c'est le cas d'un amortissement faible.

Après des considérations théoriques on aboutit à la notion d'agrandissement G :

$$G = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{(1-\varepsilon^2)^2 + 4.\gamma^2.\varepsilon^2}} \quad (2-66)$$

G : est le rapport de l'amplitude dynamique A , et l'amplitude statique A_0 qui représente l'excentricité (e) dans le cas d'un balourd statique.

L'agrandissement G est :

$$G = \frac{A}{e} = \frac{1}{\sqrt{(1-\varepsilon^2)^2 + 4.\gamma^2.\varepsilon^2}} \quad (2-67)$$

Dans ce cas, l'amplitude dynamique de la vibration sera :

$$A = G \cdot e \quad (2-68)$$

ε est le rapport des pulsations excitatrice ω et propre ω_0 du système conservatif, tel que :

$$\varepsilon = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (2-69)$$

ε : est appelé pulsation réduite.

2-3-3-4 RESOLUTION DES EQUATIONS DU MODELE THEORIQUE

La solution de l'équation différentielle sans second membre (dite transitoire) est :

$$x(t) = B e^{\frac{-c}{2(M+m)}t} \cdot \sin(\delta \cdot t + \beta)$$

Et en considérant la solution particulière sous la forme :

$$x(t) = A \cdot \sin(\omega \cdot t - \varnothing) = GA_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varnothing)$$

La solution générale avec second membre sera :

$$x(t) = B e^{\frac{-c}{2(M+m)}t} \cdot \sin(\delta \cdot t + \beta) + GA_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varnothing) \quad (2-70)$$

La solution transitoire comportant des exponentielles à exposant négatif s'éteint très vite, il ne reste que la solution particulière liée à la vibration forcée :

$$x(t) = GA_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varnothing) \quad (2-71)$$

C'est une fonction sinusoïdale, sa pulsation correspond à celle de la force excitatrice, déphasée d'un angle \varnothing comme l'indique la figure (2-15), dépendant de l'amortissement de Lehr γ et du rapport ε des deux pulsations excitatrice ω et la pulsation propre ω_0 .

On a :
$$tg\varnothing = \frac{2\gamma \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon^2} \quad \text{et} \quad \varnothing = \arctg \left\{ \frac{2\gamma \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon^2} \right\} \quad (2-72)$$

Si $\gamma = 0$ (système conservatif), le déphasage \varnothing est nul, la réponse est en phase avec la force excitatrice, et donc : $\varnothing = 0$ ou $\varnothing = \pi$

D'après la relation de G, on remarque que l'amplitude de la vibration forcée A dépend aussi de l'amortissement de Lehr γ et du rapport des pulsations ε .

La valeur maximum de l'amplitude en fonction de ε est déterminé par:

$$\varepsilon = \sqrt{1 - 2 \cdot \gamma^2} \quad (2-73)$$

Donc la pulsation de la force excitatrice sera :

$$\omega = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - 2 \cdot \left(\frac{c}{c_r}\right)^2} \quad (2-74)$$

A cette pulsation, l'amplitude de la vibration atteint une valeur maximale et vaut approximativement $\frac{1}{2.\gamma}$, et on parle de résonance [35].

Avant la fréquence de résonance, la transmissibilité est égale à 1, c'est-à-dire que le mouvement de la masse est identique à celui imposé à la base du ressort.

Au-delà de la résonance, l'amplitude décroît en $\frac{1}{\omega^2}$, c'est-à-dire qu'au-delà d'une certaine fréquence, la transmissibilité sera proche de zéro (0), et donc la masse restera immobile quel que soit le mouvement de la base sur laquelle est encastré le ressort, c'est le principe des dispositifs de filtrage des vibrations.

2-3-3-5 DETERMINATION DU DEPLACEMENT (x) , DE LA VITESSE (v) ET DE L'ACCELERATION VIBRATOIRE (a) :

Soit l'équation différentielle du système forcé à un degré de liberté [5]

$$\ddot{x} + 2.\gamma.\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \frac{F_0}{M+m} \sin(\omega.t) \tag{2-75}$$

Sa solution est de la forme :

$$x(t) = GA_0.\sin(\omega.t + \phi) = A.\sin(\omega.t + \phi) \tag{2-76}$$

En tenant compte de la relation $A_0 = e$:

Application numérique :

Système vibratoire amortie et forcé		
Grandeurs	Formules et application	Symboles
l'amplitude max de la force centrifuge	$F_0 = m.\omega^2.r = 0.037 * (179.3)^2 * 0.5 = 594.75 N$	<i>m</i> : masse parasite (balourd) (Kg) <i>ω</i> : pulsation d'excitation (v. poulie réceptrice)(rad/s) <i>c</i> : coefficient d'amortissement (Kg/s) <i>c_r</i> : coefficient d'amortissement critique (Kg/s) <i>ω₀</i> : pulsation propre de système (rad/s) <i>M</i> : la masse de système (Kg) <i>A</i> : amplitude dynamique (mm) <i>A₀</i> : amplitude statique (mm) <i>e</i> : excentricité (mm)
le rapport d'amortissement	$\gamma = \frac{c}{c_r} = \frac{c}{2(M+m)\omega_0} = 0.0316$	
L'agrandissement	$G = \frac{A}{A_0} = \frac{A}{e} = \frac{1}{\sqrt{(1-\varepsilon^2)^2 + 4.\gamma^2.\varepsilon^2}}$ $G = 1.085$	
L'amplitude dynamique	$A = G.e = 1.085 * 0.013 = 0.0135mm$	
La pulsation réduit	$\varepsilon = \frac{\omega}{\omega_0} = \frac{179.3}{868.7} = 0.2$	
le déphasage	$\phi = \arctg\left\{\frac{2.\gamma.\varepsilon}{1-\varepsilon^2}\right\} = 0.75^\circ = 0.013 rad$	

Tableau 2-8 : Caractéristiques dynamique du système

Finalement, le déplacement vibratoire donné par la relation (2-76) devient :

$$x(t) = 0.0135. \sin(179.3. t + 0.013) \quad (2-77)$$

D'où $\dot{x}(t) = 2.42. \cos(179.3. t + 0.013) \quad (2-78)$

Et $\ddot{x}(t) = -433.9. \sin(179.3. t + 0.013) \quad (2-79)$

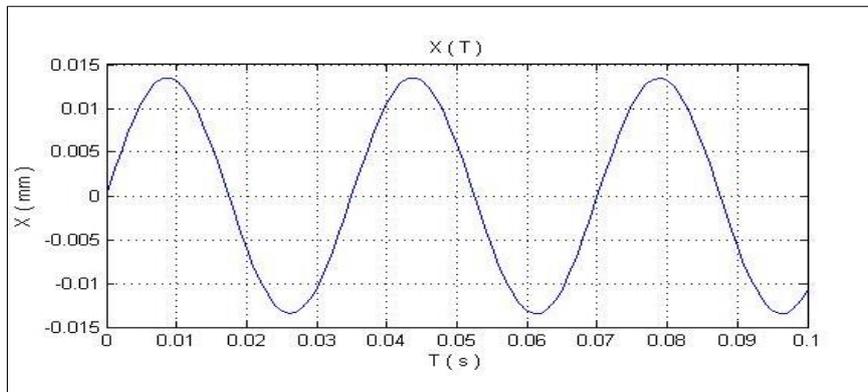


Figure 2-16 : Réponse vibratoire du système amorti et forcé

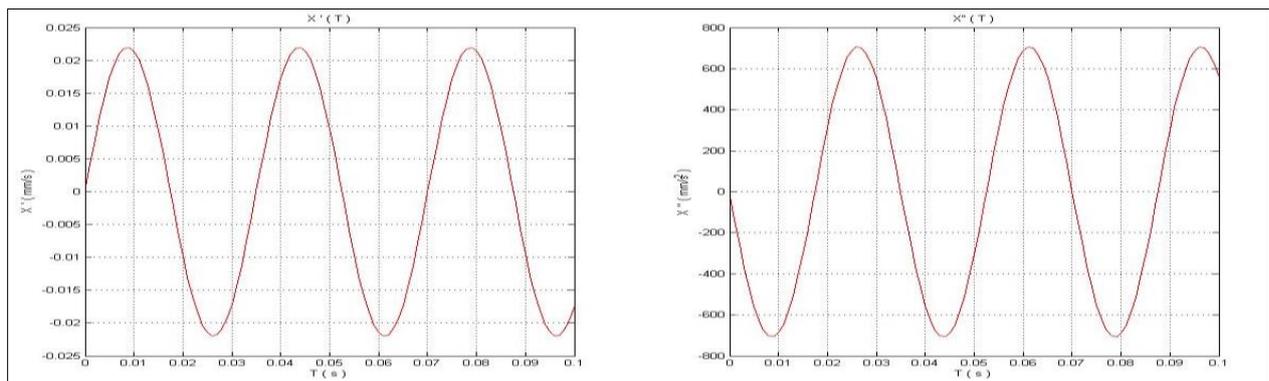


Figure 2-17 : Vitesse et l'accélération de mouvement oscillatoire de système amorti et forcé

1-4 CONCLUSION :

Dans une grande partie des cas pratiques, en considérant l'amortissement faible, la valeur de l'amortissement de Lehr γ est très proche de zéro (0), et dans le cas où $\omega = \omega_0$ l'amplitude de la vibration croit d'une manière inadmissible, en produisant une rupture dans les éléments du système. A cet effet, l'une des tâches la plus importante au cours de l'étude d'un système vibratoire, réside dans la détermination des pulsations propres, pour éviter les phénomènes de résonances, et réaliser les cas : $\omega \neq \omega_0$

CHAPITRE 03 :
***CONCEPTION ET SIMULATION DU
ROTOR PORTANT L'ATOMISEUR***

CHAPITRE 03 : CONCEPTION ET SIMULATION DE ROTOR PORTANT L'ATOMISEUR.

3-1 Introduction :

L'Atomiseur est un équipement stratégique dans la chaîne de production de la céramique, il représente le premier maillon de la chaîne. Cet équipement a connu des arrêts répétés intempestifs, suite à des niveaux de vibrations très élevés sur les paliers provoqués par un déséquilibre important sur la ligne d'arbre portant la turbine. Afin d'enrichir notre étude théorique de l'analyse modale vibratoire, nous avons procédé à la simulation numérique par Solidworks du système rotor Atomiseur, ensuite, procéder à la confrontation des résultats obtenues dans le chapitre 02 et 04.

3-2 Conception et simulation du système rotor Atomiseur par Solidworks :

Cette partie d'étude, permet d'établir une analyse modale numérique du système rotor Atomiseur. A travers la conception et la simulation numérique de ce système par Solidworks, nous avons déterminé les modes et fréquences propres (Figure 3-1).

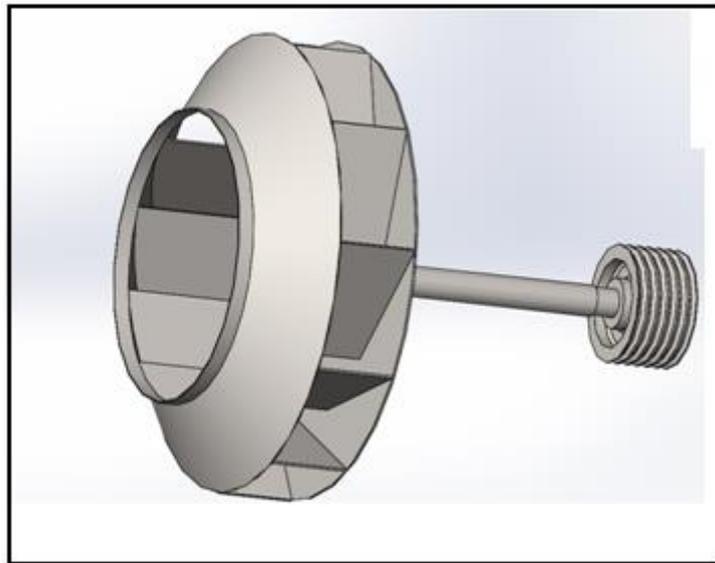


Figure 3-1 : Conception du rotor Atomiseur par Solidworks.

3-2-1 Modélisation du rotor portant l'atomiseur :

Le rotor portant la turbine de l'Atomiseur est composé d'un arbre de différentes section fabriqué en acier 42CD 4 (figure 3-1), de longueur de : 870 mm en symétrie. Les sections sont étalées comme suit:

- Diamètre 60 mm sur une longueur de : 140 mm. surface sur laquelle est montée la poulie réceptrice.

- Diamètre 65 mm, sur une longueur de : 52,50 mm, surface sur laquelle est monté un roulement de référence 6213.
- Diamètre 70 mm, sur une longueur de : 515 mm. Représente la surface libre sans charge (aucune pièce n'est montée sur cette partie).
- Diamètre 65 mm, sur une longueur de : 52,50 mm, surface sur laquelle est monté un roulement de référence NU 213.
- Diamètre 60 mm sur une longueur de : 110 mm. surface sur laquelle est montée la turbine de diamètre 1000 mm. (figure 3-1).

La turbine ayant 11 pales et de largeur 335 mm (tableau 4-5).

Le modèle réalisé par le logiciel Solidworks est représenté dans la figure 3-2.

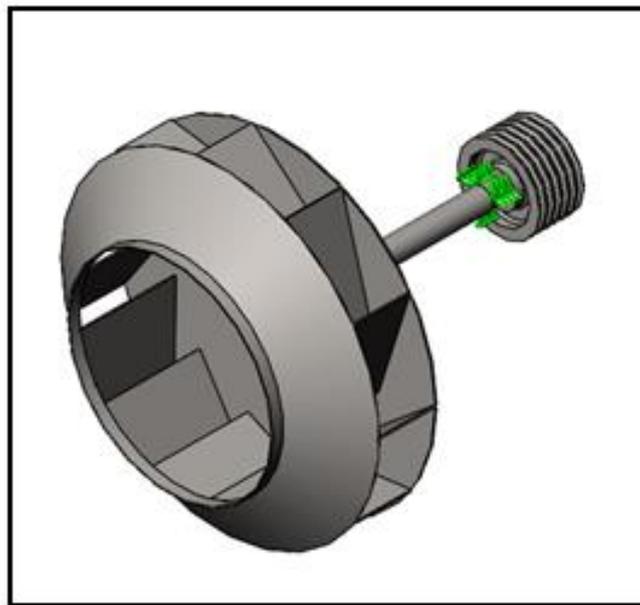


Figure 3-2 : Modélisation et conditions de fixation du modèle de l'Atomiseur établis par Solidworks

3-2-2 Simulation du système par Solidworks :

Propriétés de l'étude de la simulation : ces propriétés sont indiquées dans le tableau 3-1, et les conditions aux limites ainsi que le type de fixation sont indiquées dans la figure 3-2.

Nom d'étude	Fréquence 3
Type d'analyse	Fréquence
Type de maillage	Maillage volumique
Nombre de fréquences	5
Type de solveur	FFEPlus

Faible raideur:	Désactivé(e)
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin
Inclure la pression du fluide calculée par SOLIDWORKS Flow Simulation	Désactivé(e)
Dossier de résultats	Document SOLIDWORKS (C:\Users\Pc_Click\Desktop\Atomiseur\les pièce)

Tableau 3-1 : Propriétés de l'étude de la simulation de l'Atomiseur.

Informations sur le maillage : Le maillage établi est représenté dans la figure 3-3 et les informations sur le maillage sont indiquées sur le tableau 3-2.

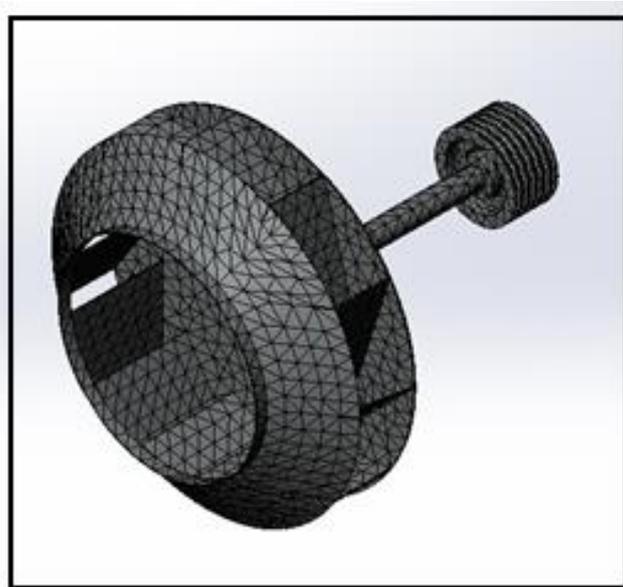


Figure 3-3 : Maillage du modèle de l'Atomiseur établi par Solidworks.

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Activé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	40.092 mm
Tolérance	2.0046 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	28452
Nombre total d'éléments	14828
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:06

Tableau 3-2 : Informations sur le maillage du modèle établi par Solidworks.

3-2-3 Résultats de la simulation par Solidworks :

Les déformées modales du système sont illustrées dans les figures 3-4 jusqu'à 3-8, comme suit :

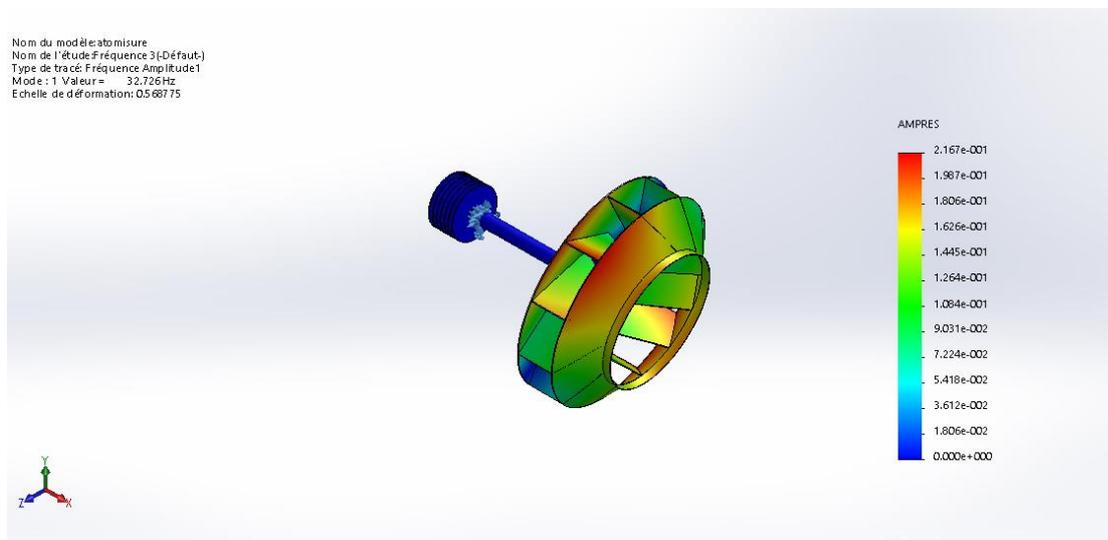


Figure 3-4 : Premier mode de vibrations à la fréquence de 32.7258 Hz.

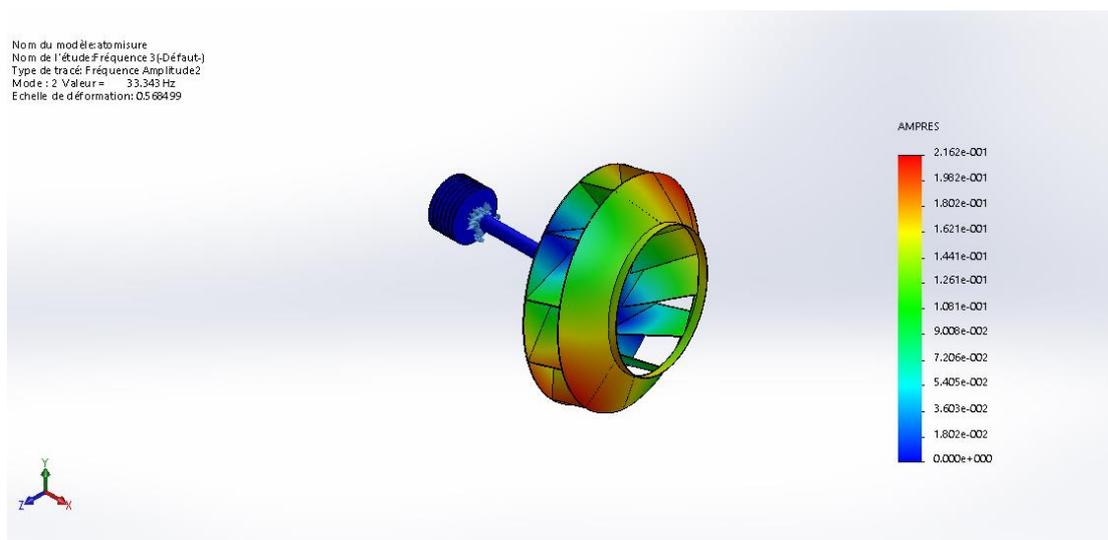


Figure 3-5 : Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 33.3433 Hz.

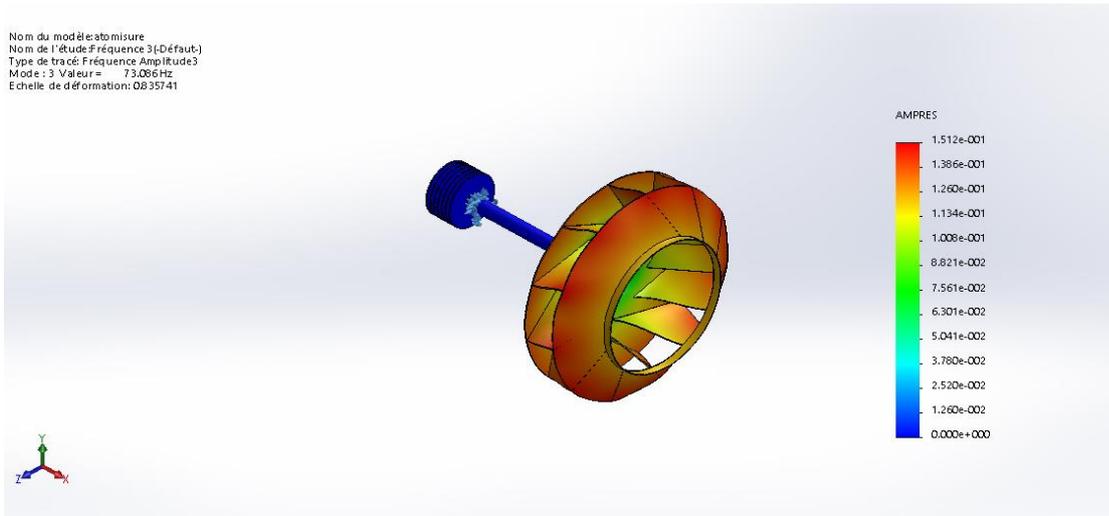


Figure 3-6 : Troisième mode de vibrations à la fréquence de 73.0865 Hz.

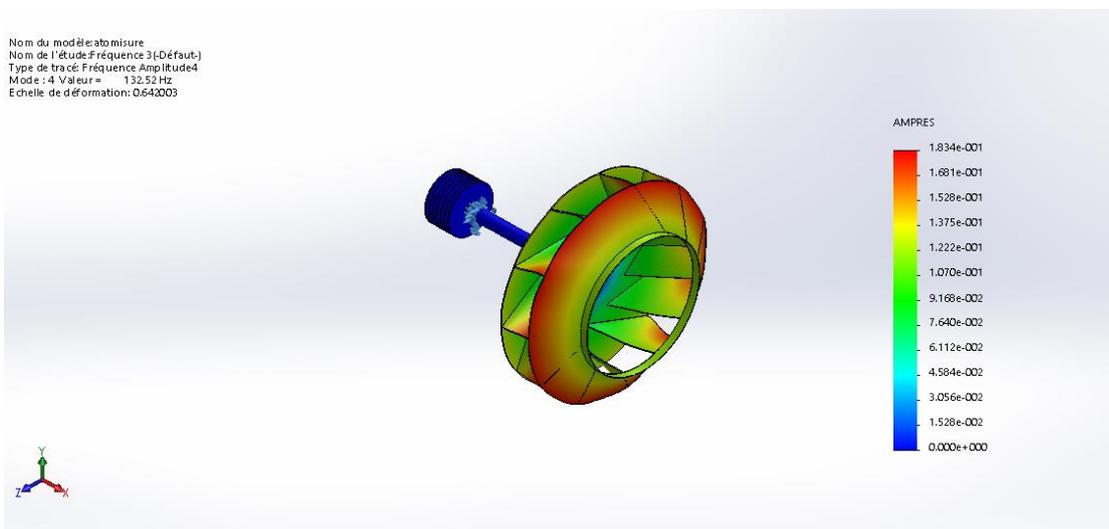


Figure 3-7 : Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 132.516 Hz.

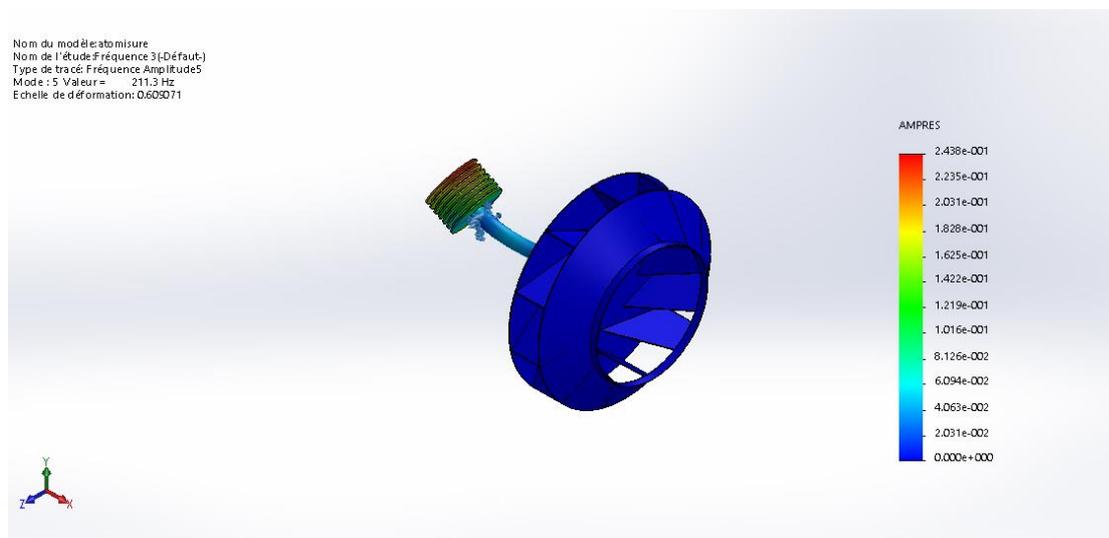


Figure 3-8 : Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 211.295 Hz.

3-2-4 Liste des modes propres de vibrations :

Les fréquences propres du système sont illustrées dans le tableau 3-3 suivant :

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	Seconds
1	205.62	32.726	0.030557
2	209.5	33.343	0.029991
3	459.22	73.086	0.013682
4	832.63	132.52	0.0075462
5	1327.6	211.3	0.0047327

Tableau 3-3 : Liste des fréquences propres du système établis par Solidworks.

3-3 Interprétation des résultats de la simulation :

Les résultats de la simulation numérique par Solidworks (analyse modale) de du système Atomiseur ont été résumés dans le tableau 3-3. En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associés sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques.

Le premier et deuxième mode de vibrations représentent le mode de flexion, sont respectivement : 32,726 Hz et 33,343 Hz. Le troisième, le quatrième et le cinquième mode, représente les modes de torsion, se manifestent respectivement à : 73,086 , 132,52 Hz et 211,3 Hz.

D'après ces résultats, on constate que, sur les cinq (05) modes propres de vibrations, nous avons trois (03) modes de torsion et deux (02) modes de flexion, ceci permet de conclure, que notre système travaille à la torsion plus qu'à la flexion.

Si on prend le premier mode de vibrations, qui est un mode de flexion, il est proche de la fréquence fondamentale de fonctionnement de la machine qui est de 30 Hz. Cette fréquence représente la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation de l'Atomiseur qui est de 29,48 Hz (Tableau 4-7 des valeurs pratiques). D'après la simulation numérique, l'apparition de premier mode de flexion au début montre que le système subit des contraintes de flexion au démarrage. A cet effet, dès l'apparition d'une fatigue au niveau des organes constituant la machine, l'organe en question subira des déformations, et c'est le cas de la turbine du ventilateur qui sera illustré dans le chapitre 04 de la partie expérimentale. Ce raisonnement est en accord avec les études fondamentales théoriques.

Le cinquième mode de vibrations qui se manifeste à 211,3 Hz est proche de la septième harmonie de la fréquence de base de fonctionnement de l'Atomiseur qui est de 206,83 Hz, comme le montre le tableau 4-7 des valeurs expérimentales. Cette coïncidence entre ces fréquences propre et celle de fonctionnement aura lieu si et seulement si, un phénomène de jeu sur les portées de roulements sur la ligne d'arbre portant la turbine sera provoqué. Cet

éventuel problème sera illustré dans le chapitre 05 de la confrontation et validation des résultats.

3-4 Conclusion :

L'examen de tous ces modes propres, nous permet de conclure que les fréquences propres du système et celles du fonctionnement de l'installation coïncident, en particulier le premier et le cinquième mode propre. Cette coïncidence se présente dans le cas de la présence de défaillances mécaniques dans le système et qui constituent un risque pendant le fonctionnement de la machine. Ces résultats obtenus seront confrontés avec ceux trouvés expérimentalement dans le chapitre 05.

CHAPITRE 04 :
ETUDE EXPERIMENTALE

CHAPITRE 04 : ETUDE EXPERIMENTALE

Analyse vibratoire d'une machine tournante Cas de l'Atomiseur 02 d'une céramique

4.1 Introduction

La maintenance préventive s'articule sur deux politiques de maintenance, à savoir : la maintenance systématique et celle du conditionnelle. Cette dernière, fait appel à plusieurs techniques de surveillance, la plus utilisée est la méthode de l'analyse vibratoire. L'analyse vibratoire permet le dépistage précoce des défaillances et le suivi de leurs évolutions dans le temps. La surveillance des défauts mécaniques à un stade précoce offre la possibilité de planifier des interventions correctives sur les équipements de production lors des arrêts techniques programmés en fonction spécialement des impératifs de production.

Dans ce travail, on se propose d'étudier une machine tournante stratégique dans une céramique, l'Atomiseur 02 humide, présentant une usure flagrante au niveau de la turbine. Ce problème a engendré des défauts mécaniques et des déformations au niveau du rotor portant cette turbine, à savoir : Un déséquilibre répété, échauffement des paliers, usure des portées de roulement et des défauts de roulements. Ces défaillances ont suscité des arrêts intempestifs à maintes reprises.

L'interprétation spectrale des mesures de vibrations prises, s'avère délicate, car ces défauts sont associés et génèrent les mêmes images spectrales.

4.2 Application : Exemple d'un cas de machine industrielle.

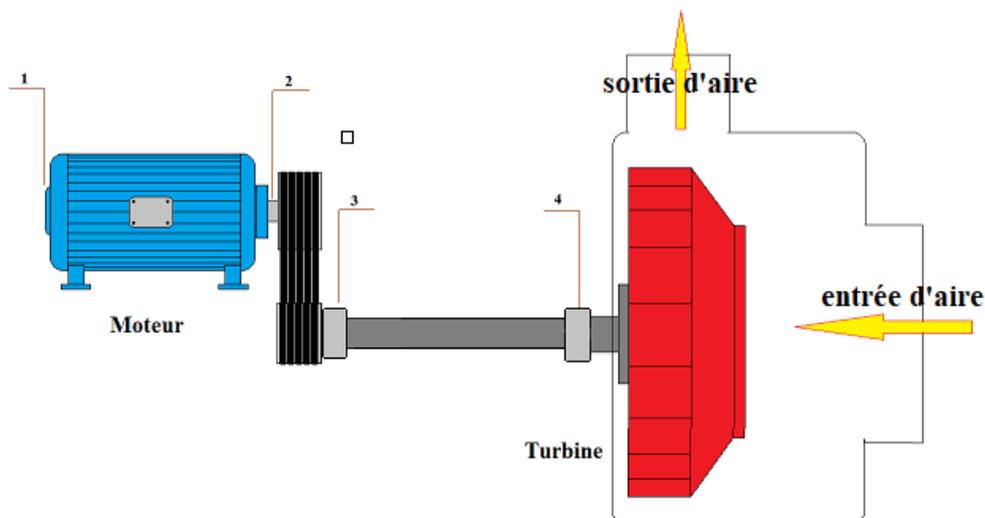


Figure 4-1 : Schéma cinématique et points de mesures de vibrations.

Nomenclature :

Moteur électrique :

Marque	Type	Puissance	Vitesse de rotation	Intensité	Roulement COP	Roulement CP
SIEMENS	D - 91056	90 Kw	1485 Tr/min	160 A	6317 C3	6317

Tableau 4-1 : Caractéristiques du moteur électrique

Poulie Motrice :

Diamètre	Largeur	Nombre de gorges
300 mm	140 mm	06

Tableau 4-2 : Caractéristiques de la poulie motrice

Poulie réceptrice :

Diamètre	Largeur	Nombre de gorges
260 mm	140 mm	06

Tableau 4-3 : Caractéristiques de la poulie réceptrice.

Paliers et roulements :

Type de palier	Référence	Référence des roulements	Type de graisse
Monobloc	S4 / 65	6213C3-NU 213	LGMT SKF

Tableau 4-4 : Caractéristiques des paliers et roulements

Turbine :

Diamètre extérieur	Largeur	Nombre de pales	Vitesse de rotation
1000 mm	335 mm	11	29,5 Hz (1710 Tr/min)

Tableau 4-5 : Caractéristiques de la turbine



Photo 4-2 : Photos de la turbine



Photo 4-1 : Ventilateur Atomiseur 02.

On se propose d'étudier un cas pratique vécu dans une céramique, il s'agit d'un équipement stratégique dans l'atelier préparation : c'est le ventilateur Atomiseur 02.

4-3 Machine ventilateur Atomiseur 02 :

4-3-1 Description de la machine :

Le ventilateur Atomiseur 02, est un équipement stratégique dans une Céramique industrielle, situé dans la zone préparation son rôle est le transport de la barbotine de l'enceinte d'atomisation et en même temps, il aspire les déchets sous forme de particules très fines qui seront filtrés et récupérés à l'aide d'un jet d'eau situé à la sortie du ventilateur, comme l'indique la photo 4-2. L'installation est composée d'un moteur électrique de puissance de 90 Kw, tournant à 1485 tr/min, entraînant une ligne d'arbre horizontale montée sur un monobloc à roulements, supportant une turbine d'aspiration de diamètre de 1000 mm et de largeur de 335 mm, composée d'une seule rangée à 11 pales (photo 4-2).

4-3-2 Choix des points de mesures de vibrations :

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir avec précision l'information dont on a besoin. Notre objectif dans ce cas, est d'essayer de connaître l'état général de la machine. Il est donc nécessaire de connaître l'état des roulements du système, est le comportement de la ligne d'arbre horizontale portant la turbine. La figure 4-1 permet d'étudier la machine et de choisir les points de mesure de vibrations sur les paliers qui serviront à détecter toutes les défaillances qui peuvent surgir sur la machine lors de son fonctionnement. La programmation des points de mesure est établie d'une manière qui permet de capter toutes les fréquences d'intérêt et de suivre leurs évolutions dans les deux (02) directions horizontale et verticale.

4-4 Historique de la machine :

Le suivi par la méthode de l'analyse vibratoire de la machine a été fait en collaboration avec EURL VIBRATECH. Il a commencé le : 25 Février 2015, où l'interprétation spectrale révèle la présence d'un léger déséquilibre sur le rotor portant la turbine, générant des vibrations d'un niveau global de 13,49 mm/s (courbe de tendance 4-7) sur le palier N°04 d'après la chaîne cinématique de la machine de la figure 4-1, jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056.

Durant le suivi vibratoire de cet équipement (courbes de tendances 4-2 jusqu'à 4-7), l'analyse vibratoire, nous a permis de conclure la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant la turbine, pratiquement chaque année depuis le démarrage de la machine, en particulier le : 14 Septembre 2019, 23 Janvier 2021 et le 29 Mai 2021, où le niveau de vibrations a pris une tendance haussière respectivement de 42,25 mm/s, 27,12 mm/s et 87,16 mm/s, jugé Danger d'après les normes VDI 2056, comme l'indique le tableau 4-6.

Afin de remédier à ce problème, nous avons recommandé à maintes reprises l'équilibrage de la turbine. A chaque inspection de la turbine, nous avons remarqué une usure dégradée sur les pales et le cône de la turbine. De ce fait, nous avons procédé à l'équilibrage du rotor portant la turbine à chaque arrêt programmé. En conséquence, la présence répétée du déséquilibre a suscité la naissance d'un choc sur la ligne d'arbre portant la turbine et des défauts de roulement dans les deux paliers N°03 et 04. Donc, des interventions relatives au changement des roulements et palier monobloc ont été effectuées le : 14 Septembre 2019 et 23 Janvier 2021.

La superposition de ces défauts a provoqué la déformation de la turbine Le 29 Mai 2021 la machine s'est arrêté pour une opération du changement de la turbine.

Date de mesure	Niveau de vibrations global en (mm/s) sur le palier N°03	Niveau de vibrations global en (mm/s) sur le palier N°04,	Commentaires
29 Octobre 2015	11,45 (dans le sens horizontal)	14,59 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine.
24 Mai 2016	11,72 (dans le sens vertical)	17,87 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine.
27 Septembre 2017	09,47 (dans le sens vertical)	11,90 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine.
30 Juin 2018	10,27 (dans le sens horizontal)	12,42 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine.
14 Septembre 2019	22,90 (dans le sens vertical)	42,25 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine. Changement des roulements
09 Mai 2020	08,12 (dans le sens vertical)	14,01 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine.
23 Janvier 2021	15,40 (dans le sens horizontal)	27,12 (dans le sens vertical)	Equilibrage du rotor portant la turbine. Changement du palier monobloc et les roulements
29 Mai 2021	12,02 (dans le sens vertical)	87,16 (dans le sens vertical)	Changement de la turbine.

Tableau 4-6 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur le palier N°03 et 04 de l'Atomiseur 02, ainsi que les interventions sur cet équipement.

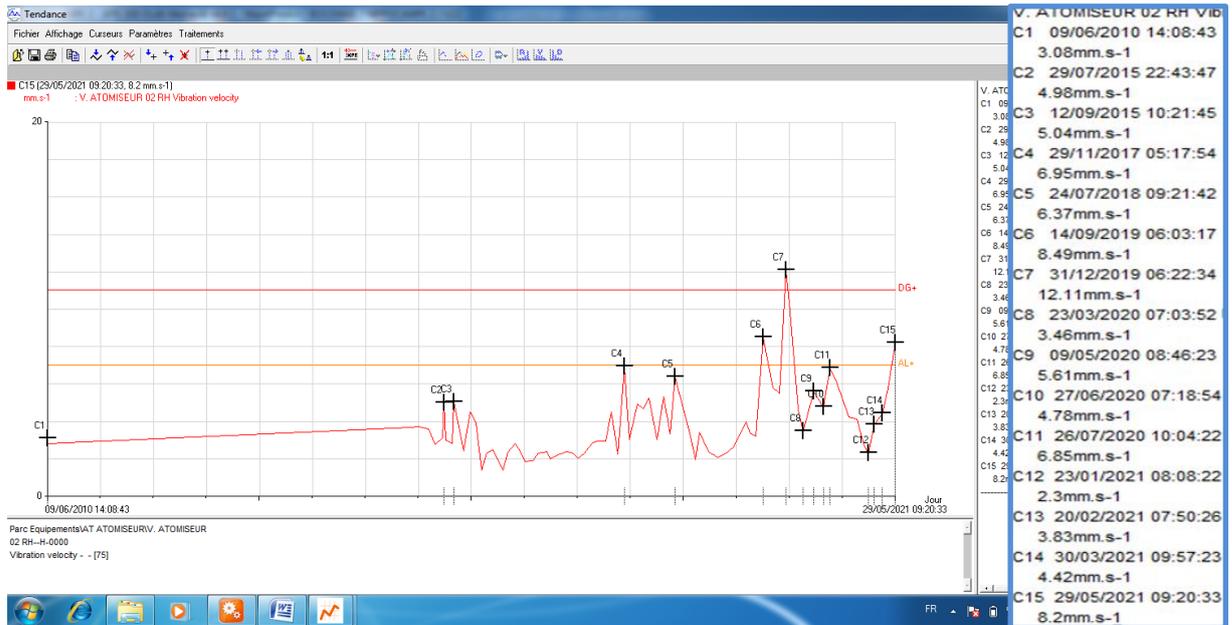


Figure 4-2 : Courbe de tendance sur le palier moteur dans le sens horizontal du ventilateur ATOMISEUR 02.

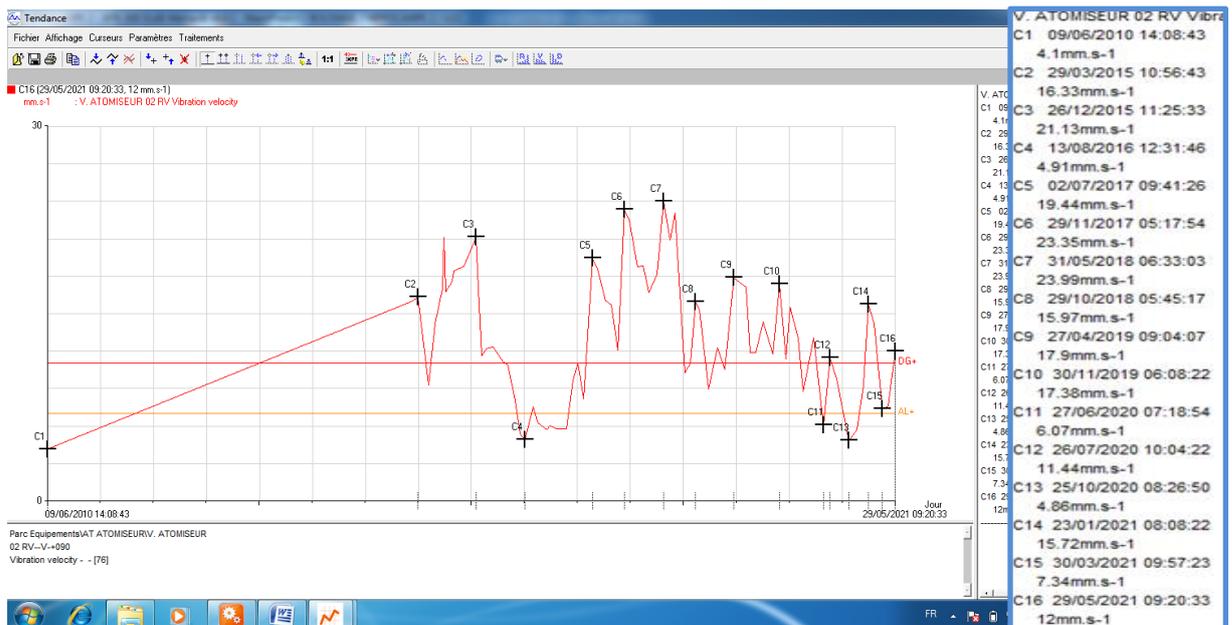


Figure 4-3 : Courbe de tendance sur le palier moteur dans le sens vertical du ventilateur ATOMISEUR 02.

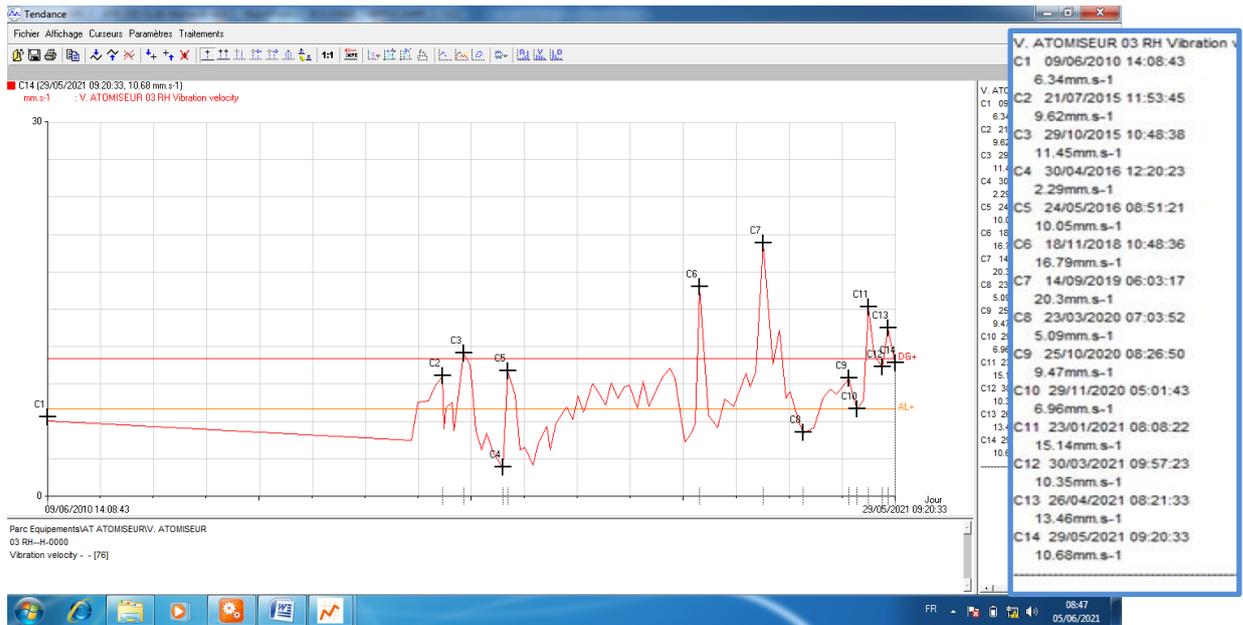


Figure 4-4 : Courbe de tendance sur le palier N°03 dans le sens horizontal du ventilateur ATOMISEUR 02.

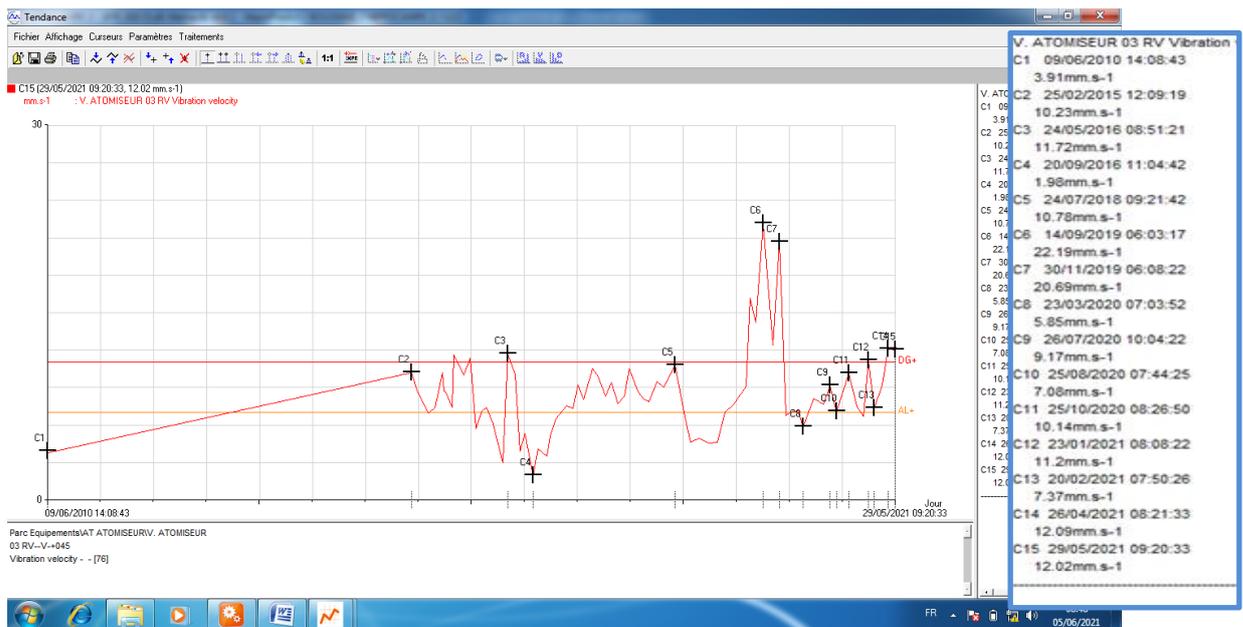


Figure 4-5 : Courbe de tendance sur le palier N°03 dans le sens vertical du ventilateur ATOMISEUR 02.

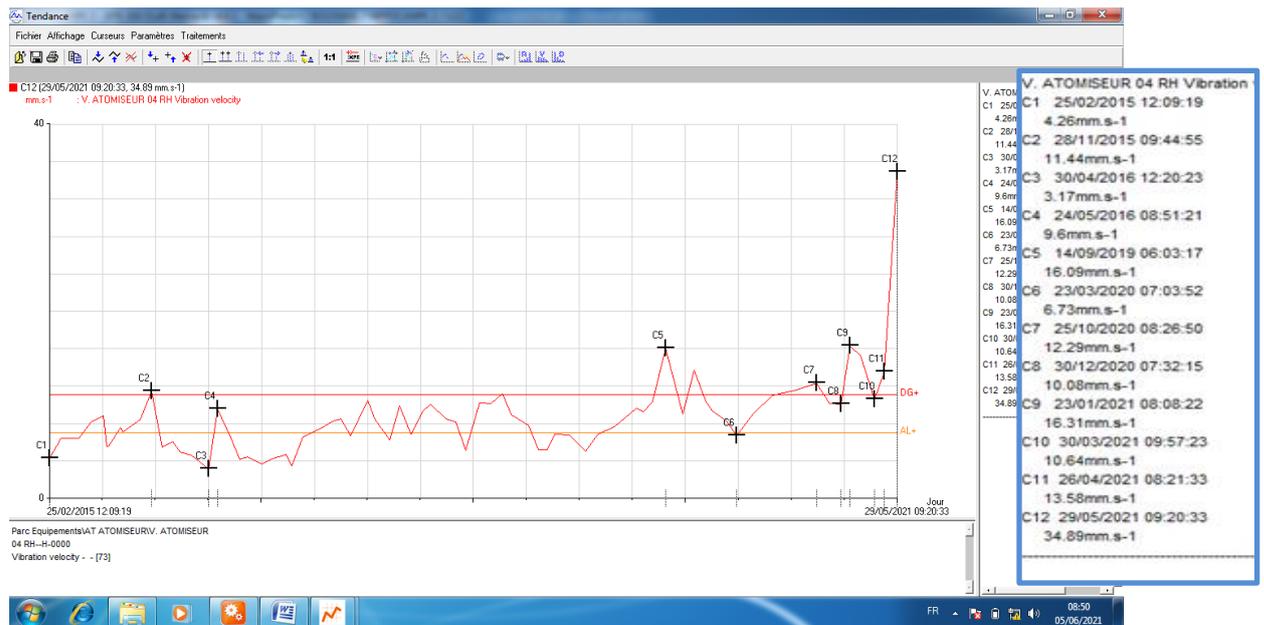


Figure 4-6 : Courbe de tendance sur le palier N°04 dans le sens horizontal du ventilateur ATOMISEUR 02.

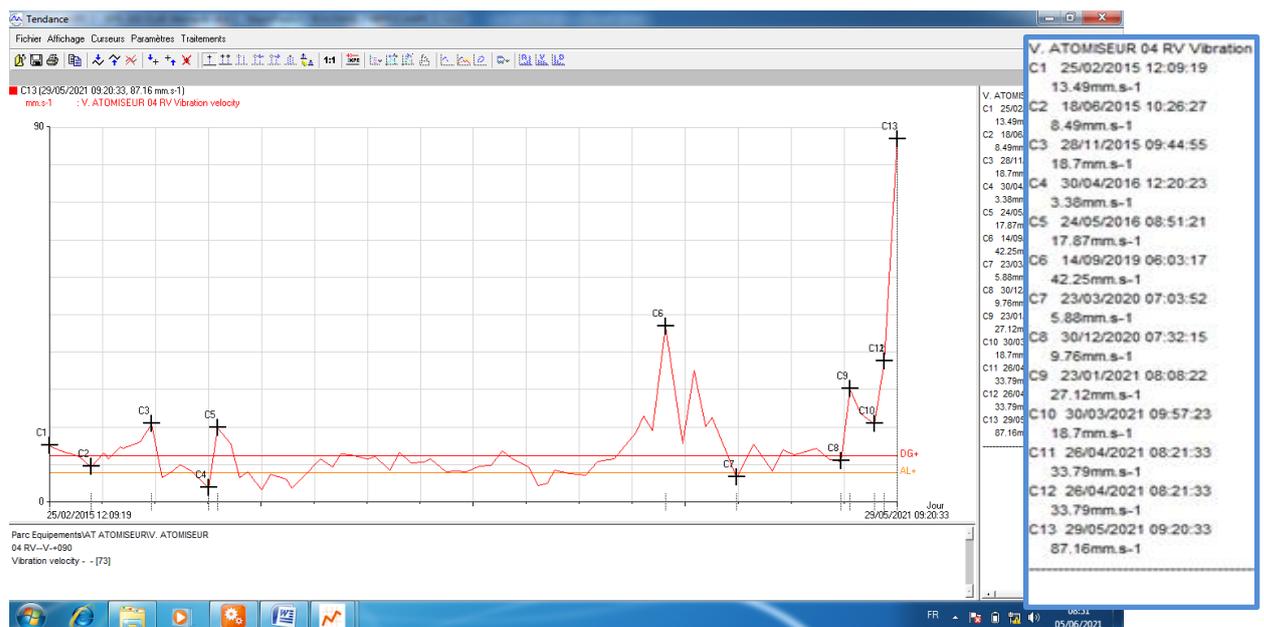


Figure 4-7 : Courbe de tendance sur le palier N°04 dans le sens vertical du ventilateur ATOMISEUR 02.

4-5 Diagnostic vibratoire et analyse des résultats du : 29 Mai 2021 :

D’après l’historique de la machine, plusieurs anomalies sont détectées sur les organes de cette dernière. L’événement le plus important est celui de la dernière campagne de mesures du : 29 Mai 2021. L’interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique machine, révèle la présence des anomalies suivantes :

- Détection d’un déséquilibre sur le rotor la turbine, générant des vibrations d’un niveau de 28,87 mm/s sur le palier N°04 dans le sens radial horizontal, comme l’indique la composante

prépondérante liée à la fréquence rotation de 30 Hz correspondant à la vitesse de rotation de 1800 tr/min représenté dans le spectre de la Figure 4-12. Cette défaillance de balourd provoque des vibrations d'un niveau très élevé de 82,79 mm/s sur ce palier N°04 dans la direction radiale verticale comme l'indique la composante prépondérante liée à la fréquence rotation de 29,37 Hz correspondant à la vitesse de rotation de 1762,2 tr/min représenté dans le spectre de la Figure 4-13. Ces niveau de vibration sont jugés Danger d'après en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056.

- Présence d'un choc sur la ligne d'arbre portant la ligne d'arbre portant la turbine, il s'agit d'un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04 du monobloc, comme l'indique les deux spectres vibratoires représentés dans les figures 4-10 & 4-11, pris sur le palier N°03 respectivement dans les sens radial horizontal et radial vertical. Ces deux spectre montrent la présence d'un peigne de raies de composantes d'ordre 1,2,3..etc de fréquences respectivement de 29,48 Hz, 58,973 Hz, 88,46 Hz, 85,50, 117,95 Hz.....etc. (Tableau 4-7)
La figure 4-14 donne une fenêtre concernant le suivi périodique de toutes les machines stratégiques de l'usine de production, en particulier l'Atomiseur 02.

4-6 Travaux réalisés : ces travaux sont illustrés dans le tableau 4-6, à savoir :

- Changement des roulements de référence 6213 et NU 213 dans les deux paliers N°03 et 04
- Changement du palier monobloc portant les deux roulements sus indiquer.
- Equilibrage de la turbine.
- Réparation de la turbine avant chaque équilibrage
- Changement de la turbine.

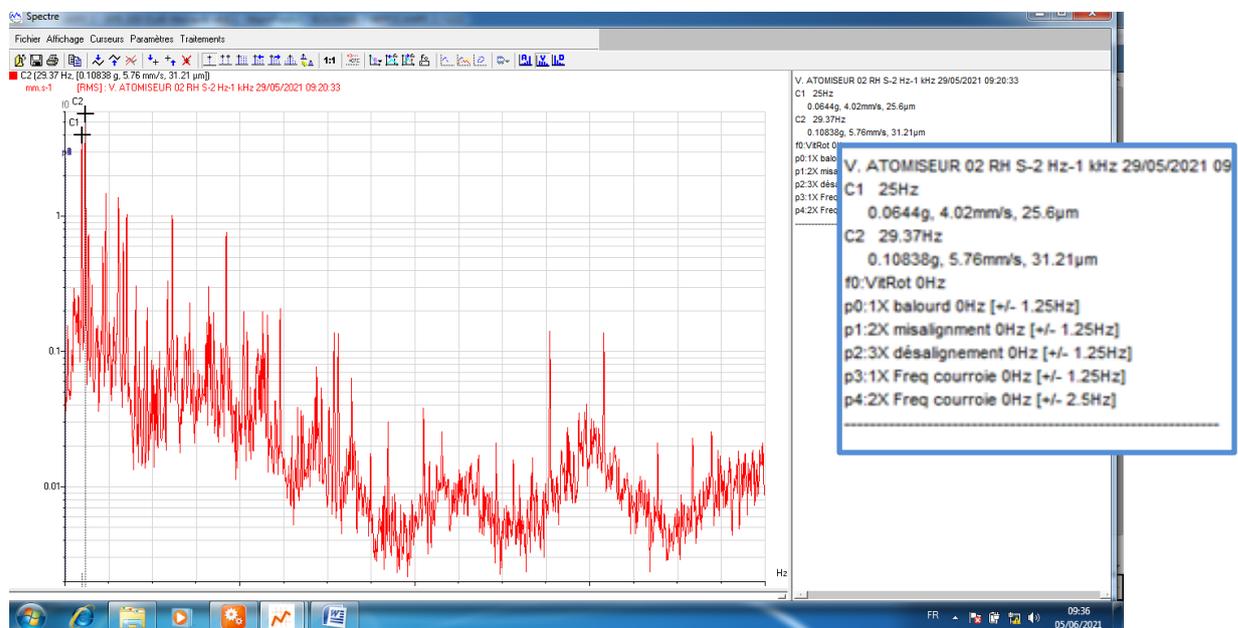


Figure 4-8 : Spectre pris sur le palier moteur dans le sens horizontal le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur le rotor moteur de 04,02 mm/s à 25 Hz et de 05,76 mm/s à 29,37 Hz.

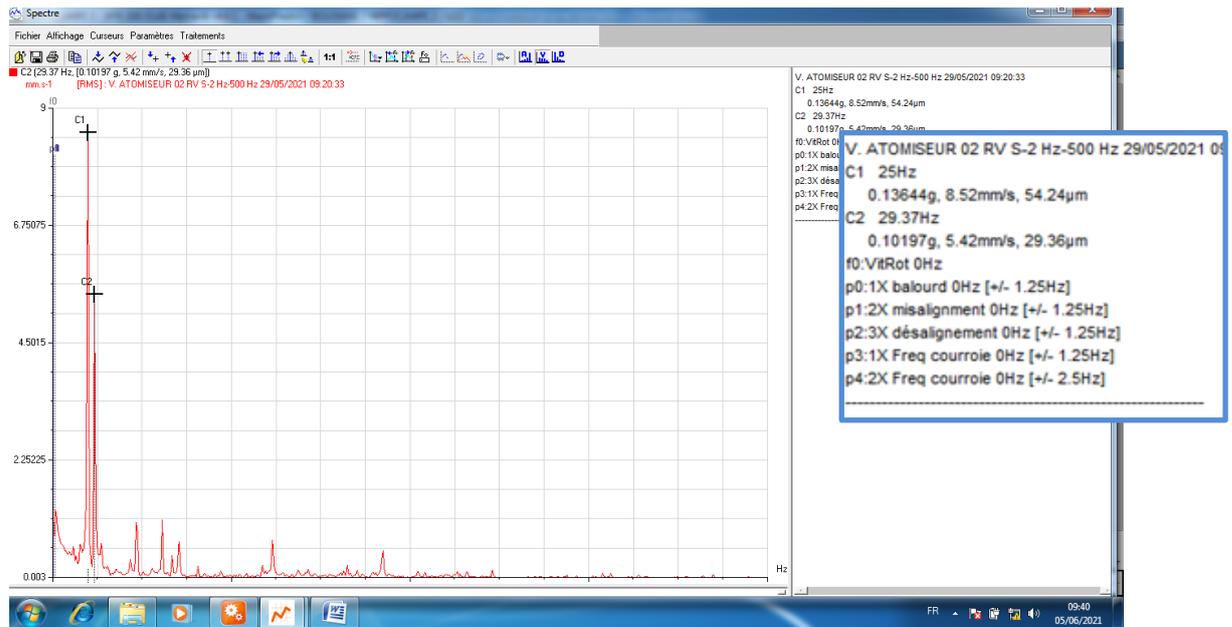


Figure 4-9 : Spectre pris sur le palier moteur dans le sens vertical le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur le rotor moteur de 08,52 mm/s à 25 Hz et de 05,42 mm/s à 29,37 Hz.

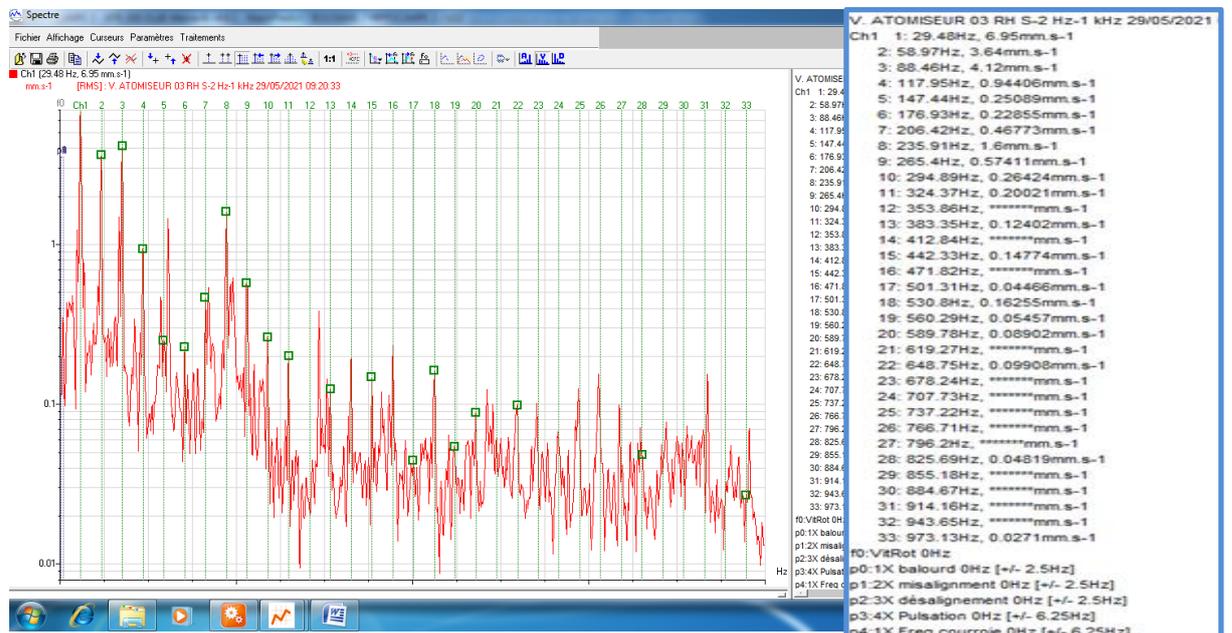


Figure 4-10 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens horizontal le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 06,95 mm/s à 29,48 Hz, avec un choc sur le palier N°03.

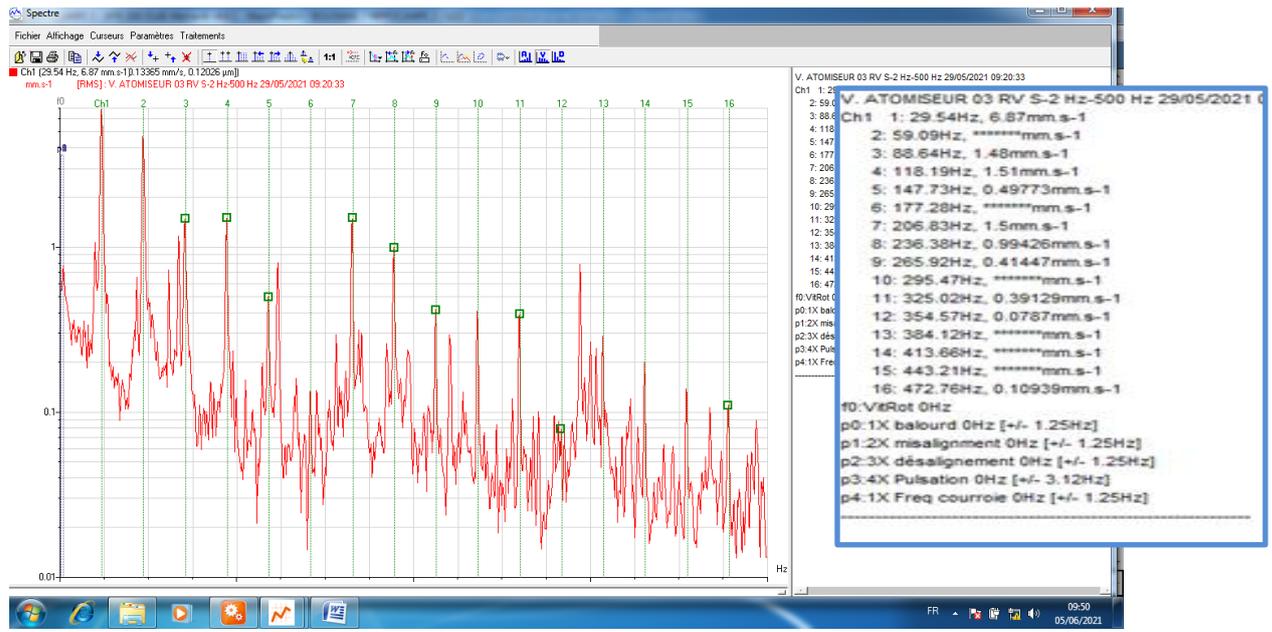


Figure 4-11 : Spectre pris sur le palier N°03 dans le sens vertical le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 06,87 mm/s à 29,54 Hz, avec un choc sur le palier N°03.

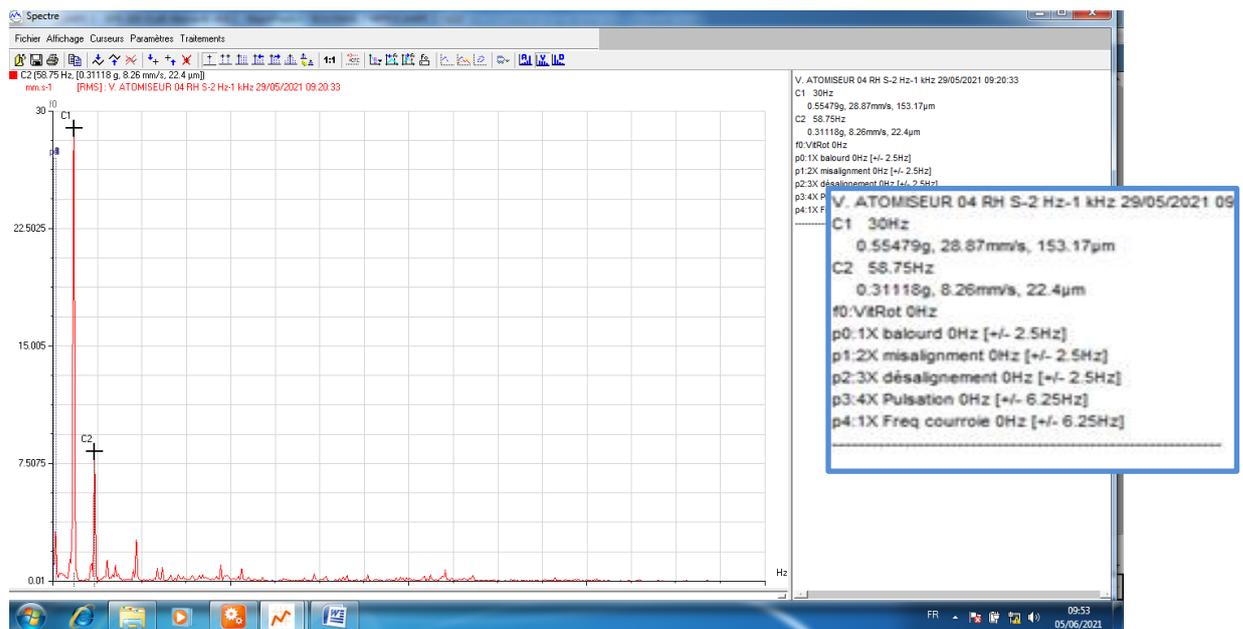


Figure 4-12 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens horizontal le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 28,87 mm/s à 30 Hz, avec l'apparition de la deuxième harmonie du 58,75 Hz d'un pic de 08,26 mm/s.

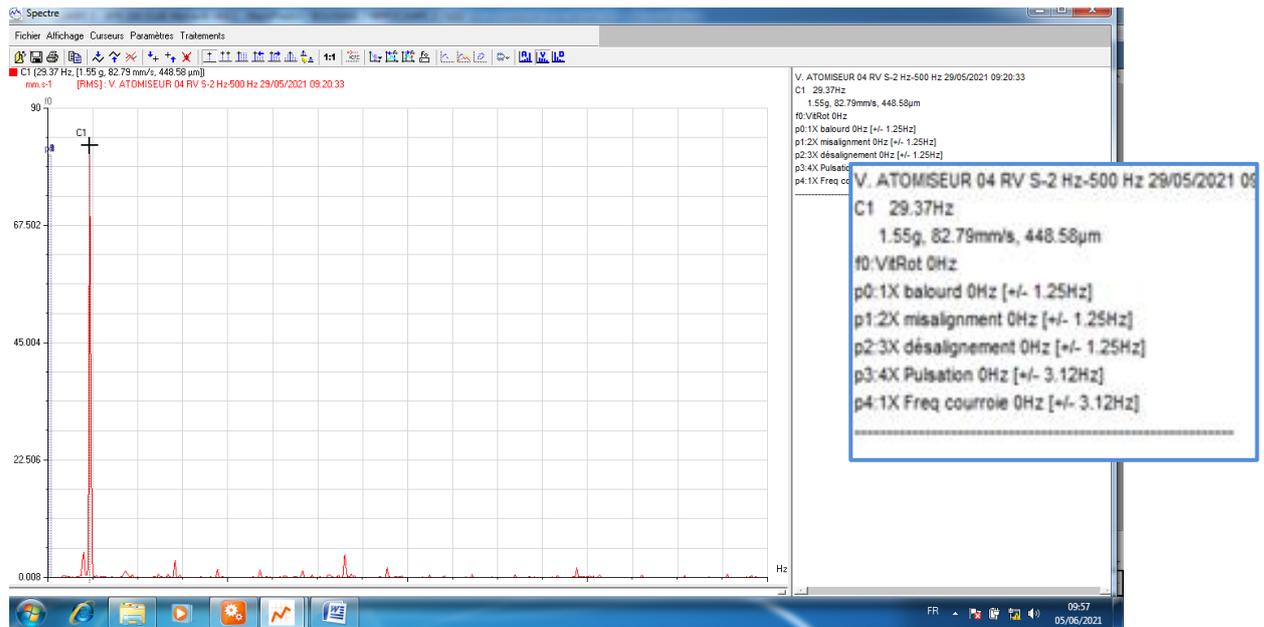


Figure 4-13 : Spectre pris sur le palier N°04 dans le sens vertical le : 29 MAI 2021, indiquant la présence d'un déséquilibre sur la turbine d'un niveau de vibrations de 82,79 mm/s à 29,37 Hz.

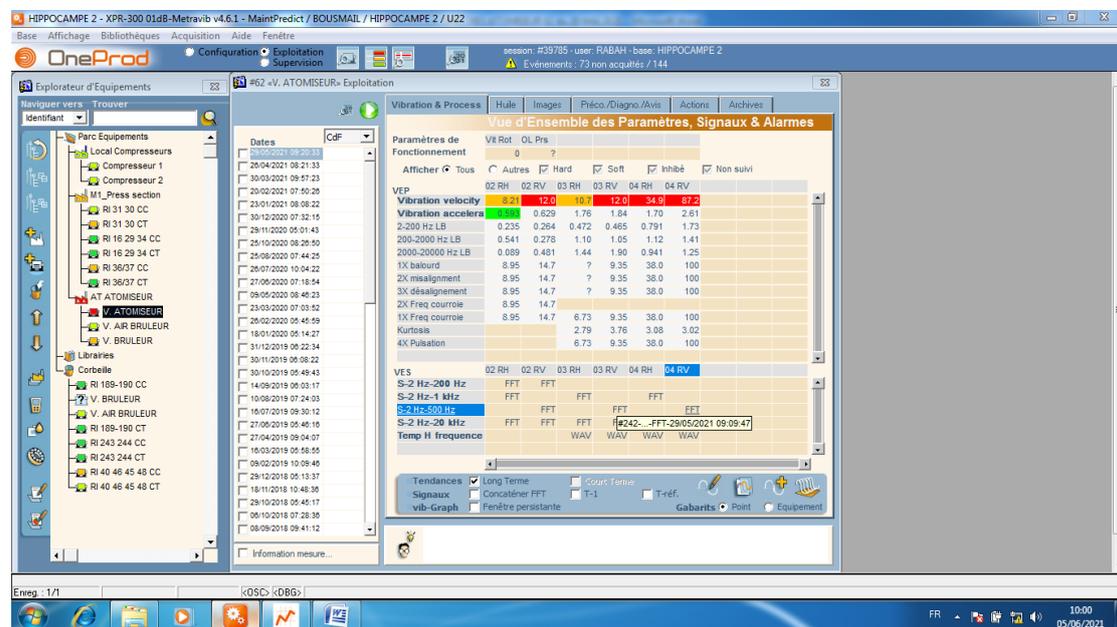


Figure 4-14 : Présentation de la fenêtre du suivi vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la machine Atomiseur 02.

Mesures prise sur le palier N°03 dans le sens radial horizontal le : 29 Mai 2021		Mesures prise sur le palier N°03 dans le sens radial vertical le : 29 Mai 2021	
Fréquence en Hz	Niveau de vibrations en mm/s	Fréquence en Hz	Niveau de vibrations en mm/s
29,48	06,95	29,54	06,87
58,97	03,64	58,75	04,72
88,46	04,12	88,64	01,48
117,95	0,94	118,19	01,51
147,44	0,25	147,73	0,50
176,93	0,23	177,28	0,13
206,42	0,47	206,83	01,50
235,91	1,60	236,38	0,99

Tableau 4-7 : Etat récapitulatif des mesures de vibrations de chaque composante des spectres pris sur le palier N°03 de l'Atomiseur 02 le : 29 Mai 2021, dans les deux sens radial horizontal et vertical.

4-7 Conclusion :

Les installations du type traité nécessitent un contrôle vibratoire périodique, afin d'augmenter leurs disponibilités. Grace au suivi périodique de ce ventilateur, nous avons pu planifier des interventions de réparation et équilibrage sans perturber la production. L'installation avait plusieurs défauts mécaniques, notamment le défaut déséquilibre, dû à l'usure flagrante de la turbine. Cette défaillance a touché plusieurs organes : détérioration des roulements et portées de roulements, ainsi que la déformation de la turbine (disque, cône et pales). Nous avons remédié à tous ces problèmes par les travaux réalisés et précités, y compris la modification de la nuance de fabrication de la turbine en matière creusabro anti abrasive.

Les résultats expérimentaux seront confrontés avec ceux trouvés théoriquement et numériquement dans le chapitre 05.

CHAPITRE 05 :
***CONFRONTATION ET VALIDATION
DES RESULTATS THEORIQUE ET
NUMERIQUE AVEC CEUX
L'EXPRIMENTATION***

CHAPITRE 05 : CONFRONTATION ET VALIDATION DES RESULTATS THEORIQUES ET NUMERIQUES AVEC CEUX DE L'EXPRIMENTATION

5-1 Confrontation des résultats de la simulation numérique avec les mesures expérimentales :

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système du rotor Atomiseur 02 ont été résumés dans le tableau 3-3 du chapitre 03. En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associées sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques.

Comme nous avons montré dans le chapitre 04, le premier et le deuxième mode de vibrations représentent le mode de flexion, se manifestant respectivement à 32,726 Hz et 33,343 Hz. En comparant ces deux fréquences naturelles avec celle détecté par le diagnostic et le suivi vibratoire de l'équipement relative à la fréquence de base de rotation qui est de 29,54 Hz d'après le tableau 4-7 de mesures de vibrations, on peut conclure que ces fréquences sont proches. Cette fréquence de base de fonctionnement de la turbine, peut facilement se coïncider avec l'une des deux premiers modes vibratoires, si et seulement si, un problème de déséquilibre sur la turbine se présente avec une éventuelle erreur de fabrication concernant les poulies de transmission par courroies.

Le troisième mode de vibrations se manifeste à 73,086 Hz d'après le tableau 3-3, très proche de la troisième harmonie de la fréquence de fondamentale de rotation du moteur électrique qui est de 24,75 Hz. La deuxième harmonie est de 49,5 Hz d'après le tableau 5-1. Une probabilité de coïncidence entre ces deux fréquences peut avoir lieu, est dans le cas d'une éventuelle usure sur les flasques moteur électrique.

Le cinquième mode de vibrations, qui se manifeste à 211,3 Hz est proche de la sixième harmonie de la fréquence de base de fonctionnement de la turbine de l'Atomiseur, qui est de 206,83 Hz comme le montre le tableau 4-7 des valeurs expérimentales. Cette coïncidence peut se présenter dans le cas où une usure sur les portées de roulements de la ligne d'arbre portant la turbine se déclenche. Alors, dans ce cas un phénomène de choc aura lieu sur toute la chaîne cinématique de la machine qui entraîne l'évolution de la chaleur au niveau des roulements, et par conséquent provoquera facilement une déformation ou cisaillement de l'arbre portant la turbine. Cette coïncidence, constitue un risque énorme pour l'installation.

Organes de la machine	Moteur électrique	Courroies	Ligne d'arbre portant l'arbre de la turbine	Commentaire
Fréquence et Défaut lié à l'organe en Hz.	24,75 Hz 49,50 Hz, 74,25 Hz, 99 Hz, 123,75 Hz, 148,50 Hz, 173,25 Hz, 198 Hz, 222,75 Hz Fréquences harmonies multiples de la fréquence fondamentale	11,83 Hz Fréquence de passage de la courroie	29,54Hz, 58,75Hz, 88,64Hz, 118,19 Hz, 147,73Hz, 177,28Hz, 206,83Hz, 236,38 Hz, Fréquences harmonies multiples de la fréquence fondamentale.	Les fréquences harmoniques détectées sont liées à l'usure de l'organe en question. La fréquence de base représente le déséquilibre de l'organe.

Tableau 5-1 : Résultats des fréquences des organes de la machine détectés expérimentalement.

5-2 Confrontation des résultats théoriques avec les mesures expérimentales :

Les résultats théoriques de l'analyse modale effectuée sur le système de l'arbre portant l'Atomiseur 02 (chapitre 02), nous ont permis d'avoir une fréquence propre théorique du système, qui est de 138.32 Hz. Cette dernière fréquence est proche de la quatrième harmonie de la fréquence fondamentale de rotation de la turbine qui est de 147.73 Hz comme l'indique le tableau 4-7 des valeurs expérimentales.

Ces résultats ont été résumés dans le tableau 5-2.

5-3 Confrontation et validation des résultats théoriques et de la simulation numériques avec les mesures expérimentales :

Le tableau 5-2 résume la bonne concordance, entre les résultats théoriques et ceux trouvés par la simulation numérique par Solidworks, avec les mesures expérimentales.

Valeur déterminée	Fréquence du défaut de déséquilibre et jeu sur la l'Atomiseur en Hz.	Fréquence de déséquilibre sur le moteur électrique.
Théorie	138.32 Hz Fréquence propre du système qui proche de la quatrième harmonie de la fréquence fondamentale liée à la vitesse de rotation de l'Atomiseur qui est de 147.73 Hz.	
Simulation numérique	32,726 Hz et 33,343 Hz Premier et deuxième mode de vibrations respectivement proches de la fréquence fondamentale de la turbine (29,54 Hz) Le cinquième mode de vibrations, qui se manifeste à 211,3 Hz est proche de la sixième harmonie de la fréquence de base de fonctionnement de la turbine de l'Atomiseur, qui est de 206,83 Hz.	Le troisième mode de vibrations se manifeste à 73,086 Hz, très proche de la deuxième harmonie de la fréquence de base du moteur qui est de 74,25 Hz (Fréquence de base est de 24,75 Hz).
Pratique	29,48 Hz Fréquence de base de la turbine. 88,46 Hz Deuxième harmonie. 147.73 Hz Quatrième harmonie 206,83 Hz Sixième harmonie.	24,75 Hz (fréquence de base). 49,50 Hz (première harmonie) 74,25 (deuxième harmonie)

Tableau 5-2: Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les résultats expérimentaux pour la machine Atomiseur 02.

5-4 Solutions proposées :

L'Atomiseur 02 de la céramique, présente des défaillances mécaniques, à savoir : un déséquilibre du rotor portant la turbine, un léger déséquilibre du rotor moteur et défaillances de ces roulements, ainsi que l'usure des paliers et roulement portant la ligne d'arbre de la turbine. Ces défauts rencontrés ont engendré des vibrations d'un niveau très élevé jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056. Ces problèmes ont suscité des arrêts intempestifs de production depuis sa mise en marche (tableau 4-6). De ce fait, nous avons établis des diagnostics vibratoires pratiques approfondis enrichis par des études théorique et numérique. Des solutions ont été proposées pour remédier à ces problèmes. Ces solutions sont sanctionnées par des travaux de modifications, à savoir :

- Changement de la matière de fabrication de la turbine qui était avec la tôle ordinaire, a été remplacé par la tôle anti abrasive creusabro (photo 4-2).

- Afin de remédier aux problèmes de défaut de roulements souvent rencontrés, nous avons proposés le remplacement de ces roulements à billes portant le rotor de la turbine Atomiseur, par des roulements à rotule sur rouleaux, de référence : 22214 EK avec manchon de serrage H314, et ce afin d'augmenter la résistance aux charges radiales et axiales et permettant un fonctionnement avec une vitesse de rotation de base de 1770 tr/min. Donc cette augmentation élimine directement le changement de section de l'arbre. Donc au lieu d'un arbre de différentes sections (figure 2-1), on aura un arbre à une seule section de diamètre 65 mm. Cela conduit à supprimer la concentration de contraintes au niveau des épaulements de cet arbre. Aussi, l'utilisation de ce type de roulement permet le démontage et le remontage facile de ces roulements, donc à économiser un manque à gagner très important sur la production, vu le temps minime de la réparation.
- Possibilité de changer le système de transmission par courroies et le remplacer par un système d'accouplement semi élastique pour assurer la transmission de puissance à 100%.

5-5 Conclusion :

En conclusion, nous avons pu atteindre notre objectif et répondre à nos besoins et demandes, qui visent à remédier au problème rencontré depuis la mise en marche de l'Atomiseur. En ce moment la nouvelle machine est sous l'essai et le contrôle.

Conclusion générale

La maintenance préventive conditionnelle par la technique de l'analyse vibratoire, prévient suffisamment tôt de l'apparition des défauts avec un état réel de la machine. Elle permet la programmation juste des interventions et des réparations sur les machines. Cette technique de surveillance donne la possibilité de localiser avec précision l'ensemble des défaillances mécaniques ou électriques qui peuvent surgir lors du fonctionnement de la machine.

Dans ce travail nous avons étudié la modélisation et la simulation du comportement vibratoire d'une machine tournante industrielle dans une usine de céramique: ventilateur industriel Atomiseur 02.

Cette machine est composée d'un moteur électrique asynchrone tournant à 1485 tr/min, et de puissance de 90 KW, le mouvement est transmis par courroies à l'aide de deux poulies motrice et réceptrice vers une ligne d'arbre portant une turbine, supporté par des roulements, tournant à la vitesse de sortie de 1800 tr/min.

L'Atomiseur 02 présente des défauts mécaniques, à savoir :

- Défaut de balourd sur la turbine, provoqué par une usure flagrante sur les pâles, dû éventuellement à un problème de conception et qui a pu causer la déformation de la turbine
- Défaut d'usure sur les portées de roulements de la ligne d'arbre portant la turbine.
- Défaut de roulement portant la ligne d'arbre de la turbine.

Ces défaillances ont provoqué des arrêts intempestifs de la machine, en perturbant fréquemment la production.

En utilisant la méthode de l'analyse vibratoire, grâce à des outils de contrôle et de mesure de vibrations (analyseur de vibrations, MOVIPACK, avec le logiciel du suivi vibratoire et d'analyse spectrale XPR 300), on établit des diagnostics vibratoires précis. Le but est d'augmenter la disponibilité de la machine et de planifier les interventions dès l'apparition des défauts mécaniques.

Ce modeste travail comprend :

- Le diagnostic par l'analyse vibratoire des défaillances mécaniques apparaissant lors du fonctionnement de l'Atomiseur 02.
- Le traitement des spectres indiquant l'apparition d'un défaut principal, il s'agit du déséquilibre sur le rotor de l'Atomiseur, qui a provoqué à son tour des défauts de roulement et de jeu sur les portées de roulement.
- Une étude théorique statique et dynamique respectivement par la méthode de la résistance des matériaux et par l'analyse modale vibratoire de la machine. L'étude statique permet la vérification du modèle théorique aux contraintes de torsion, de la flexion et à la sollicitation composée torsion-flexion. On détermine les caractéristiques propres du système relatif à la machine défaillante.
- La modélisation et la simulation numérique de la machine par le logiciel Solidworks. On a déterminé les fréquences et modes propres du système.

-
- La confrontation des résultats théoriques et numériques avec ceux de l'expérimentation. Ces résultats sont confrontés et montrent la bonne concordance entre eux.

On propose des solutions pour remédier à ces problèmes afin d'augmenter la disponibilité de l'équipement. Ces solutions sont à étudier et une perspective pour des travaux futurs:

- Changement de la nuance de la matière avec laquelle la turbine est fabriqué,
- Changement du système monobloc portant la ligne d'arbre de la turbine et le remplacé par des paliers séparés avec des roulements à manchons.
- Changement du système de transmission par courroies et le remplacer par un système d'accouplement semi élastique pour assurer une bonne transmission de puissance.

Bibliographies

Bibliographies

- [1] Bernard Multon <https://www.researchgate.net/institution/Ecole-normale-superieure-de-Rennes>
- [2] Interview
http://www.cimi.fr/images/stories/editos/REX_COM_RED_2015_06_Prod_Maint_moteurs_lect_indus.pdf
- [3] troque transmission <https://www.torquetrans.com/catalog-download-page?hsCtaTracking=91556b3d-01fa-46f8-ba42-e62acfb4fa39%7Cf378d677-d1b3-42da-bf32-fb9f7b84abe5>
- [4] Framatome Diagnostic- Jean de MANS- Le diagnostic vibratoire au service de la Maintenance Réf : 104-1. LYON 1992.
- [5] R. Magraoui, Contribution au diagnostic et au suivi vibratoire de l'état d'endommagement des organe de machines (Cas des engrenages et des roulements à billes), thèse de doctorat, univ. Blida1, 2017
- [6] M. Ouali, R. Magraoui, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Contrôle vibratoire des machines tournantes, 10th Mechanical Congress Oujda Maroc, 19- 22 avril 2011
- [7] M. Ouali, R. Magraoui, Contribution à la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire. Défaillances mécaniques et solutions proposées, 10th Mechanical Congress Oujda Maroc, 19 au 22 avril 2011
- [8] Chérif Khélifi. et Mohammed Ouali Modélisation dynamique d'un aérogénérateur par un modèle à trois masses , Revue des Energies Renouvelables SMEE'10 Bou Ismail Tipaza (2010) 219 – 236 cder.edu.dz, www.cder.dz/download/smee_2010_23.pdf -
- [9] KHELIFI, Ch, FERROUDJI, Fateh, MOHAMMED Ouali, et al. Modélisation et Analyse Dynamique d'un Rotor Éolien à Axe Horizontal de Faible Puissance. Revue des Sciences et de la Technologie –RST- Volume 4 N°1 /janvier 2013
<http://revues.univ-batna.dz/rst2/images/vol4n1/Ch.pdf>
- [10] Alain Boulenger et Christian Pachaud en 1995 [8], ont développé des méthodes pour le dépistage au diagnostic vibratoire des défauts dans les machines tournantes.
- [11] Mohammed Ouali, Rabah Magraoui, Analysis of mechanical defects and solution for an industrial machine,
- [12] DATA '19: Proceedings of the Second International Conference on Data Science, E-Learning and Information Systems December 2019 Article No.: 48Pages 1–6
<https://doi.org/10.1145/3368691.3368739>
- [13] <https://www.fixturlaser.fr/equilibrage-dynamique.html>
- [14] Industrie céramique: BREF's Efficacité énergétique / Abdellatif Touzani
- [15] <https://fac.umc.edu.dz/fstech/cours/G%20Transport/Introduction%20%C3%A0%20la%20Maintenance%20conditionnelle.pdf>
- [16] Dunod Editeur, 2002, 2005, 2011, 2017 12 rue Paul Bert, 92247 Malakoff
<https://www.dunod.com/sites/default/files/atoms/files/9782100763160/Feuilletage.pdf>
- [17] Maintenance Industrielle / ENIET-CAMEROUN

- [18] DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PAR LES TECHNIQUES DE L'INTELLIGENCE ARTIFICIELLE/thèse de doctorat /ilyes khlef ,
- [19] RESUME DU CHAPITRE 03 COUR DYNAMIQUE DES MACHINES TOURNANTE 2020-2021 / cours dispensé à l'université Blida 1, M.ouali et R. Magraoui
- [20] MEMOIRE Présentée en vue de l'obtention du diplôme de MAGISTER Diagnostic des défaillances basé sur l'analyse vibratoire d'une turbine à vapeur./ Bensana Toufik
<https://biblio.univ-annaba.dz/wp-content/uploads/2014/06/PDF-Diagnostic.pdf>
- [21] RESUME DU CHAPITRE 02 COURS DYNAMIQUE DES MACHINES TOURNANTES 2020-2021 / ,cours dispensé à l'université Blida 1, M.ouali et R. Magraoui
- [22] Rabah Magraoui, Thèse de Doctorat, Contribution au diagnostic et au suivi vibratoire de l'état d'endommagement des organes des machines. Cas des engrenages et des roulements à billes, Université Saad Dahleb-Blida, Algérie, 2018
- [23] Critère de tresca <https://fr.slideshare.net/souissi2013/sollicitations-composes-22376640>