

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA1  
FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

**MEMOIRE DE PROJET DE FIN D'ETUDES**  
POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER 2  
EN GENIE MECANIQUE

**Modélisation, dynamique et simulation d'une machine tournant**  
Application à la machine Décortiqueuse de blé DH 202

Proposé et dirigé par :

Docteur Rabah MAGRAOUI

Professeur Mohammed OUALI

Réalisé par :

DENIDENI Mohamed redha

BRITH Ahmed

Année universitaire 2019/2020



PEOPLE'S DEMOCRATIC REPUBLIC OF ALGERIA  
MINISTRY OF HIGHER EDUCATION AND SCIENTIFIC RESEARCH



**UNIVERSITY SAAD DAHLAB DE BLIDA 1**  
**FACULTY OF TECHNOLOGY**  
**DEPARTEMENT OF MECHANIC**  
**LABORATORY OF STRUCTURE**

Project Graduation  
For Obtaining the Master's Degree In  
Mechanical and Production Manufacturing

**Modélisation, dynamique et simulation d'une machine tournant**  
Application à la machine Décortiqueuse de blé DH 202

Proposed and supervised by:

Docteur Rabah MAGRAOUI

Professeur Mohammed OUALI

Realized by:

DENIDENI Mohamed redha

BRITH Ahmed

College year 2019/2020

# 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 cet ouvrage et en particulier notre Promoteur Mr OUALI Mohammed et notre Copromoteur MAGRAOUI Rabah pour leur disponibilité permanente, pour leur aide et ces 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 accordés 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 en structure, réparation et cout de construction.*

*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.*

BRITH Ahmed

DENIDENI Mohamed Redha

# Dédicaces

*Je commence par rendre grâce à Allah et sa bonté, pour la patience, la compétence, et le courage qu'il m'a donné pour arriver à ce stade.*

*Je dédie ce travail :*

*A celle qui m'a transmis la vie, l'amour, le courage, à toi chère maman tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. A celui pour lequel je dois tout et je ne rendrais jamais assez, mon très cher père Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.*

*A tous les membres de ma famille, spécialement ma sœur Hinda et mes trois frères Mohamed, Tariq et Adib, Veuillez trouver dans ce modeste travail l'expression de mon affection.*

*A toi m'a meilleure amie Achouak t'étais présente dans les bons et mauvais moments merci pour les bons conseils ton affection et ton soutien m'ont été d'un grand secours au long de ce cycle.*

*A vous IZRI Zakaria, SMAILI Chafik et KARADANIZ Yacine je ne peux trouver les mots justes et sincères pour vous exprimer mon affection et mes pensées, vous êtes pour moi des frères et des amis sur qui je peux compter. En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passé ensemble, je vous dédie ce travail et je vous souhaite une vie pleine de santé et de bonheur.*

*A tous mes professeurs, qui ont contribué à ma formation.*

*Sans oublier Mon binôme Redha sans toi ce mémoire n'aurait jamais pu être fini à temps merci*

*Veuillez trouver dans ce modeste travail ma reconnaissance pour tous vos efforts.*

*Ahmed*

# Dédicaces

*Je dédie tout d'abord ce travail à mes parents qui n'ont jamais cessé de croire en mes capacités à obtenir ce diplôme de deuxième cycle et qui m'ont poussé à continuer malgré les difficultés.*

*A mes frères et mes sœurs pour qui j'ai une pensée remplie d'affection et d'encouragement et que je souhaite une réussite plus grande encore.*

*A mes amis que j'affectionne tant : Aymen, mon ami le plus cher ; Nadir et Nassime, ma garde rapprochée ; Mohammed, Oussama ; Je les considère tous comme des frères et je leur souhaite énormément de réussite et de bonheur dans la vie.*

*A mon binôme Ahmed qui a été un étudiant exemplaire dans sa vie universitaire et qui a permis à ce travail d'aboutir.*

*Mohamed Redha*

## Résumé

Dans ce travail, se propose d'étudier une machine tournante Décortiqueuse Semoule DH 202 dans une Semoulerie. Cette machine plusieurs défauts mécaniques agissant en même temps: rupture de déséquilibre, défauts de roulement, usure ...

Les résultats expérimentaux et numériques obtenus pour la détection et l'identification de nombreux défauts pouvant survenir à différents composants mécaniques sont présentés.

À cette fin, de nombreux indicateurs de défaut sont détectés ou calculés à l'aide d'une méthode d'analyse vibratoire. Nous avons programmé la vibration des points de mesure à l'aide d'un logiciel d'analyse des vibrations. Ensuite, nous avons effectué des mesures de vibration à l'aide d'un collecteur de données.

Les résultats de la simulation théorique ont été comparés à des mesures expérimentales pour déterminer la gravité des défauts mécaniques et établir un pronostic vibratoire adéquat.

Ce travail est enrichi par la proposition de la solution technologique proposée et des éventuels tests...

## Summary

In this work, we propose to study a rotary machine Semolina Huller DH 202 in Semolina. This machine has several mechanical faults acting at the same time: disruption of imbalance, rolling faults, wear...

The experimental and numerical results obtained for the detection and identification of numerous faults which may occur in different mechanical components are presented.

To this end, many fault indicators are detected or calculated using a vibration analysis method. We programmed the vibration of the measurement points using vibration analysis software. Next, we performed vibration measurements using a data collector.

The results of the theoretical simulation were compared with experimental measurements to determine the severity of the mechanical defects and establish an adequate vibratory prognosis.

This work is enriched by the proposal of the proposed technological solution and possible tests...

## ملخص

في هذا العمل، نقترح دراسة آلة دوارة Semolina Huller DH 202 في السميد. تحتوي هذه الآلة على العديد من الأعطال الميكانيكية التي تعمل في نفس الوقت: اختلال التوازن، والأعطال المتدرجة، وارتداء...

يتم عرض النتائج التجريبية والعديد التي تم الحصول عليها لاكتشاف وتحديد العديد من الأعطال التي قد تحدث مع مكونات ميكانيكية مختلفة.

تحقيقاً لهذه الغاية، تم الكشف عن العديد من مؤشرات الخطأ أو حسابها باستخدام طريقة تحليل الاهتزاز. قمنا ببرمجة اهتزاز نقاط القياس باستخدام برنامج تحليل الاهتزاز. بعد ذلك، أجرينا قياسات الاهتزاز باستخدام جامع البيانات.

قورنت نتائج المحاكاة النظرية مع القياسات التجريبية لتحديد شدة العيوب الميكانيكية وتحديد التكهن الاهتزازي الكافي.

يتم إثراء هذا العمل باقتراح الحل التكنولوجي المقترح والاختبارات الممكنة.

## Table des matières

Etat de l'art :.....	1
Introduction générale .....	2

### *CHAPITRE 1 : INTRODUCTION AUX MACHINES TOURNANTES*

1.1. Cas des décortiqueuses :.....	3
1.1.1. Définition : .....	3
1.1.2. La décortiqueuse horizontale .....	3
1.1.3. La Décortiqueuse verticale .....	3
1.2. Maintenance : .....	3
1.2.1. Introduction : .....	3
1.2.2. Maintenance corrective .....	4
1.2.2.1. Maintenance palliative .....	4
1.2.2.2. Maintenance curative .....	4
1.2.3. La maintenance préventive.....	4
1.2.3.1. Maintenance systématique .....	4
1.2.3.2. Maintenance conditionnelle .....	5
1.3. Analyse vibratoire .....	5
1.3.1. Vibration et forces internes .....	5
1.3.2. Mesure de niveau global .....	5
1.3.3. Analyse spectrale .....	6
1.3.4. L'amplitude .....	6
1.3.5. Méthode de mesure :.....	6
1.3.6. Capteur de vibration.....	6
1.3.6.1. Accéléromètre .....	6
1.3.6.2. Vélocimètre .....	7
1.3.6.3. Capteurs de déplacement .....	7
1.3.7. Points de mesure.....	8
1.3.8. Seuils d'alarmes en basse et moyenne fréquence .....	8
1.4. Défauts de roulements .....	9
1.4.1. Définition .....	9
1.4.2. Types de défauts .....	9
1.4.3. Protection des roulements .....	10

## **CHAPITRE 2 : ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE SYSTEME**

### **ANALYSE MODALE DU SYSTEME**

2.1.	Introduction .....	11
2.2.	Etude dynamique du système libre – Analyse modale du système : .....	11
2.2.1.	Modélisation du système : .....	12
2.2.2.	Équations de mouvement de système libre : .....	12
2.2.2.1.	Calcul de matrice de rigidité (K) : .....	14
2.2.2.2.	Calcul de la rigidité $K_1$ : .....	15
2.2.2.3.	Calcul de la rigidité $K_2$ : .....	16
2.2.2.4.	Calcul de la matrice d’inertie : [M] : .....	16
2.2.2.5.	Calcul de la masse $m_{21}$ de l’arbre .....	17
2.2.2.6.	Calcul de la masse des pierres abrasive $m_{22}'$ : .....	17
2.2.2.7.	Calcul de la masse totale des pierres abrasives $m_{22}$ : .....	17
2.2.2.8.	Détermination de l’équation caractéristique : .....	18
2.3.	Conclusion : .....	19

## **CHAPITRE 3 : CONCEPTION ET SIMULATION DU ROTOR PORTANT LA DECORTIQUEUSE**

3.1.	Introduction : .....	20
3.2.	Conception et simulation du système décortiqueuse par le logiciel Solidworks : .....	20
3.2.1.	Modélisation du rotor portant la décortiqueuse : .....	21
3.2.2.	Simulation du système par Solidworks : .....	22
3.2.3.	Résultats de la simulation par Solidworks : .....	23
3.2.4.	Liste des modes propres de vibrations : .....	27
3.3.	Interprétation des résultats de la simulation : .....	27
3.4.	Conclusion : .....	28

## **CHAPITRE 4 : ETUDE EXPERIMENTAL**

### **ANALYSE VIBRATOIR D’UNE MACHINE TOURNANTE**

#### **CAS D’UNE DECORTIQUEUSE SEMOULE DH 202**

4.1.	Introduction .....	29
4.2.	Application : Exemple d’un Cas vécu .....	29
4.3.	Machine Décortiqueuse semoule DH 202 .....	32

4.3.1.	Description de la machine .....	32
4.3.2.	Choix des points de mesures de vibrations .....	32
4.4.	Historique de la machine .....	32
4.5.	Diagnostic vibratoire et analyse des résultats .....	34
4.6.	Travaux réalisés .....	35
4.7.	Diagnostic vibratoire et analyse des résultats après modification de la décortiqueuse .....	38
4.8.	Conclusion .....	39

***CHAPITRE 5 : CONFRONTATION ET VALIDATION DES RESULTATS  
THEORIQUES ET NUMERIQUES AVEC CEUX DE L'EXPERIMENTALE***

5.1.	Confrontation des résultats de la simulation numérique avec les mesures pratiques : ..	40
5.2.	Confrontation des résultats théoriques avec les mesures pratiques : .....	41
5.3.	Confrontation et validation des résultats théoriques et de la simulation numériques avec les mesures pratiques : .....	41
5.4.	Solutions proposées : .....	42
5.4.1.	Conception et simulation du système modifié par Solidworks sans pierres abrasives : .....	42
5.4.2.	Conception et simulation du système modifié par Solidworks avec pierres abrasives : .....	46
5.5.	Réalisation et essai du modèle : .....	53
5.6.	Conclusion : .....	53
	<b>Conclusion générale.....</b>	<b>54</b>
	<b>Bibliographie.....</b>	<b>55</b>

## Liste des figures

<b>Figure 1.1.</b> schéma de typologie de maintenance.....	4
<b>Figure 1.2.</b> schéma d'un accéléromètre .....	7
<b>Figure 1.3.</b> schéma de principe d'un vélocimètre .....	7
<b>Figure 1.4.</b> schéma d'un capteur de déplacement .....	8
<b>Figure 1.5.</b> point de mesure.....	8
<b>Figure 1.6.</b> schéma d'un roulement à bille.....	9
<b>Figure 2.1.</b> Modélisation théorique du système .....	12
<b>Figure 2.2.</b> Modèle théorique du système avec ses longueurs .....	14
<b>Figure 3.1.</b> Conception de la décortiqueuse sans pierres abrasives par Solidworks. ....	20
<b>Figure 3.2.</b> Conception de la décortiqueuse avec pierres abrasives par Solidworks.....	21
<b>Figure 3.3.</b> Modélisation et conditions de fixation du modèle de la Décortiqueuse établis par Solidworks .....	21
<b>Figure 3.4.</b> Maillage du modèle de la décortiqueuse établi par Solidworks .....	22
<b>Figure 3.5.</b> Premier mode de vibrations à la fréquence de 102.858 Hz.....	23
<b>Figure 3.6.</b> Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 191.417 Hz. ....	23
<b>Figure 3.7.</b> Troisième mode de vibrations à la fréquence de 191.497 Hz. ....	24
<b>Figure 3.8.</b> Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 579.378 Hz.....	24
<b>Figure 3.9.</b> Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 580.015 Hz.....	24
<b>Figure 3.10.</b> Sixième mode de vibrations à la fréquence de 690.947 Hz .....	25
<b>Figure 3.11.</b> Septième mode de vibrations à la fréquence de 868.038 Hz.....	25
<b>Figure 3.12.</b> Huitième mode de vibrations à la fréquence de 884.723 Hz.....	26
<b>Figure 3.13.</b> Neuvième mode de vibrations à la fréquence de 888.677 Hz.....	26
<b>Figure 3.14.</b> Dixième mode de vibrations à la fréquence de 918.801 Hz.....	26
<b>Figure 4.1.</b> Schéma cinématique et points de mesures de vibrations. ....	29
<b>Figure 4.2.tendance vibratoire de la Décortiqueuse sur le palier N°02 dans le sens horizontal.</b> .....	34
<b>Figure 4.3.tendance vibratoire de la décortiqueuse sur le palier N°02 dans le sens vertical ...</b>	34
<b>Figure 4.4.</b> Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction horizontale, le : 20 Janvier 2020. Révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 24,15 mm/s à la fréquence de 21,25 Hz.....	36
<b>Figure 4.5.</b> Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction verticale le : 20 Janvier 2020. Révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 05,69 mm/s à la fréquence de 20 Hz. ....	36
<b>Figure 4.6.</b> Spectre pris sur le palier N°02, le : 29 Janvier 2019 indiquant la présence d'un jeu sur les portées de roulement du rotor de la décortiqueuse. ....	37
<b>Figure 4.7.</b> Spectre pris sur le palier N°02, le : 20 Janvier 2020 indiquant la présence d'un jeu sur les portées de roulement du rotor de la décortiqueuse.....	37
<b>Figure 4.8.</b> Présentation de la fenêtre du suivi vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la machine DH 202.....	38
<b>Figure 4.9.</b> Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction horizontale, le : 14 Avril 2020. Révèle la présence d'un très léger déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 01,96 mm/s à la fréquence de 21,25 Hz.....	38
<b>Figure 4.10.</b> Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction verticale, le : 14 Avril 2020. Révèle la présence d'un très léger déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 03,41 mm/s à la fréquence de 20 Hz. ....	39
<b>Figure 5.1.</b> Modélisation de la Décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives.....	43

<b>Figure 5.2.</b> Déformée de la décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives. ....	43
<b>Figure 5.3.</b> Maillage sur la Décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives. ....	44
<b>Figure 5.4.</b> Premier mode de vibrations du système modifié à vide à 323.976 Hz.....	45
<b>Figure 5.5.</b> Deuxième mode de vibrations du système modifié à vide à 324.476 Hz. ....	45
<b>Figure 5.6.</b> Troisième mode de vibrations du système modifié à vide à 518.087 Hz. ....	45
<b>Figure 5.7.</b> Modélisation de la Décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives. ....	47
<b>Figure 5.8.</b> Déformée de la décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives. ....	47
<b>Figure 5.9.</b> Maillage sur la Décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives. ....	48
<b>Figure 5.10.</b> Premier mode de vibrations du système modifié en charge à 151.018 Hz. ....	49
<b>Figure 5.11.</b> Deuxième mode de vibrations du système modifié en charge à 209.138 Hz.....	49
<b>Figure 5.12.</b> Troisième mode de vibrations du système modifié en charge à 209.254 Hz. ....	49
<b>Figure 5.13.</b> Quatrième mode de vibrations du système modifié en charge à 788.629 Hz. ....	50
<b>Figure 5.14.</b> Cinquième mode de vibrations du système modifié en charge à 815.951 Hz.....	50
<b>Figure 5.15.</b> Sixième mode de vibrations du système modifié en charge à 816.818 Hz. ....	50
<b>Figure 5.16.</b> Septième mode de vibrations du système modifié en charge à 867.631 Hz. ....	51
<b>Figure 5.17.</b> Huitième mode de vibrations du système modifié en charge à 883.798 Hz. ....	51
<b>Figure 5.18.</b> Neuvième mode de vibrations du système modifié en charge à 886.829 Hz.....	51
<b>Figure 5.19.</b> Dixième mode de vibrations du système modifié en charge à 1612.36 Hz. ....	52

## Liste des tableaux

<b>Tableau 3.1.</b> Propriétés de l'étude de la simulation de la décortiqueuse.....	22
<b>Tableau 3.2.</b> Informations sur le maillage du modèle établi par Solidworks .....	23
<b>Tableau 3.3.</b> Liste des fréquences propres du système établis par Solidworks .....	27
<b>Tableau 4.1.</b> Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur le palier N°02 de la décortiqueuse .....	33
<b>Tableau 5.1.</b> Résultats des fréquences des organes de la machine détectés pratiquement .....	41
<b>Tableau 5.2.</b> Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les résultats expérimentaux pour la machine Déchiqueteur .....	42
<b>Tableau 5.3.</b> Informations sur le maillage de la décortiqueuse modifié sans pierres abrasives	44
<b>Tableau 5.4.</b> Liste des modes établis sur la décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives. ...	46
<b>Tableau 5.5.</b> Informations sur le maillage de la décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives.....	48
<b>Tableau 5.6.</b> Liste des modes établis sur la décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives. ...	52

## Liste des photos

<i>Photo 4.1. Montage des pierres abrasives neuves de la décortiqueuse DH 202.....</i>	<i>30</i>
<i>Photo 4.2. Photos de la pierre abrasive usée de la décortiqueuse DH 202.....</i>	<i>31</i>
<i>Photo 4.3. Prise des mesures de vibration.....</i>	<i>31</i>

## Nomenclature

$A_c$  : L'amplitude crête ( $m/s^2$ )

$A_{cc}$  : L'amplitude crête à crête ( $m/s^2$ )

$A_{eff}$  : L'amplitude efficace ( $m/s^2$ )

$m_2$  : masse de l'arbre

$m_{Te}$  : masse totale des lames

$m_{pa}$  : masse de la poulie réceptrice

F : la force composé du poids de la poulie

$T_c$  : la tension des courroies

T : L'effort tranchant

$M_f$  : Moment fléchissant

$\tau$  : contrainte de glissement

$\theta$  : angle unitaire de torsion

$M_t$  : moment de torsion

$I_o$  : moment quadratique de la section considérée par rapport au centre (o).

$I_{o/y}$  : module de flexion

$R_{pg}$  : résistance pratique au cisaillement

G : coefficient d'élasticité transversal

P : puissance transmise

$\omega$  : vitesse angulaire

c : couple moteur

$\omega$  : pulsation ou vitesse angulaire du moteur

$\omega'$  : vitesse angulaire de l'arbre de transmission

$N'$  : vitesse de rotation de l'arbre de transmission

D : diamètre de la poulie motrice  $D=245$  mm

D' : diamètre de la poulie réceptrice  $D'=220$  mm

S : coefficient de sécurité

$R_e$  : limite d'élasticité.

K : coefficient de concentration de contraintes

$\rho$  : masse volumique

$d_{PR}$  : diamètre de la poulie réceptrice,

$L_{PR}$  : largeur de la poulie réceptrice

$d'_{PR}$  : diamètre intérieur de la poulie réceptrice

$d'$  : diamètre de l'arbre portant la poulie réceptrice,

$P$  : masse volumique de l'acier.

$C'$  : couple moteur transmis

$r$  : rayon de la poulie réceptrice

$R$  : réaction

$g$  : gravité

$M_{fmax}$  : moment fléchissant max

$I_z$  : moment quadratique

$Y$  : la fibre la plus éloignée

$W$  : module de flexion

$R_p$  : résistance pratique

$R_e$  : limite élastique

$S$  : coefficient de sécurité

$\sigma$  : Contrainte normale maximale

$\tau$  : Contrainte de cisaillement maximale

$[M]$  : la matrice d'inertie

$[K]$  : la matrice de rigidité

$S$  : Variable de Laplace

$D$  : forces de dissipations

$L$  : le Lagrangien

$T$  : énergie cinétique

$U$  : énergie potentielle

$C$  : coefficient d'amortissement

$K$  : Rigidité

$x$  : L'allongement provoqué par la force (F)

$E$  : Module de Young

$\omega_0$  : Pulsation propre du système.

$f_0$  : Fréquence propre

---

# **Introduction générale**

---

---

## Etat de l'art

Les machines tournantes comportant des axes motorisés présentent une fréquence fondamentale de vibration, qui dépend de la répartition des masses en mouvement. La pulsation critique d'une machine tournante peut être interprétée comme la pulsation qui excite cette fréquence.

Pour limiter les effets du couplage de résonance, il est essentiel de répartir les masses de façon à éliminer les réactions transverses sur les arbres, et par là, les forces parasites. Lorsque la vitesse excite des vibrations de résonance, il se développe des efforts susceptibles d'entraîner la ruine du mécanisme. Afin d'éviter ce phénomène, on peut : ou bien éviter les vitesses critiques de rotation, ou les passer rapidement en phase d'accélération ou de freinage. Faute de prendre ces précautions, on risque de ruiner la machine, de favoriser l'usure ou la ruine des composants, de provoquer un dommage irréparable, voire un accident de personnes.

La technique de l'analyse de vibrations est un outil savère efficace connue comme étant un aide au diagnostic. Elle a été examinée par **Stewart** en 1976 [1], **Smith** en 1980 [2] qui a déterminé les défauts de déséquilibre massique du rotor, les criques (fissures) dans les arbres qui peuvent être identifiés par leurs caractéristiques vibratoires. **Taylor** en 1995 [3] qui a inclus des informations sur le traitement des données pour chaque diagnostic.

**Mac Fadden** en 1985 [4] propose aussi une technique pour le diagnostic d'une fissure dans les engrenages afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude.

**Gottlich** en 1988 [5], présente l'idée de la carte de surveillance à distance (off-line) de l'état vibratoire d'une machine.

**Su et Lin** en 1992 [6], développent un modèle précédent proposé par **Mac Fadden** et **Smith** en 1984 pour décrire les vibrations d'un roulement.

Le diagnostic de l'anisotropie et l'asymétrie dans les machines tournantes a été traité par **Lee et Joe** en 1994 [7], qui peuvent causer un mouvement de balourd et qui peut exprimer l'usure par fatigue. Cette anomalie influence sur les caractéristiques du système tel que l'équilibre et les vitesses critiques.

**Alain Boulenger et Christian Pachaud** en 1995 [8], ont développé des méthodes pour le dépistage au diagnostic vibratoire des défauts dans les machines tournantes.

**Smalley et AI** en 1996 [9], présente une méthode pour évaluer la sévérité vibratoire en terme de probabilité des défauts par l'analyse des signaux de vibrations et de son coût relatif en utilisant la méthode de la valeur nette.

**Chua et Peter** en 2003 [10], a pour objectif la détection des défauts provoqué par le frottement entre le rotor et stator avec une présentation de la méthode de scalogramme (conventionnelle).

**Mohammed Ouali et Cherif Khélifi** [11], s'intéressent à l'analyse des différentes études effectuées sur la stabilité des lignes d'arbres en torsion et des machines tournantes. Ils ont développé une approche de modélisation dynamique de la chaîne d'entraînement électromécanique d'une éolienne rapide à trois masses en torsion

**Mohammed Ouali et R. Magraoui** [12, 13,14], analysent les défaillances mécaniques dans les machines tournantes et procèdent à leurs études tout en insistant sur l'analyse vibratoire.

---

## **Introduction générale**

Les machines tournantes occupent une place très importante dans le domaine de la technologie et de l'industrie. On peut citer comme exemple : l'industrie mécanique, la production d'électricité, le transport aérien, le chauffage et la climatisation, les appareils de ménage, etc....

Les défaillances rencontrées dans les machines tournantes sont très nombreuses parmi lesquelles les défauts de balourd, de jeu, de roulement, d'accouplement, d'alignement etc... La majorité de ces défaillances entraînent des vibrations de la machine défaillante. Les vibrations est un indicateur des symptômes de défaillances qui permettraient de d'interpréter l'état mécanique d'une machine tournante. Pour cela, ces vibrations doivent être traitées à travers des outils à la détection et au diagnostic de ces défaillances.

L'analyse vibratoire a pour but de déterminer les défauts qui peuvent surgir lors de fonctionnement de la machine tournante. Elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié, d'éviter la casse et d'intervenir au moment opportun et pendant des arrêts programmés.

Les défauts inévitables aux machines tournantes sont très nombreux, parfois sont de nature de conception ou de fabrication, comme le cas pratique de la décortiqueuse dans une semoulerie. L'équipement a connu des arrêts intempestifs à maintes reprises depuis sa mise en marche, à cause d'une mauvaise conception sur l'un ses organes de transmission. Ses arrêts intempestifs ont suscité un manque a gagné inhérent à la production, même sur la qualité du produit, c'est la raison pour laquelle nous avons procédé à l'étude de ce système et proposer des solutions à ce problème.

Ce mémoire est organisé comme suit :

Une introduction générale avec un état de l'art pour mener et positionner le sujet du mémoire afin que le contenu soit d'actualité.

Le premier chapitre comporte de manière générale les différentes politiques de maintenance et l'importance de la maintenance conditionnelle et son application dans le domaine industriel. Nous avons cité les défauts mécaniques qui peuvent surgir lors de fonctionnement des machines tournantes. Nous avons mentionné aussi, leurs natures et leurs naissances.

Le deuxième chapitre aborde la Théorie. Nous avons établis une analyse modale théorique du système. Nous avons modélisé ce système, et calculer les pulsations propres de ce dernier.

Dans le troisième chapitre, nous avons établis la modélisation et la simulation numérique de la Décortiqueuse. Grâce à la simulation numérique, nous avons pu déterminer les modes et fréquence propres du système ainsi que ses déformées modales.

Le quatrième chapitre aborde la partie expérimentale. Nous avons effectué des diagnostics vibratoires sur la Décortiqueuse, révélant la présence de plusieurs défaillances mécaniques agissant en superposition lors de fonctionnement de cette machine. Nous avons enregistré des niveaux de vibrations sur l'installation, jugés alarmant et danger selon les normes internationales.

Enfin, le cinquième chapitre est dédié à la confrontation et la validation des résultats obtenus théoriquement, numériquement et pratiquement. Aussi, nous avons établis la simulation numérique du système modifié avant la réalisation des modifications.

---

**CHAPITRE 1 :**  
*INTRODUCTION AUX MACHINES  
TOURNANTES*

---

## CHAPITRE 1 : INTRODUCTION AUX MACHINES TOURNANTES

### 1.1.Cas des décortiqueuses :

#### 1.1.1. Définition :

Le principe de décortiqueuse permet d'obtenir une faible teneur en débris en sortie en respectant le bon état de la graine en sortie de machine.

Le décortiquage qui consiste à débarrasser le grain de ses enveloppes, il existe deux cas de décortiqueuse :

- La Décortiqueuse horizontale.
- La Décortiqueuse verticale.

#### 1.1.2. La décortiqueuse horizontale [15]

La décortiqueuse horizontale MBNF-15P est parfaite pour l'enlèvement de la partie extérieure du Blé, Riz, Épeautre, Orge etc. en limitant au maximum la rupture. Cette procédure permet l'abattage de la charge bactérienne et la réduction des cendres sur semoule dérivé de céréales écosées. La machine est équipée avec une trémie de chargement avec un régulateur d'afflux du produit à traiter ; à la sortie elle a un système réglable qui permet la variation du temps de séjour des grains dans la machine et par conséquent le niveau de décortiquage. Intégré dans la structure, qui est réalisée par fonte en fusion et verni avec fourneau, il y a un ventilateur qui introduit de l'air dans le rotor fabriqué par matériau abrasif, qui à travers des ouvertures dans la superficie, permet un enlèvement plus facile des poudres de la chambre de décortiquage. Cette machine est d'habitude liée au transport pneumatique qui permet l'enlèvement des poudres d'écart et au même temps garde une basse pression de la décortiqueuse pour éviter d'introduire des poudres dans l'environnement.

#### 1.1.3. La Décortiqueuse verticale [16]

La décortiqueuse verticale est conçue pour enlever les couches du son externes aux céréales comme le blé, l'orge et le seigle par abrasion.

La machine est exceptionnellement résistante à l'usure et est conçue pour une production sans problème pour 24 heures. Principe de fonctionnement : Le produit entre dans la machine par l'intermédiaire d'une vanne de réglage et dans la chambre de broyage.

Le produit passe par les pierres abrasives verticales et par les barres de résistance. Un mécanisme tire la partie externe et ils sont collectés dans un cyclone ou un collecteur de poussière.

Le niveau de broyage est commandé par une porte de sortie peseuse et peut être ajusté en secondes.

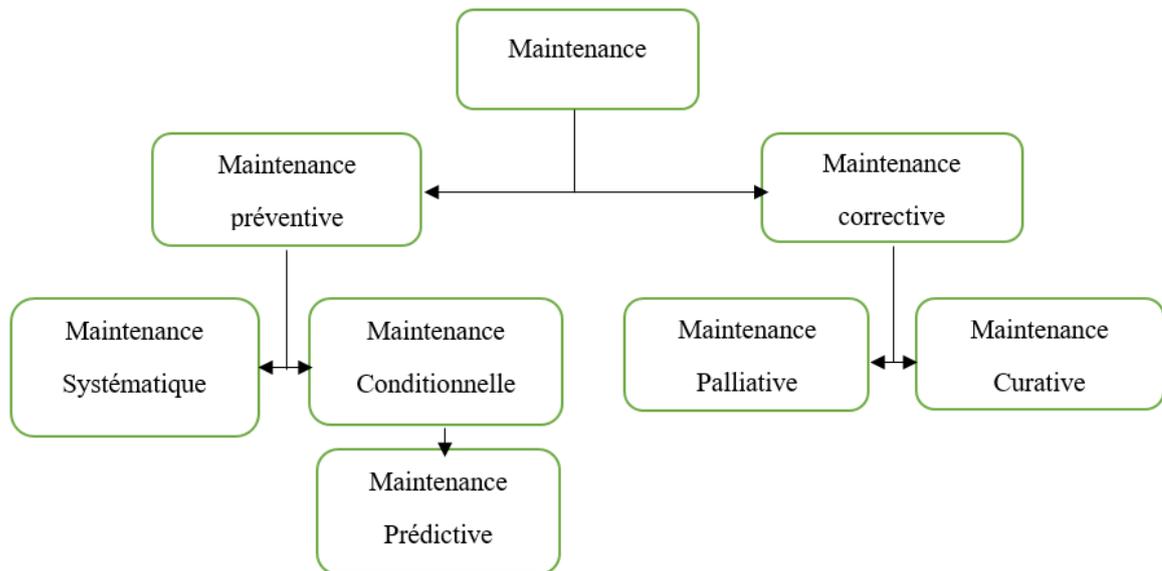
### 1.2.Maintenance :

#### 1.2.1. Introduction :

La maintenance désigne l'ensemble des techniques permettant de maintenir dans état optimale les équipements dans une installation industrielle.

La maintenance de machines tournantes nécessite une présentation globale des différentes composantes de la machine et la compréhension du comportement

dynamique de ces organes ainsi que la recherche des causes de pannes et l'identification des problèmes de fonctionnement. la maintenance se subdivise en deux catégories essentielles et ces deux catégories se divisent en certaines catégories qui sont :



*Figure 1.1. schéma de typologie de maintenance*

### 1.2.2. Maintenance corrective

C'est la maintenance que nous faisons après avoir détecté l'erreur son objectif est de remettre l'appareil en service pour terminer son fonctionnement et assurer la continuité de la production. Elle a différents Types sont :

#### 1.2.2.1. Maintenance palliative

C'est une procédure provisoire pour déterminer les erreurs de la machine et corriger.

#### 1.2.2.2. Maintenance curative

C'est une procédure permanente utilisée pour vérifier les erreurs et réparer la machine.

### 1.2.3. La maintenance préventive

C'est une maintenance qui permet d'éviter les pannes en prévoyant la date de l'intervention pour remplacer l'élément usé ou lubrifier l'organe mobile. Elle a Différents types sont :

#### 1.2.3.1. Maintenance systématique

- **Visites systématiques**

Par principe, la maintenance préventive systématique est effectuée en fonction de conditions qui reflètent l'état d'évolution d'une défaillance. L'intervention peut être programmée juste avant l'apparition de la panne.

- **Remplacement systématique**

Selon un échéancier défini, on remplace systématiquement un composant, un organe ou un sous ensemble complet (il s'agit d'un échange standard).

- **Ronde ou visite en marche**

- La visite systématique effectuée pendant le fonctionnement permet d'optimiser l'arrêt de la machine. Pour ce type de maintenance, on suit l'effet de la dégradation ou de l'usure pour éviter le démontage indésirable : Les contrôles sont simples à réaliser : lecture des valeurs des paramètres, examens sensoriels... Les valeurs des paramètres pour un fonctionnement normal sont connues à l'avance.

### 1.2.3.2. Maintenance conditionnelle

La maintenance conditionnelle permet d'assurer le suivi continu du matériel en service, et la décision d'intervention est prise lorsqu'il y a une évidence expérimentale de défaut imminent ou d'un seuil de dégradation prédéterminé.

Cela concerne certains types de défaut, de pannes arrivant progressivement ou par dérivé, L'étude des dérives dans le cadre des interventions de maintenance préventive permet de déceler les seuils d'alerte, tant dans les technologies relevant de la mécanique que celles de l'électronique. Le suivi de la révolution des paramètres permet de préciser la nature et la date des interventions. Le paramètre suivi peut être :

- Une mesure de tension, intensité, température. Etc.
- Un pourcentage de particules dans l'huile.
- Un niveau de vibration...

La maintenance conditionnelle à pour buts :

- Surveiller la machine.
- Anticiper la panne et réduire le coût de la maintenance.

## 1.3. Analyse vibratoire [17]

### 1.3.1. Vibration et forces internes [17]

Les vibrations d'une machine peuvent être considérées comme une manifestation extérieure des forces internes. En effet, l'analyse de leurs signes donne des informations sur les processus de dégradations internes.

Il existe deux niveaux d'investigation :

- La mesure de niveau global permet de qualifier un état général par comparaison à des normes ou à des mesures précédentes
- L'analyse spectrale permet de diagnostiquer l'origine des défauts et de suivre l'évolution en fonction du temps.

### 1.3.2. Mesure de niveau global [17]

Tout phénomène vibratoire se manifeste par l'un des paramètres suivants :

- déplacement : phénomène de basse fréquence dont la gamme d'analyse  $V_a$  de 0 à 200 Hz (balourd, fouettement...);
- vitesse : phénomène de moyenne fréquence dont la gamme d'analyse  $V_a$  de 0 à 1 000 Hz (balourd, alignement, chocs, aubages...);
- accélération : phénomène de haute fréquence dont la gamme d'analyse  $V_a$  de 0 à 10 000 Hz (roulements, engrenements, turbulence...).

La mesure de niveaux globaux de ces trois paramètres permet d'apprécier l'état de la machine

- l'évolution significative d'une dégradation.
- la comparaison à des seuils.

### 1.3.3. Analyse spectrale [17]

Le diagnostic Vibratoire est basé sur l'identification de la fréquence de la vibration générée par un phénomène mécanique. La méthode mathématique permet de représenter, en effectuant la transformée de Fourier le signal complexe de la vibration par un spectre fréquentiel. Selon la nature du signal vibratoire, on obtient un spectre de raies discrètes ou un spectre continu. Le spectre se représente sous forme d'un graphique montrant l'amplitude à chaque fréquence.

### 1.3.4. L'amplitude [17]

L'amplitude d'une onde est la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On définit les différents types de vibrations sont :

La forme sinusoïdale elle peut être générée par le balourd.

- La forme sinusoïdale complexe : l'effort dynamique d'engrènement.
- La forme transitoire explosion, marteau-pilon, laminoirs
- La forme transitoire périodique : presse automatiques, cames.
- La forme aléatoire oscillations de pression exercée sur une structure baignant dans un fluide en écoulement.

Nous avons trois amplitudes différentes :

- L'amplitude crête  $A_c$  l'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre.
- L'amplitude crête à crête  $A_{cc}$ : l'amplitude double.
- L'amplitude efficace  $A_{eff}$ : le niveau efficace ou le RMS (RootMean Square).

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

### 1.3.5. Méthode de mesure :

L'ensemble complet de mesure et d'analyse comporte :

- Un capteur.
- Un collecteur de données.
- Un ordinateur ou un micro-ordinateur avec un logiciel d'exploitation.

### 1.3.6. Capteur de vibration

Le rôle des capteurs est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Il existe deux grandes familles de capteurs :

- les absolus (accéléromètre, vélocimétrie)
- les relatifs (prosimètres)

#### 1.3.6.1. Accéléromètre [17]

Il est constitué principalement d'un matériau piézoélectrique (habituellement une céramique ferroélectrique artificiellement polarisée). Lorsque ce matériau subit une contrainte mécanique, en extension, compression ou cisaillement, il engendre une charge électrique proportionnelle à la force appliquée. Le capteur piézo-électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquences d'utilisation.

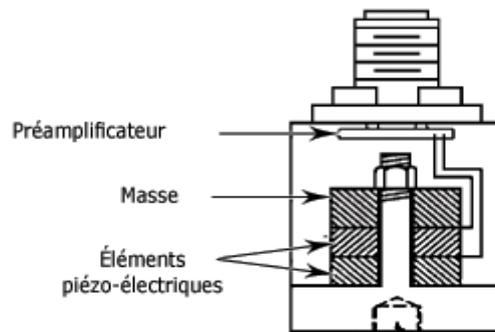


Figure 1.2. schéma d'un accéléromètre

### 1.3.6.2. Vélocimètre [17]

C'est un capteur électrodynamique, auto-générateur d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine.

Avantages :

- pas d'amplificateur à haute impédance, ni électronique d'excitation.
- signal de sortie de haut niveau et de faible impédance.

Inconvénients :

- pièces métallique en mouvement (usure).
- sensibilité latérale.
- faible bande passante (10 à 1000 Hz).

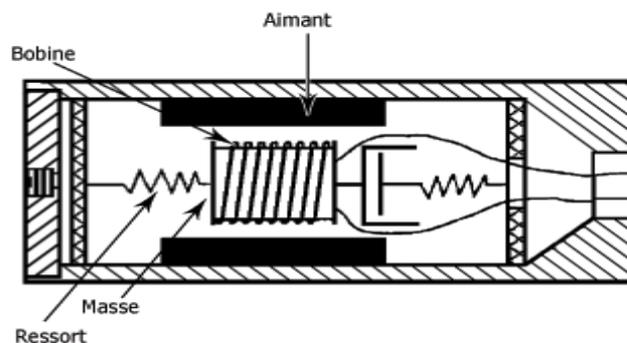


Figure 1.3. schéma de principe d'un vélocimètre

### 1.3.6.3. Capteurs de déplacement [17]

Avantage :

- mesure sans contact.
- mesure en continu (il existe un signal pour une fréquence nulle).
- mesure réelle du déplacement de l'axe dans son logement.

Inconvénients :

- sensible aux hautes fréquences.
- qualité de mesure dépendant de la qualité de surface.
- phase relative des vibrations de l'arbre et du palier influençant la mesure.
- implantation difficile.

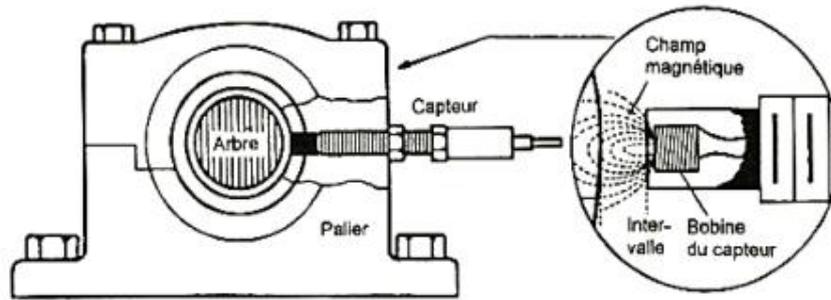


Figure 1.4. schéma d'un capteur de déplacement

### 1.3.7. Points de mesure

Les interférences entre vibrations d'origines différentes rendent l'exploitation des relevés très délicats. L'accéléromètre devrait être monté de telle façon que la direction de mesure désirée coïncide avec l'axe de sensibilité principale. Les accéléromètres sont légèrement sensibles aux variations transversales mais ce point peut être négligé puisque la sensibilité transversale est inférieure à 1% de celle de l'axe principal.

Si la machine le permet, les mesures se font suivant les trois axes : axial, horizontal et Vertical

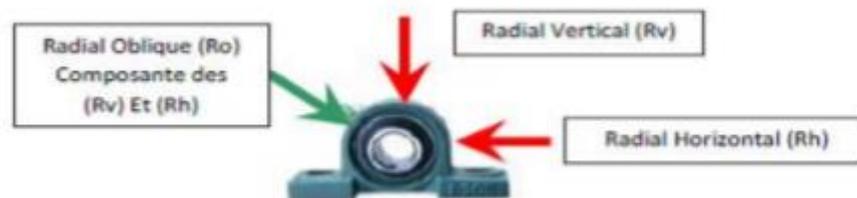


Figure 1.5. point de mesure

### 1.3.8. Seuils d'alarmes en basse et moyenne fréquence [17]

La norme ISO 2372 définit les seuils de vitesses efficaces selon les types de machines

- groupe K : petites machines jusqu'à 15KW.
- groupe M : machines moyennes de 15 à 75 KW ou jusqu'à 300 KW sur fondations spéciales.
- groupe G : machines lourdes sur fondations rigides et lourdes.
- groupe T : machines lourdes fonctionnant à des vitesses supérieures à la fréquence naturelle de leurs fondations (cas des turbomachines).

## 1.4. Défauts de roulements [18]

### 1.4.1. Définition

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, il peut être aussi utilisé pour assurer un positionnement précis de l'arbre, et corriger des défauts d'alignement.

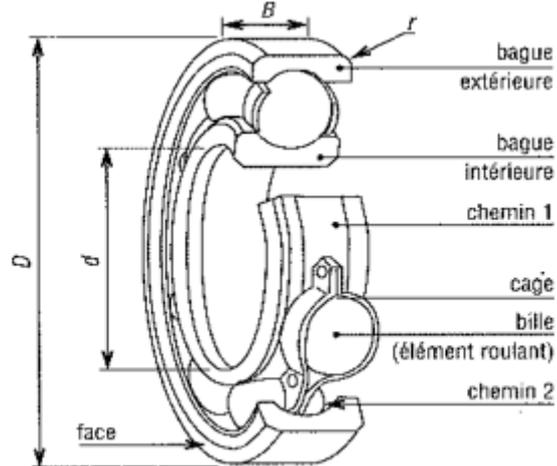


Figure 1.6. schéma d'un roulement à bille

### 1.4.2. Types de défauts [19]

On peut noter deux types d'avaries caractéristiques de la détérioration des roulements : Les avaries dites naturelles dues à la fatigue des roulements et les avaries dues à un mauvais montage ou une mauvaise utilisation du roulement.

On qualifie les principaux défauts :

**a)** Le grippage, dû à l'absence de lubrification, à une vitesse excessive ou un mauvais choix du type de roulement. Ceci se manifeste par un transfert de matière arrachée sur les surfaces et redéposée par microsoudure.

**b)** Les empreintes par déformation, dues à des traces de coups, des fissures ou des cassures.

**c)** L'incrustation de particules étrangères, due à un manque de propreté au montage ou de l'entrée accidentelle d'impuretés.

**d)** La corrosion, due à un mauvais choix du lubrifiant, surtout quand les roulements viennent d'être nettoyés et sont contaminés par la transpiration des mains.

**e)** La corrosion de contact, due au mauvais choix d'ajustements entre les bagues et les logements ou les arbres.

**f)** Les criques, fissures étroites ou autres amorces de cassures dues aux contraintes exagérées au montage ou au démontage.

**g)** L'usure par abrasion, due à une mauvaise lubrification. L'usure par abrasion donne aux roulements un aspect gris, givré.

**h)** Le cas le plus rencontré est un défaut d'écaillage dû à la fatigue des roulements. L'écaillage de fatigue, est un phénomène normal qui conduit à une défaillance et ce, quel que soit les conditions d'utilisation et de fonctionnement. Ce défaut survient sous l'effet de la fatigue due aux contraintes de cisaillement alternées qui sévissent en sous-couche. L'écaillage localisé et prématuré résulte d'anomalies caractérisées telles qu'un mauvais montage, une surcharge, un défaut d'alignement, une mauvaise forme de logement. Ces défauts donnent naissance à des vibrations qui les caractérisent. C'est pourquoi l'analyse vibratoire s'avère intéressante et s'est montrée très puissante d'une part pour surveiller l'état de fonctionnement et d'autre part pour diagnostiquer le défaut et suivre son évolution.

### 1.4.3. Protection des roulements

La présence des particules étrangères dans les roulements est le plus important des facteurs de réduction de sa durée de vie ces particules lorsque elles se trouvent laminées entre les corps roulants et les chemins, créent des contraintes très localisées et très élevées qui peuvent amorcer un écaillage du roulement. Ces contraintes sont d'autant plus fortes que le niveau de charge du roulement élevé.

La réduction de la durée de vie est très variable mais toujours très importante. Elle dépend de la nature, de la dimension et de la densité des particules.

De même la pénétration de l'humidité dans un roulement peut créer, d'une part, une diminution de l'efficacité du lubrifiant et d'autre part, une oxydation superficielle interne.

Ces facteurs sont à l'origine de contraintes de surface supplémentaires au niveau des contacts roulants, donc apportant un risque de défaillance qui s'ajoute aux risques normaux de fatigue. On voit là la grande importance d'éviter la pollution des roulements, tant lors du montage qu'aux cours de leur fonctionnement. Ainsi la protection du roulement porte-t-elle sur toutes les phases de sa mise en œuvre depuis la propreté de l'atelier de montage, la propreté des composants adjacentes, l'étanchéité des mécanismes à la poussière et à l'humidité jusqu'à la filtration de l'huile ou renouvellement périodique du lubrifiant.

---

**CHAPITRE 2 :**

*ETUDE DU COMPORTEMENT  
DYNAMIQUE DE SYSTEME*

*ANALYSE MODALE DU SYSTEME*

---

**CHAPITRE 2 : ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE SYSTEME  
ANALYSE MODALE DU SYSTEME**

### 2.1.Introduction

La machine tournante souffre de plusieurs défauts de détection précoce en analysant les vibrations qu'elle émet.

Le processus de modélisation nous permet de mieux comprendre les structures étudiées en simplifiant le modèle physique, ce sont des outils mathématiques et analytiques utilisés dans de nombreux domaines, nous faisant gagner du temps et de l'argent. Dans notre cas, la machine décortiqueuse subit plusieurs défauts qui ont été détectés en observant la vibration résultante à mesure qu'elle augmentait son niveau, entraînant une déformation au niveau de la colonne (arbre).

Lors de l'étude de la résistance des matériaux, nous avons examiné l'arbre dans les conditions de résistance et déterminé les interactions au niveau des supports, puis créé un modèle pour étudier l'analyse vibratoire typique afin de déterminer les propriétés de l'équation afin de comprendre le comportement vibratoire.

### 2.2.Etude dynamique du système libre – Analyse modale du système :

Pour un système libre non amorti, de l'équation de mouvement sous forme matricielle secret :

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = 0 \quad (2.1)$$

Ou :

$[M]$  et  $[K]$  sont respectivement la matrice d'inertie et la matrice de rigidité sont des matrices carrées (n x n) pour un système à (n) degré de liberté.

Les solutions de l'équation (2.1) sont de types

$$\{q(t)\} = \{\psi\}e^{st} \quad (2.2)$$

$\{q(t)\}$  : Coordonnées généralisée.

$S$  : Variable de Laplace, pour transformer de .....  $S = j \cdot \omega$ ,  $j = -1$

On remplace (2.2) dans (2-1) on aura :

$$([K] + S^2[M]) \cdot \{\psi\} = 0 \quad (2.3)$$

$$\text{Ou bien :} \quad [K] \cdot \{\psi\} = \lambda \cdot [M] \cdot \{\psi\} \quad (2.4)$$

$$\text{Avec :} \quad \lambda = -S^2$$

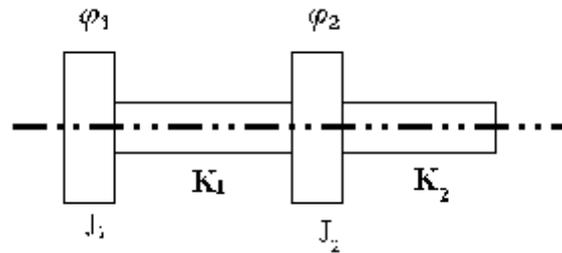
Donc l'équation (2-4) représente un problème aux valeur propre ( $\lambda$ ).Ce système admet des solution ..... ( $\{\psi\} \neq 0$ ) si et seulement si :

$$\det([K] + S^2[M]) = \det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (2.5)$$

C'est l'équation caractéristique à l'équation aux valeurs propres, ou physiquement :

Equation aux fréquences propres

**2.2.1. Modélisation du système :**



*Figure 2.1. Modélisation théorique du système*

L'arbre de transmission est composé d'un arbre portant une poulie réceptrice de masse, et d'un rotor décortiqueuse sur lequel sont montés des pierres abrasives de masse  $m_2$ , le système est supporté par deux paliers a roulement, le modèle de ce système peut-être approcher par :

- Un disque de moment d'inertie  $J_1$  correspondant à la poulie réceptrice.
- Un disque de moment d'inertie  $J_2$  relatif au rotor décortiqueuse.
- L'arbre est caractérisé par sa rigidité  $K_1$  et  $K_2$  entre les deux (2) disques sa déformation  $\varphi_1$  et  $\varphi_2$  (déformation angulaire).

Le système équivalent à un modèle de deux (2) degrés de liberté (figure 2.1)

**2.2.2. Équations de mouvement de système libre :**

- **L'énergie cinétique :**

$$T = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \quad (2.6)$$

- **L'énergie potentielle :**

$$U = \frac{1}{2}K_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2}K_2\varphi_2^2 \quad (2.7)$$

- **Equation de Lagrange :**

$$L = T - U \quad (2.8)$$

$$L = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - \frac{1}{2}K_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2}K_2\varphi_2^2 \quad (2.9)$$

Le système d'équation s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0 \end{array} \right. \quad (2.10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0 \end{array} \right. \quad (2.11)$$

De l'équation (2.10) :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \Rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = K_1(\varphi_2 - \varphi_1)$$

L'équation devient :

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (2.12)$$

De l'équation (2.11) :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \Rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = -K_1(\varphi_2 - \varphi_1) - K_2\varphi_2$$

L'équation devient :

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + (K_1 + K_2) \cdot \varphi_2 - K_1\varphi_1 = 0 \quad (2.13)$$

Regroupons maintenant les deux (02) équations (2.12) et (2.13), on obtient le système d'équation suivant :

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_1 \cdot \varphi_1 - K_1 \cdot \varphi_2 = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - K_1 \cdot \varphi_1 + (K_1 + K_2) \cdot \varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (2.14)$$

Le système (3.14) peut s'écrire sous la forme matricielle suivant :

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (2.15)$$

Ou :

$$[M] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [K] \cdot \{\varphi\} = 0 \quad (2.16)$$

Avec :

[M] : Matrice d'inertie.

[k] : Matrice de rigidité.

Donc :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (2.17) \quad [K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

2.2.2.1. Calcul de matrice de rigidité (K) :

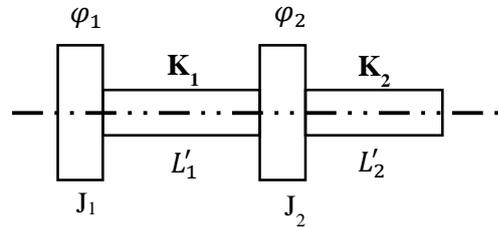


Figure 2.2. Modèle théorique du système avec ses longueurs

On détermine les rigidités  $K_1$  et  $K_2$  :

Nous avons :  $M_t = G\theta I_0$  (2.19)

Avec :  $M_t$  : Moment de torsion

$G$  : Module d'élasticité transversal (MPa)

$\theta$  : Angle unitaire de torsion (rad/mm)

Donc :  $\theta = \alpha/L$  (2.20)

$I_0$  : Moment quadratique ( $m^4$ )

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \text{ dans le cas de torsion}$$

Donc :

$$M_t = \frac{G\alpha I_0}{L} = \frac{GI_0}{L} \cdot \alpha \quad (2.21)$$

L'arbre se comporte comme un ressort, ce qui nous permet de dire que :

$$F = K \cdot x \quad (2.22)$$

Avec :

F : force de rappel

K : Rigidité

x : L'allongement provoqué par la force (F)

Dans notre cas, l'effort exercé sur l'arbre c'est le moment de torsion  $M_t$ , Cela implique que :

$$M_t = K \cdot \alpha \quad (2.23)$$

Par identification avec la relation (2.21), on calcule :

$$K = \frac{GI_0}{L} \quad (2.24)$$

Pour les métaux, nous avons :  $G = 0.4 E$  (2.25)

Avec :  $E$  : Module de Young, pour l'acier :

$$E = 210 \text{ MPa} \quad (2.26)$$

Notre système a 2 d.d.l, composé de (2 disques  $J_1$  et  $J_2$  avec des rigidités  $K_1$  et  $K_2$  avec aussi des longueurs  $L_1$  et  $L_2$  qui sont : (d'après la figure 2-2).

$$L_1' = L_1 + L_2/2$$

$$L_2' = L_2/2 + L_3$$

Avec :  $L_1 = 315 \text{ mm}$  ;  $L_2 = 790 \text{ mm}$  ;  $L_3 = 348 \text{ mm}$

Donc :

$$L_1' = 315 + \frac{790}{2} \Rightarrow L_1' = 710 \text{ mm}$$

$$L_2' = \frac{790}{2} + 348 \Rightarrow L_2' = 743 \text{ mm}$$

Pour la longueur  $L_1'$ , correspond à la rigidité  $K_1$  et au diamètre  $d_1 = 70 \text{ mm}$  et  $d_2 = 100 \text{ mm}$  ;

### 2.2.2.2. Calcul de la rigidité $K_1$ :

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \quad (2.27)$$

Avec :

$K_1$ : Rigidité de l'arbre au niveau du  $\varnothing d_1 = 70 \text{ mm}$

$K_2$ : Rigidité de l'arbre au niveau du  $\varnothing d_2 = 100 \text{ mm}$

D'après la relation (2.24) :

- $K_1 = \frac{GI_0}{L_{01}}$

Avec :  $G = 0.4 \cdot E$

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa}$$

$$L_{01} = 130 \text{ mm}$$

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (0.07)^4}{32} = 235,598 \cdot 10^{-8} m^4$$

A.N :

$$K_1 = 1522,326 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

- $K_2 = \frac{GI_{02}}{L_{02}}$

Avec :  $d_2 = 100 \text{ mm}$

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa}$$

$$L_{02} = 580 \text{ mm}$$

$$I_{02} = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot (0,1)^4}{32} = 981,25 \cdot 10^{-8} m^4$$

A.N :

$$K_2 = 1421,127 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

D'après la relation (2.27) :

$$K_1 = \frac{K'_1 \cdot K'_2}{K'_1 + K'_2} \quad (2.28)$$

A.N:

$$K_1 = 734,993 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

### 2.2.2.3. Calcul de la rigidité $K_2$ :

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{K_1''} + \frac{1}{K_2''} \quad (2.29)$$

Avec :

$K_1''$  : Rigidité de l'arbre au niveau du diamètre  $d_1 = 70 \text{ mm}$

$K_2''$  : Rigidité de l'arbre au niveau du diamètre  $d_2 = 100 \text{ mm}$

Pour raison du système (figure 2-2) de l'arbre, on remarque que :

$$K_1'' = K_1' = 1522,326 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

$$K_2'' = K_2' = 1421,127 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Donc :  $K_1 = K_2 = 734,993 \cdot 10^3 \text{ N/m}$

D'après la relation (2-18), la matrice de rigidité sera :

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 734,993 \cdot 10^3 & -734,993 \cdot 10^3 \\ -734,993 \cdot 10^3 & 1469,986 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

### 2.2.2.4. Calcul de la matrice d'inertie : $[M]$ :

D'après la relation (2-17), la matrice d'inertie :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix}$$

Avec :  $J_1$  moment d'inertie de la poulie réceptrice correspondant a un disque plein de rayon  $r_1$  :

$$\text{donc :} \quad J_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \quad (2.30)$$

- Calcul de la masse de la poulie réceptrice avec tronçon arbre  $\varnothing 70 \text{ mm}$  :

$$m_{\text{poulie}} = \frac{\pi (d_{PR})^2}{4} \cdot L_{PR} \cdot \rho_F - \frac{\pi (d'_{PR})^2}{4} \cdot L_{PR} \rho_F \quad (2.31)$$

Avec :

$d_{PR}$  : diamètre de la poulie réceptrice,  $d_{PR}=250 \text{ mm}$ .

$L_{PR}$  : largeur de la poulie réceptrice,  $L_{PR}= 132 \text{ mm}$ .

$d'_{PR}$  : diamètre intérieur de la poulie réceptrice  $d'_{PR}=70 \text{ mm}$

$\rho_F$ : masse volumique de la fonte,  $\rho_F=7.2 \text{ kg/dm}^3$ . [Formulaire pratique]

$$m_1 = \frac{\pi L_{PR} \rho_F}{4} [(d_{PR})^2 - (d'_{PR})^2] - \left[ \frac{\pi 0.4 * 7.2}{4} [(1.9)^2 - (0.9)^2] \right] 2$$

A.N :

$$m_1 = 42,973 - 12.661 = 30.312 \text{ Kg}$$

Avec  $m_1 = 30,312 \text{ Kg}$  ; masse de la poulie réceptrice.

$r_1 = 125 \text{ mm}$  ; Rayon de la poulie réceptrice.

$$\text{A.N : } J_1 = \frac{1}{2} \cdot 30,312 \cdot (125 \cdot 10^{-3})^2 = 236,813 \cdot 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_1 = 236,813 \cdot 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$J_2$  : moment d'inertie du rotor portant la décortiqueuse équivalent à un disque de rayon  $r_2$  donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 r_2^2 \quad (2.32)$$

Avec :  $m_2$  : masse du rotor portant la décortiqueuse, il est composé de l'arbre de diamètre 100 mm ayant la masse  $m_{21}$ , sur lequel sont montés sept (07) pierres abrasives identiques de diamètre extérieure 420 mm, de diamètre intérieure 100 mm et de largeur 100 mm, ayant la masse  $m'_{22}$ , la masse totale des pierres abrasives est :  $m_{22}$ . Alors on peut écrire :

$$m_2 = m_{21} + m_{22} \quad (2.33)$$

### 2.2.2.5. Calcul de la masse $m_{21}$ de l'arbre de diamètre 100 mm et de longueur 790 mm :

$m_{21}$  = Masse de l'arbre ( $\varnothing 100$ ) de longueur 790 mm, donc :

$$m_{21} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} L_2 \cdot \rho \quad (2.34)$$

Avec :  $d=100 \text{ mm}$  et  $L_2=790 \text{ mm}$

Et  $\rho$  : masse volumique de l'acier,  $\rho= 7.85 \text{ Kg/dm}^3$ .

$$m_{21} = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \cdot 7,90 \cdot 7,85 = 48,682 \text{ Kg}$$

### 2.2.2.6. Calcul de la masse des pierres abrasive $m'_{22}$ :

$$m'_{22} = \frac{\pi L_P \rho_F}{4} [(d_p)^2 - (d'_p)^2] \quad (2.35)$$

$$\text{A.N : } m'_{22} = \frac{\pi \cdot 1,7,2}{4} [(4,20)^2 - (1)^2] = 94,049 \text{ kg}$$

### 2.2.2.7. Calcul de la masse totale des pierres abrasives $m_{22}$ :

$$m_{22} = 7 \cdot m'_{22} \quad (2.36)$$

$$\text{A.N : } m_{22} = 7 \cdot 94,049 = 658,343 \text{ kg}$$

D'après la relation (2-33), nous avons :  $m_2 = m_{21} + m_{22} = 48,682 + 658,343$

$$m_2 = 707,025 \text{ kg}$$

Le rayon du disque 2 est :  $r_2 = 210 \text{ mm}$

Donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot 707,025(0,21)^2 \rightarrow J_2 = 15,590 \text{ kg.m}^2$$

La matrice d'inertie sera :

$$[M] = \begin{bmatrix} 236,813 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 15,590 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

### 2.2.2.8. Détermination de l'équation caractéristique :

D'après la relation (2.5), nous avons :

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (2.38)$$

$$\det \left( \begin{bmatrix} 734,993 \cdot 10^3 & -734,993 \cdot 10^3 \\ -734,993 \cdot 10^3 & 1469,986 \cdot 10^3 \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} 236,813 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 15,590 \end{bmatrix} \right) = 0$$

$$\det \begin{bmatrix} 734,993 \cdot 10^3 - \lambda \cdot 236,813 \cdot 10^{-3} & -734,993 \cdot 10^3 \\ -734,993 \cdot 10^3 & 1469,986 \cdot 10^3 - \lambda \cdot 15,590 \end{bmatrix} = 0$$

$$\rightarrow 3,692 \cdot \lambda^2 - 11,807 \cdot 10^6 \lambda + 540214,71 \cdot 10^6 = 0 \quad (2.39)$$

C'est l'équation caractéristique

Avec :  $\lambda$  : valeur propre du système qui correspond aux fréquences propres de notre système

Pour déterminer( $\lambda$ ), on résout l'équation (3-39), donc :

$$\Delta' = 32,856,839,54 \cdot 10^6 \quad (2.40)$$

$$\text{Et } \lambda_{1/2} = \frac{11,807 \cdot 10^6}{2} \pm \sqrt{32,856,839,54 \cdot 10^6} \quad (3-87)$$

$$\lambda_1 = 0,172 \cdot 10^6 \quad (2.41)$$

$$\lambda_2 = 11,636 \cdot 10^6 \quad (2.42)$$

Nous avons :

$$S = j\omega \rightarrow S^2 = j^2 \omega^2$$

Avec :  $j^2 = -1$  j : nombre imaginaire.

$$\text{Ainsi : } \lambda = -S^2 \rightarrow \lambda = \omega^2 \quad (2.43)$$

Calcul des fréquences propres :

$$\text{On a : } \lambda_1 = \omega_{01}^2 \rightarrow \omega_{01} = \sqrt{\lambda_1} \quad (2.44)$$

$$\rightarrow \omega_{01} = \sqrt{0,172 \cdot 10^6} \rightarrow \omega_{01} = 0,415 \cdot 10^3 \text{ rad/s}$$

$$\text{Aussi : } \lambda_2 = \omega_{02}^2 \rightarrow \omega_{02} = \sqrt{\lambda_2} \quad (2.45)$$

$$\omega_{02} = \sqrt{11,636 \cdot 10^6} \rightarrow \omega_{02} = 3,411 \cdot 10^3 \text{ rad/s}$$

$\omega_{01}; \omega_{02}$  : Pulsations propres du système.

Pour calculer les fréquences propres, nous avons :

$$\omega_0 = 2\pi f \quad (2.46)$$

$$\text{Donc :} \quad f = \frac{\omega_{02}}{2\pi} \quad (2.47)$$

La première fréquence propre :

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} \quad (2-48)$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} = \frac{0,415 \cdot 10^3}{2\pi}$$

$$f_{01} = 66.083 \text{ Hz} \quad (2-49)$$

La deuxième fréquence propre :

$$f_{02} = \frac{\omega_{02}}{2\pi} \quad (2-50)$$

$$f_{02} = \frac{3,411 \cdot 10^3}{2\pi}$$

$$\text{Donc :} \quad f_{02} = 543,153 \text{ Hz} \quad (2.51)$$

### 2.3.Conclusion :

Les fréquences propres théoriques du système obtenues sont classées dans le domaine moyen fréquence. Ces valeurs seront confrontées avec celles déterminées par la simulation numérique et au même temps avec les valeurs détectées par l'expérimentale. Ces résultats sont illustrés respectivement dans les chapitres 03 et 04. Ils sont validés dans le chapitre 05.

---

**CHAPITRE 3 :**  
*CONCEPTION ET SIMULATION DU  
ROTOR PORTANT LA  
DECORTIQUEUSE*

---

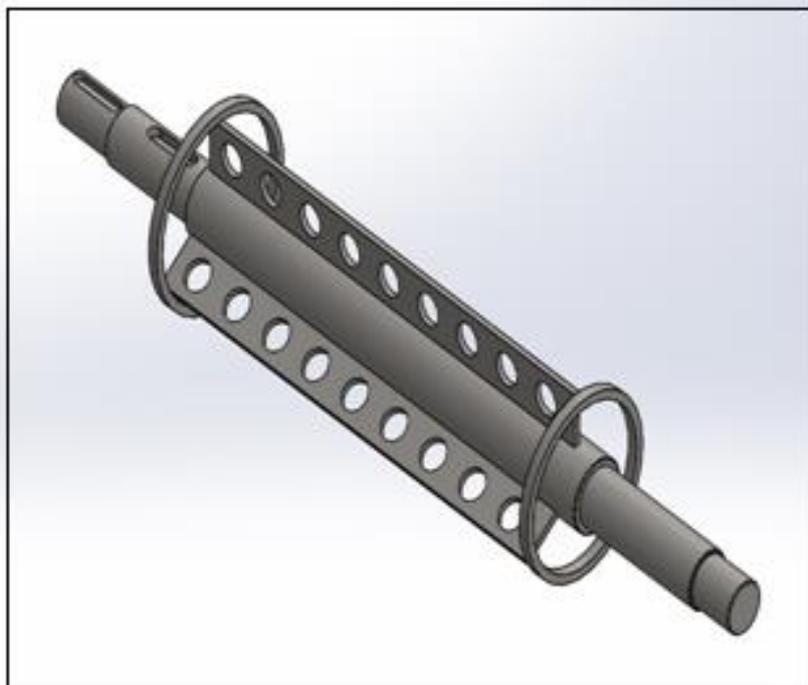
## CHAPITRE 03 : Conception et simulation du rotor portant la décortiqueuse.

### 3.1.Introduction :

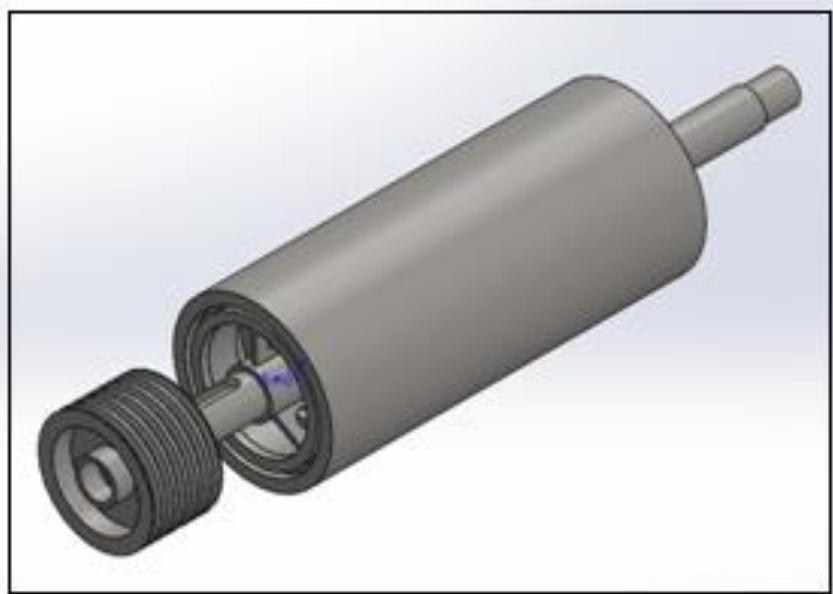
La décortiqueuse est un équipement stratégique dans la chaîne de production, il représente le premier maillon de la chaîne. La machine a connu des arrêts répétés non programmés, suite à une tendance haussière du niveau de vibrations sur ses paliers, en s'étalant jusqu'à la déformation de la ligne d'arbre portant les pierres abrasives. De ce fait, et afin d'enrichir notre étude théorique relative à l'analyse modale vibratoire, nous avons procédé à la simulation numérique par Solidworks du système, ensuite, procéder à la confrontation des résultats obtenues dans le [chapitre 02 et 04](#).

### 3.2.Conception et simulation du système décortiqueuse par le logiciel Solidworks :

Cette partie d'étude, nous permet d'établir une analyse modale numérique du système. A travers la conception et la simulation numérique du système par Solidworks, nous avons déterminé les modes et fréquences propres du système. La simulation est faite sur le rotor vide sans pierres abrasives ([Figure 3.1](#)), ensuite avec pierres abrasives ([Figure 3.2](#))



*Figure 3.1. Conception de la décortiqueuse sans pierres abrasives par Solidworks.*



*Figure 3.2. Conception de la décortiqueuse avec pierres abrasives par Solidworks.*

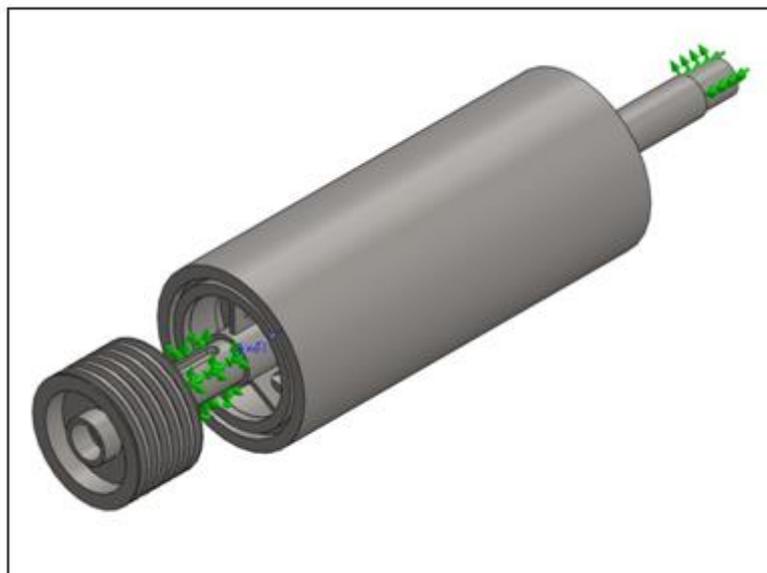
### 3.2.1. Modélisation du rotor portant la décortiqueuse :

Le rotor portant la décortiqueuse est composé d'un arbre de deux sections différentes : de diamètre 70 mm et 100 mm. Il est fabriqué en acier inoxydable (figure 3.1), de longueur de : 1453 mm. Les pierres abrasives sont montées sur la longueur de l'arbre ayant le diamètre 100 mm

La poulie réceptrice est fabriquée en fonte de diamètre 250 mm (figure 3.2).

Les pierres abrasives (figure 3.3) sont de nombre sept (07), de diamètre extérieur de 420 mm, portées sur une longueur de 790 mm. La masse totale des pierres est de : 658,343 kg.

Le modèle réalisé par le logiciel Solidworks est représenté dans la figure 3.3.



*Figure 3.3. Modélisation et conditions de fixation du modèle de la Décortiqueuse établis par Solidworks*

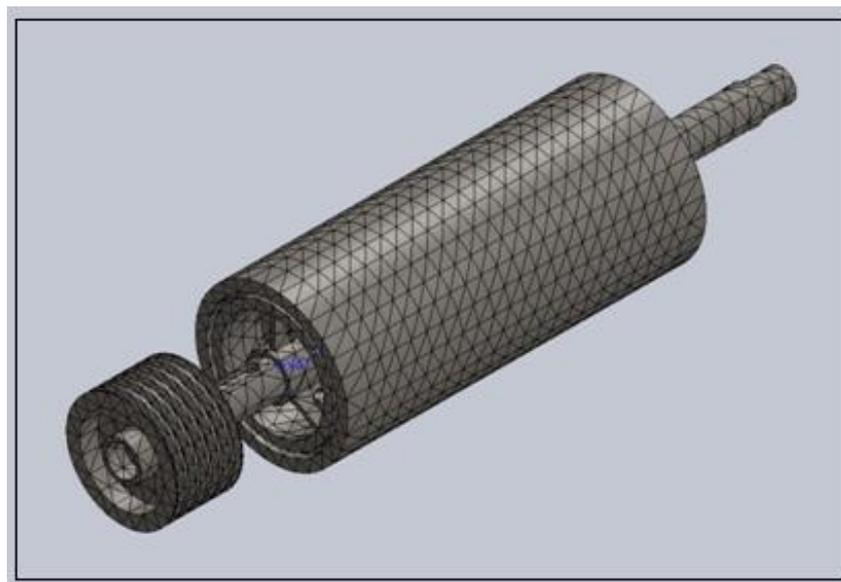
### 3.2.2. Simulation du système par Solidworks :

**Propriétés de l'étude de la simulation** : ces propriétés sont indiquées sur le [tableau 3.1](#), et les conditions au limites ainsi que le type de fixation sont indiquées dans [la figure 3.3](#).

Nom d'étude	Fréquence 1
Type d'analyse	Fréquence
Type de maillage	Maillage volumique
Nombre de fréquences	10
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\asus\Desktop\magraoui\DECOTYIQUEUSE DH 202)

*Tableau 3.1. Propriétés de l'étude de la simulation de la décortiqueuse*

**Informations sur le maillage** : Le maillage établi est représenté dans la [figure 3.4](#) et les informations sur le maillage sont indiquées sur le [tableau 3.2](#).



*Figure 3.4. Maillage du modèle de la décortiqueuse établi par Solidworks*

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	36.4511 mm
Tolérance	1.82255 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre total de noeuds	27332
Nombre total d'éléments	14671
Durée de création du maillage (hh:mm:ss):	00:00:07

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 3.5 jusqu'à 3.15, comme suit :

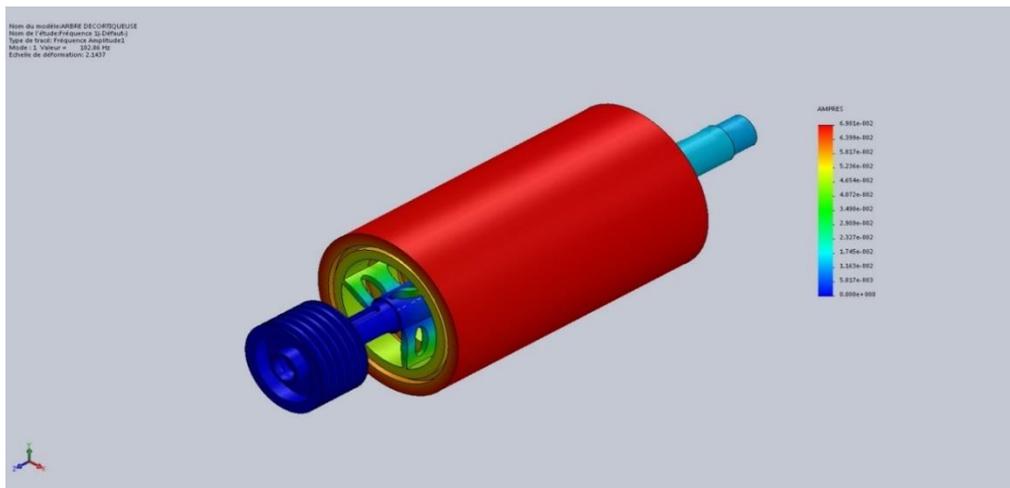


Figure 3.5. Premier mode de vibrations à la fréquence de 102.858 Hz.

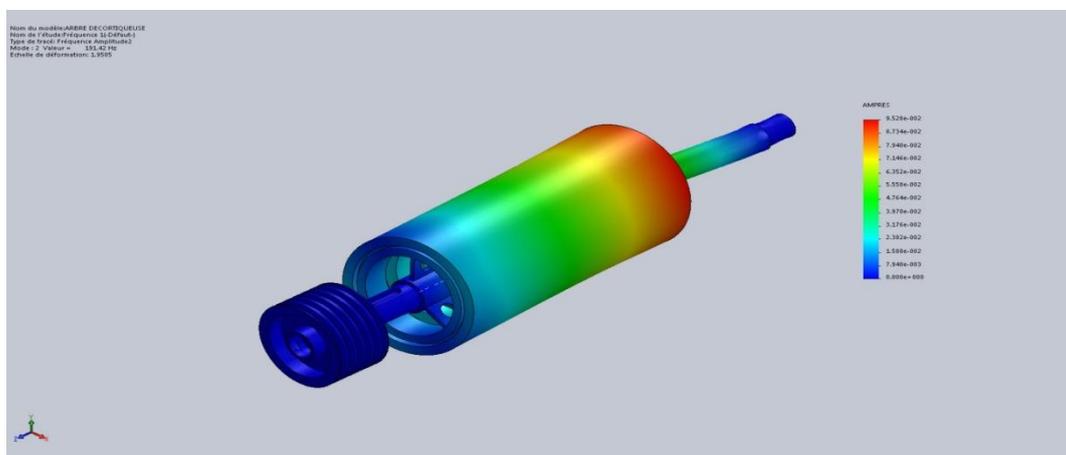


Figure 3.6. Deuxième mode de vibrations à la fréquence de 191.417 Hz.

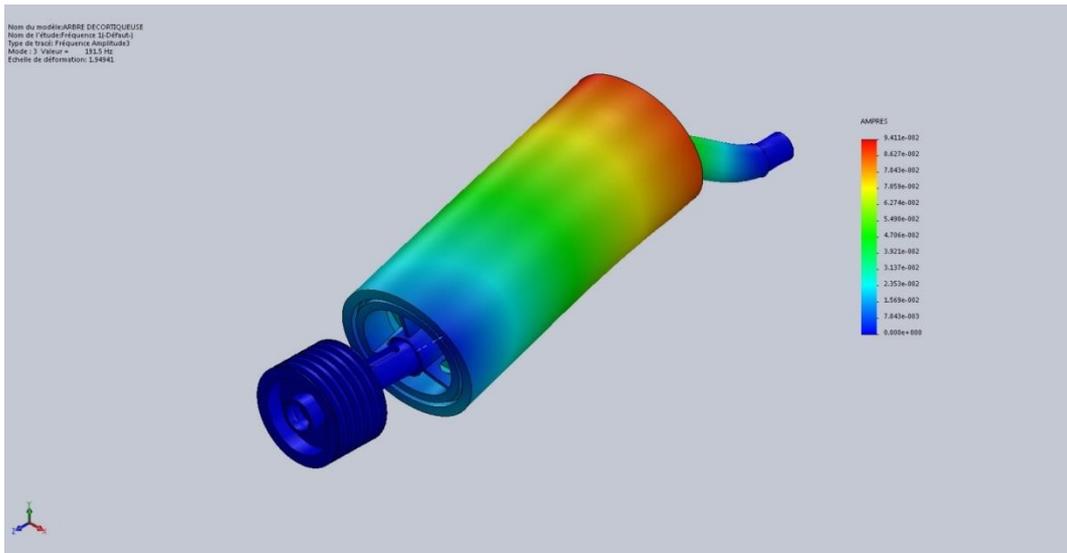


Figure 3.7. Troisième mode de vibrations à la fréquence de 191.497 Hz.

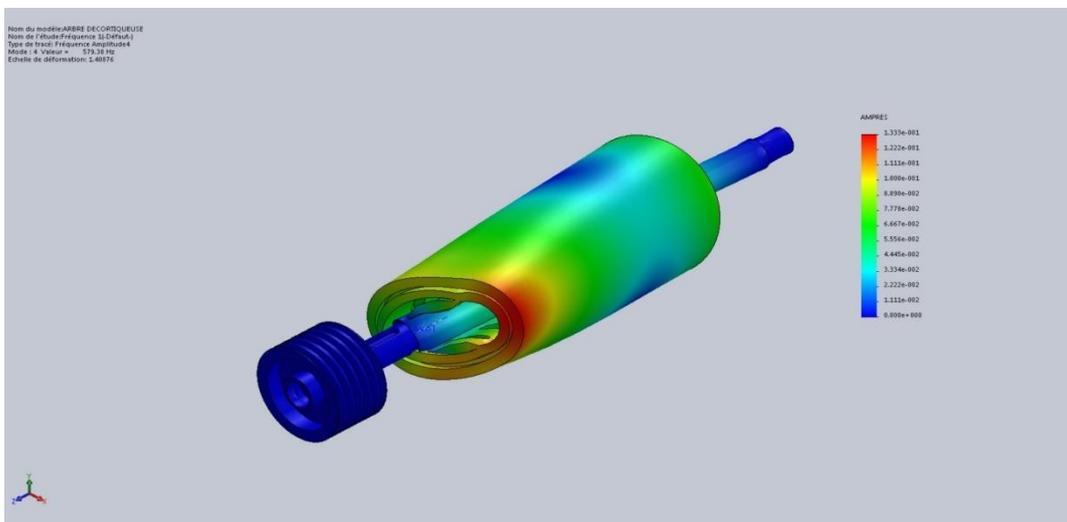


Figure 3.8. Quatrième mode de vibrations à la fréquence de 579.378 Hz.

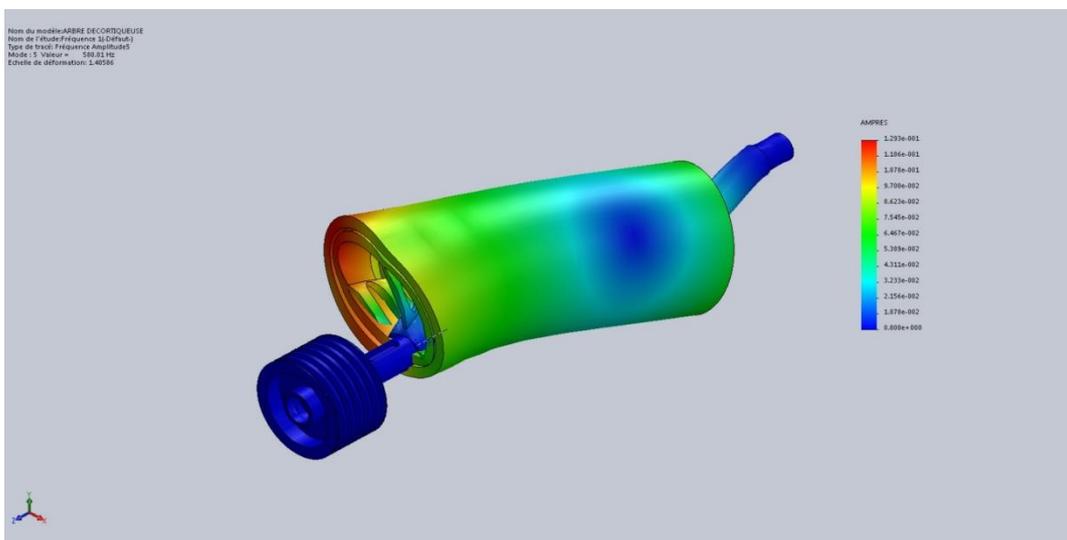


Figure 3.9. Cinquième mode de vibrations à la fréquence de 580.015 Hz

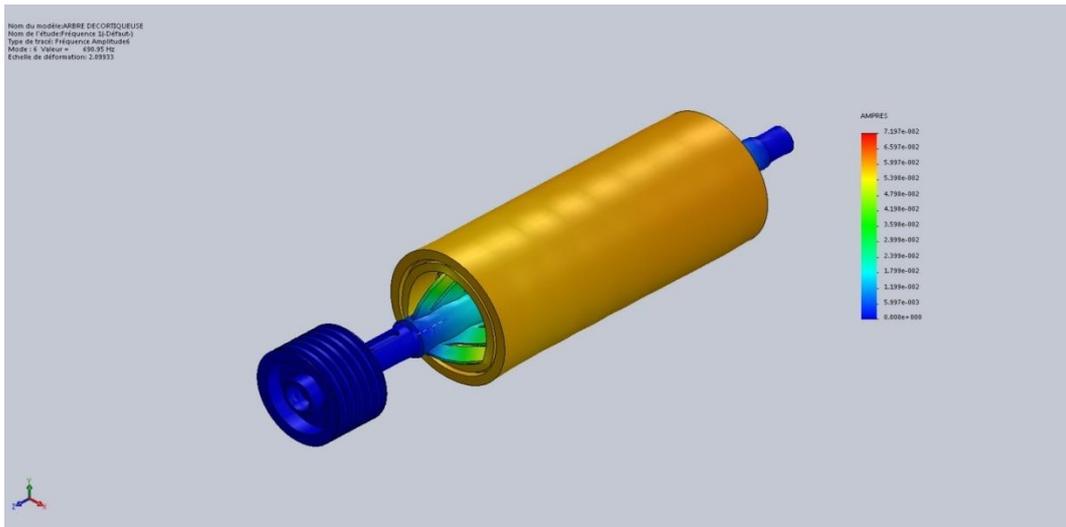


Figure 3.10. Sixième mode de vibrations à la fréquence de 690.947 Hz

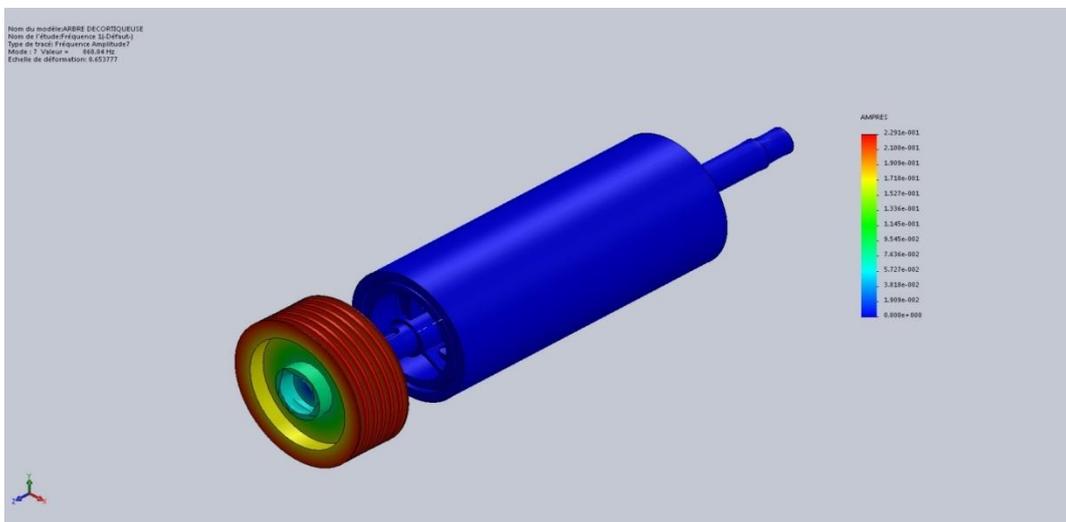


Figure 3.11. Septième mode de vibrations à la fréquence de 868.038 Hz

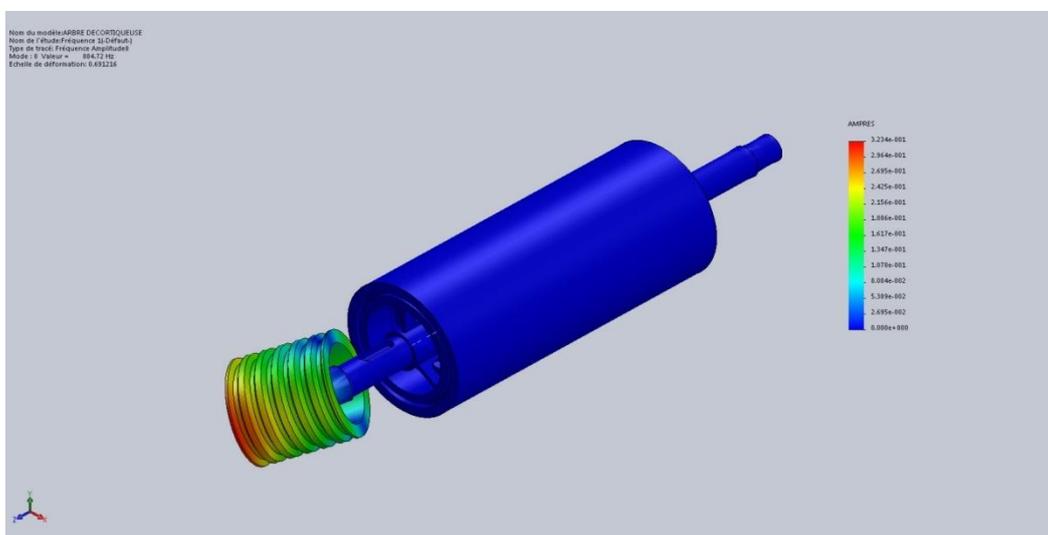


Figure 3.12. Huitième mode de vibrations à la fréquence de 884.723 Hz

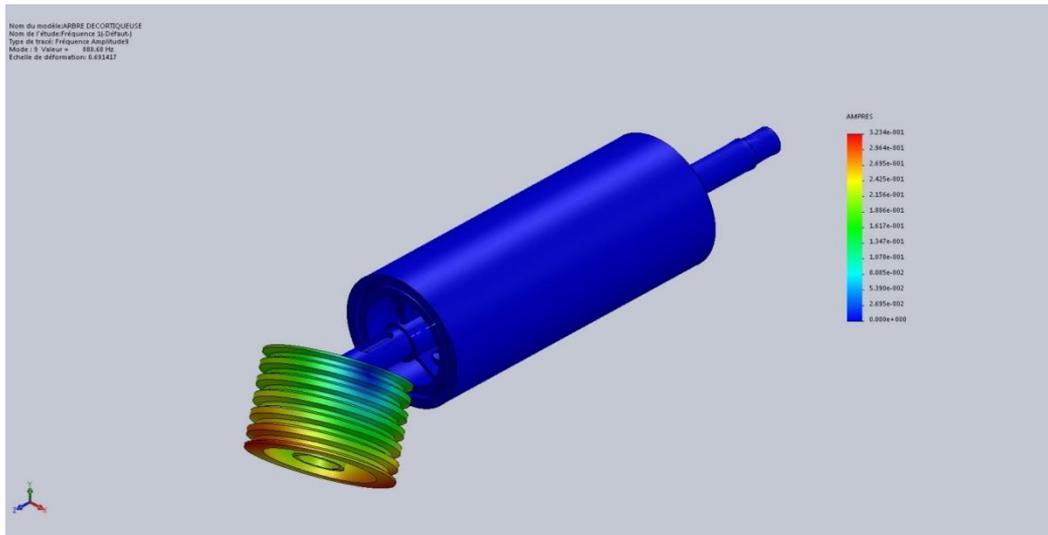


Figure 3.13. Neuvième mode de vibrations à la fréquence de 888.677 Hz

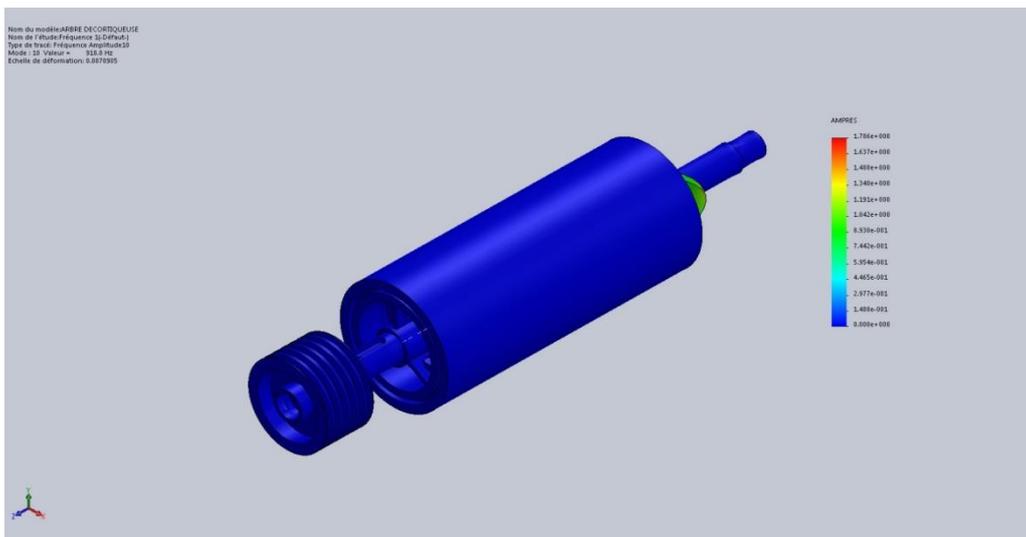


Figure 3.14. Dixième mode de vibrations à la fréquence de 918.801 Hz

**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	secondes
1	646.27	102.86	0.0097222
2	1202.7	191.42	0.0052242
3	1203.2	191.5	0.005222
4	3640.3	579.38	0.001726
5	3644.3	580.01	0.0017241
6	4341.4	690.95	0.0014473
7	5454	868.04	0.001152
8	5558.9	884.72	0.0011303
9	5583.7	888.68	0.0011253
10	5773	918.8	0.0010884

*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 la décortiqueuse 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 mode de vibrations représente le mode de torsion qui se manifeste à la fréquence de 102,86 Hz. Le deuxième et troisième mode de vibrations représente les modes de flexion, qui sont respectivement : 191,42 Hz et 191,50 Hz. Le quatrième et cinquième mode, représente les modes de flexion aussi, se manifestent respectivement à : 579,38 Hz et 580,01 Hz. Le sixième et le septième mode de vibrations sont des modes de torsion, se manifestent respectivement à 690,95 Hz, 868,04 Hz. Le huitième, le neuvième et dixième mode de vibrations représentent les modes de torsion aussi, se manifestent respectivement à 884,72 Hz, 888,68 Hz et 918,8 Hz.

A cet effet, on constate que, sur les dix (10) modes propres de vibrations, nous avons six (06) modes de torsion et quatre (04) modes de flexion, qui nous permet à dire 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 torsion, il est proche à l'un des harmonies de la fréquence de fonctionnement de la machine qui est de 106,75 Hz. Cette fréquence représente la quatrième harmonie de la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation de la décortiqueuse qui est de 21,25 Hz. L'apparition de premier mode de torsion au début montre que le système subit des contraintes de torsion au démarrage dans le cas où le

système présente des phénomènes de jeu au montage des organes constituant la machine. Ce raisonnement est en accord avec les études fondamentales théoriques.

### **3.4.Conclusion :**

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

Enfin, nous avons pu atteindre notre objectif et répondre à nos préoccupations, car cette installation a subi des déformations au niveau des cerceaux, à maintes reprises depuis sa mise en marche. De ce fait, et pour remédier à ces problèmes, nous avons proposé des solutions, qui ont été étudiées et illustrées dans le [chapitre 05](#).

---

**CHAPITRE 4 :**

*ETUDE EXPERIMENTAL*

*ANALYSE VIBRATOIR D'UNE  
MACHINE TOURNANTE*

*CAS D'UNE DECORTIQUEUSE SEMOULE  
DH 202*

---

## CHAPITRE 04 : ETUDE EXPERIMENTAL

### Analyse vibratoire d'une machine tournante

#### cas d'une Décortiqueuse Semoule DH 202

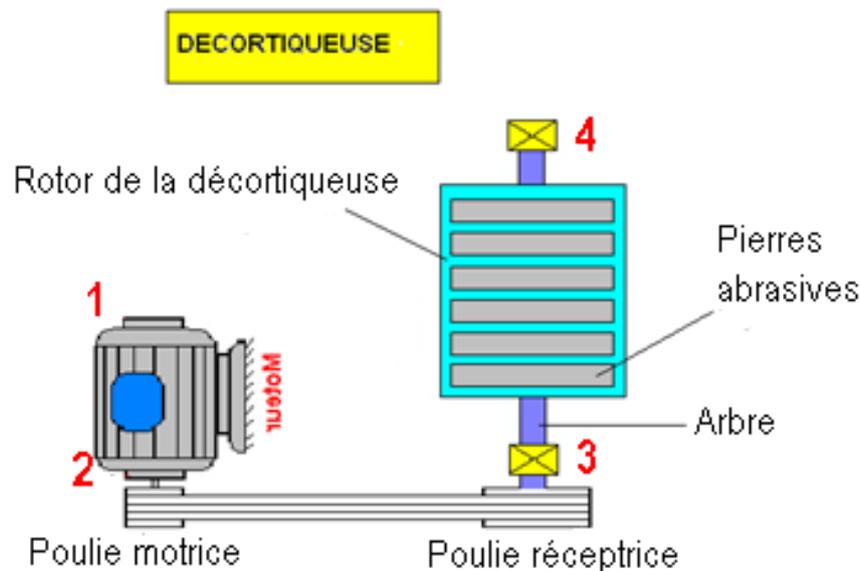
#### 4.1. Introduction

La maintenance conditionnelle fait appel à plusieurs techniques de surveillance, la plus utilisée est l'analyse vibratoire. Cette méthode doit permettre le dépiage précoce des défaillances et le suivi de leurs évolutions dans le temps. La surveillance des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier des interventions qui se font 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 semoulerie, et ce afin de procéder à l'application de l'analyse vibratoire tant sur le plan théorique que sur le plan pratique. C'est la Décortiqueuse semoule DH 202, présentant des défauts mécaniques et des déformations au niveau du rotor portant les pierres abrasives. Concernant les défauts mécaniques, nous avons enregistré l'apparition de défaut de Déséquilibre, échauffement des paliers, usure des portées de roulement et des défauts de roulements. Ces défaillances ont suscité des arrêts non programmés 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 vécu.



*Figure 4.1. Schéma cinématique et points de mesures de vibrations.*

**Nomenclature :**

Moteur électrique : Marque : SIEMENS

Puissance : 55 Kw

Vitesse de rotation : 1485 Tr/min équivalent à 24,75 Hz

Poulie Motrice : Diamètre : 225 mm.

Largeur : 132 mm.

Nombre de gorges : 06.

Poulie réceptrice : Diamètre : 250 mm.

Largeur : 132 mm.

Nombre de gorges : 06.

Roulements : Référence : 22216 CCK C3.

Décortiqueuse : Nombre de pierres abrasives : 07

Diamètre extérieur de la pierre : 420 mm.

Diamètre intérieur de la pierre : 100 mm.

Largeur de la pierre : 100 mm

Masse de la pierre : 94,049 kg.

Masse totale des pierres abrasives : 658,343 Kg.

Masse de la décortiqueuse : 707,025 Kg.



*Photo 4.1. Montage des pierres abrasives neuves de la décortiqueuse DH 202.*



*Photo 4.2. Photos de la pierre abrasive usée de la décortiqueuse DH 202.*



*Photo 4.3. Prise des mesures de vibration*

On se propose d'étudier un cas pratique vécu dans une semoulerie, il s'agit d'un équipement stratégique dans l'atelier Moulin : c'est la Décortiqueuse semoule DH 202.

### 4.3. Machine Décortiqueuse semoule DH 202 :

#### 4.3.1. Description de la machine :

La décortiqueuse DH 202, est un équipement stratégique dans une Semoulerie industrielle, situé dans la zone Moulin son rôle est le broyage des particules du blé à l'aide de pierres abrasives monté en colonne comme l'indique la [photo 4.1](#). L'installation est composée d'un moteur électrique de puissance de 55 Kw, tournant à 1485 tr/min, entraînant une un arbre verticale sur lequel sont monté sept (07) pierres abrasive, de diamètre de 420 mm, et de largeur de 100 mm ([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 verticale portant les pierres abrasives objet de notre étude. 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 trois (03) directions horizontale, verticale et axiale.

### 4.4. Historique de la machine :

Le suivi par la méthode de l'analyse vibratoire de la machine est commencé le : 08 Juillet 2013, ou l'interprétation spectrale révèle la présence d'un léger déséquilibre sur le rotor portant les pierres abrasives, générant des vibrations d'un niveau global de 07,69 mm/s sur le palier moteur ([tableau 4.1](#)), jugé Alarmant d'après les normes internationales VDI 2056. Durant le suivi vibratoire de cet équipement ([courbes de tendances 4.2 et 4.3](#)), l'analyse vibratoire, nous a permis de conclure la présence d'un déséquilibre sur le rotor portant les pierres abrasives, en particulier le : 03 Juillet 2014 et le 20 Janvier 2020, ou le niveau de vibrations a pris une tendance haussière respectivement de 14,59 mm/s et 26,15 mm/s, jugé Danger d'après les normes VDI 2056.

Pour remédier à ce problème, nous avons recommandé à maintes reprises le changement de pierres abrasives et l'équilibrage du rotor à vide (sans pierres abrasives). La présence répété du déséquilibre a suscité la naissance d'un choc sur la ligne d'arbre portant la décortiqueuse et des défauts de roulement dans les deux paliers N°03 et 04. La superposition de ces défauts a provoqué la déformation des cerceaux de fixation des pierres abrasives. De ce fait, des travaux de réparation ont été réalisés à savoir : le changement des cerceaux, roulements et paliers, ainsi que l'équilibrage du rotor. En parallèle, nous avons déclenché une étude théorique et simulation numérique, afin de remédier définitivement à ce problème, en particulier la déformation des cerceaux comme on l'a vu dans [le chapitre 02 et 03](#).

Date de mesure	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°02, sens horizontal	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°02, sens vertical	Commentaires
08 Juillet 2013	04,92	07,69	
03 Juillet 2014	12,88	14,59	Changement des pierres abrasives et équilibrage du rotor.
05 Novembre 2015	03,59	03,55	Changement des pierres abrasives
27 Septembre 2016	07,65	08,92	Changement des pierres abrasives
06 Septembre 2017	03,24	03,40	
26 Juillet 2018	03,21	02,76	
29 Janvier 2019	04,245	06,43	Changement des pierres abrasives et roulements. Réparation des paliers
18 Juillet 2019	05,60	09,61	Changement des pierres abrasives et roulements.
21 Octobre 2019	02,49	06,57	
20 Janvier 2020	26,15	09,71	Changement des pierres abrasives et roulements. Réparation des paliers et changement des cerceaux.
14 Avril 2020	02,99	03,77	

**Tableau 4.1.**Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur le palier N°02 de la décortiqueuse

Etat récapitulatif des mesures de vibrations sur le palier N°02 de la décortiqueuse, ainsi que les interventions.

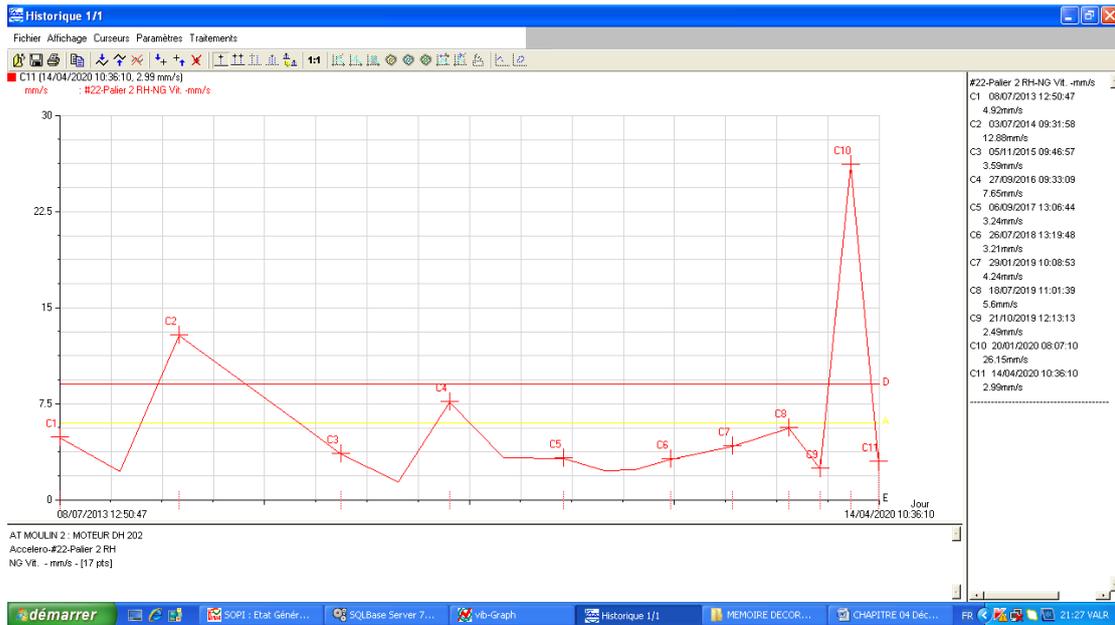


Figure 4.2.tendance vibratoire de la Décortiqueuse sur le palier N°02 dans le sens horizontal.

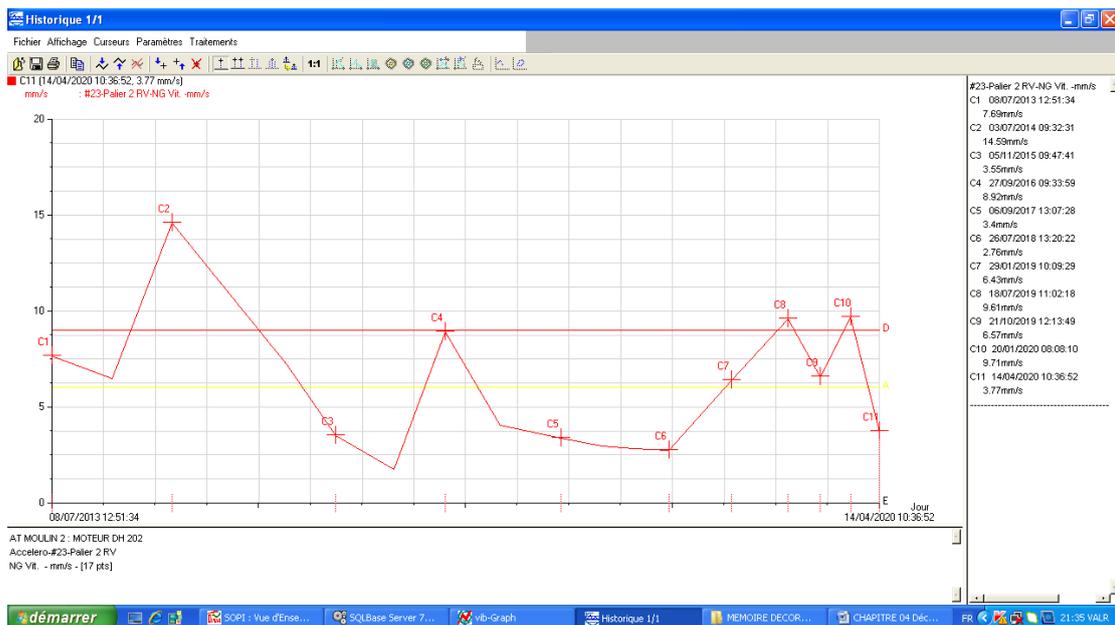


Figure 4.3.tendance vibratoire de la décortiqueuse sur le palier N°02 dans le sens vertical

4.5. Diagnostic vibratoire et analyse des résultats :

L'interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique machine, nous a permis de conclure la présence des anomalies suivantes :

- Détection d'un déséquilibre sur le rotor de la décortiqueuse, générant des vibrations d'un niveau de 24,15 mm/s à la fréquence de rotation de 21,25 Hz correspondant à la vitesse de rotation de 1275 tr/min, jugé Danger d'après les normes internationales VDI 2056, comme l'indique le

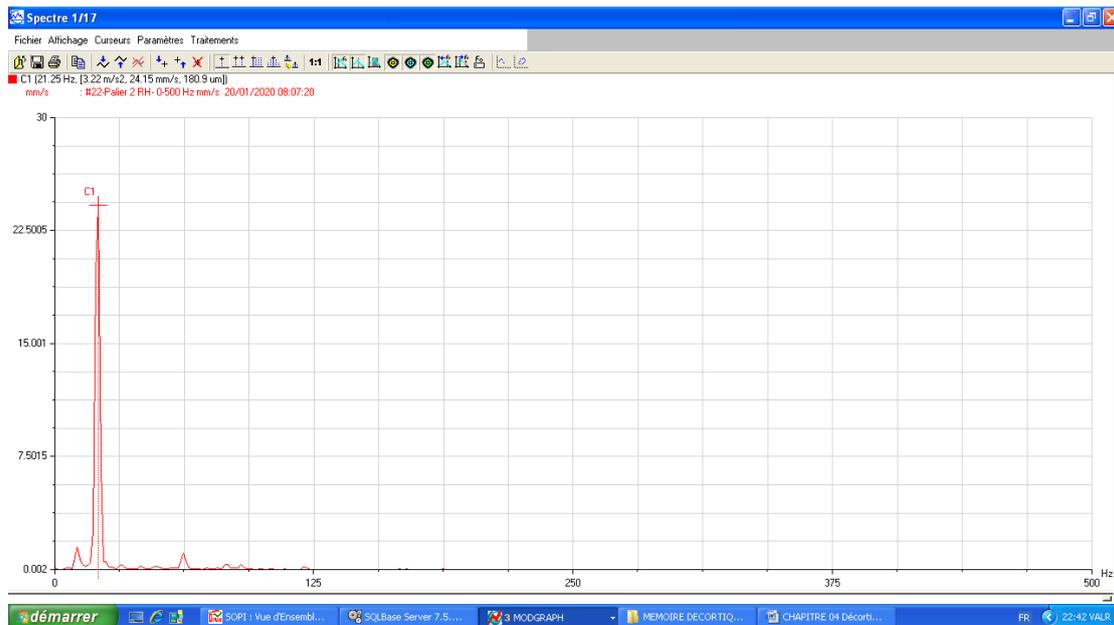
spectre représenté dans la [figure 4.4](#), pris sur le palier moteur N°02, dans la direction horizontale, et ce le : 20 Janvier 2020. Cette défaillance est due à l'usure des pierres abrasives, en suscitant des vibrations d'un niveau de 05,69 mm/s dans la direction verticale du même palier, comme l'indique la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation de 20 Hz, représenté dans le spectre de la [figure 4.5](#).

- Détection d'un choc sur la ligne d'arbre portant le rotor de la décortiqueuse, il s'agit d'un jeu sur la portée de roulement dans les deux paliers N°03 et 04, comme l'indique les deux spectres vibratoires représentés dans [les figures 4.6 & 4.7](#), pris sur le palier N°02 respectivement en date du : 29 Janvier 2019 et 20 Janvier 2020. Ces deux spectre montrent la présence d'un peigne de raies de composantes d'ordre 1, 2,3...etc de fréquences respectivement de 21,25 Hz, 42,503 Hz, 64 Hz, 85,50, 106,75 Hz.....etc.

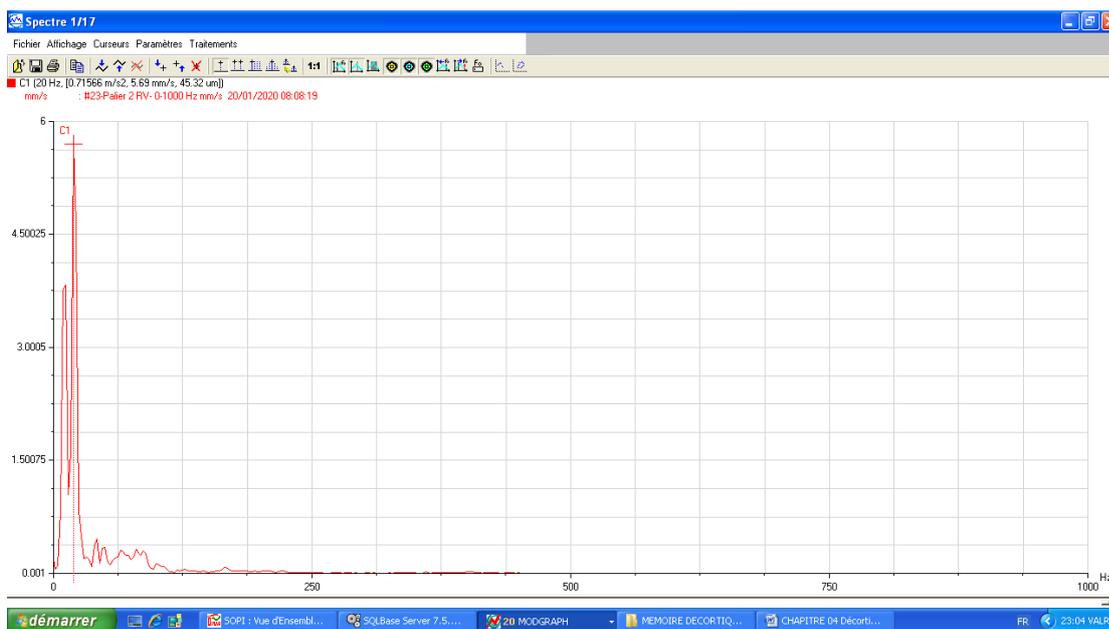
La [figure 4.8](#) donne une fenêtre concernant le suivi périodique de toutes les machines stratégiques de l'usine de production, en particulier le décortiqueuse DH 202.

4.6. **Travaux réalisés** : ces travaux sont illustrés dans le tableau 4.1, à savoir :

- Changement des pierres abrasives à maintes reprises.
- Changement des roulements de référence 22216 CCK C3 dans les deux paliers N°03 et 04
- Réparation des deux paliers N°03 et 04.
- Fabrication et changement des cerceaux supérieur et inférieur.
- Equilibrage à maintes reprises du rotor portant les pierres abrasives.
- Modification en ajoutant une liaison entre les deux (02) cerceaux supérieur et inférieur avec l'arbre de la décortiqueuse ([figure 3-\\*\\*\\*](#)).



**Figure 4.4.** Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction horizontale, le : 20 Janvier 2020. Révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 24,15 mm/s à la fréquence de 21,25 Hz



**Figure 4.5.** Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction verticale le : 20 Janvier 2020. Révèle la présence d'un déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 05,69 mm/s à la fréquence de 20 Hz.

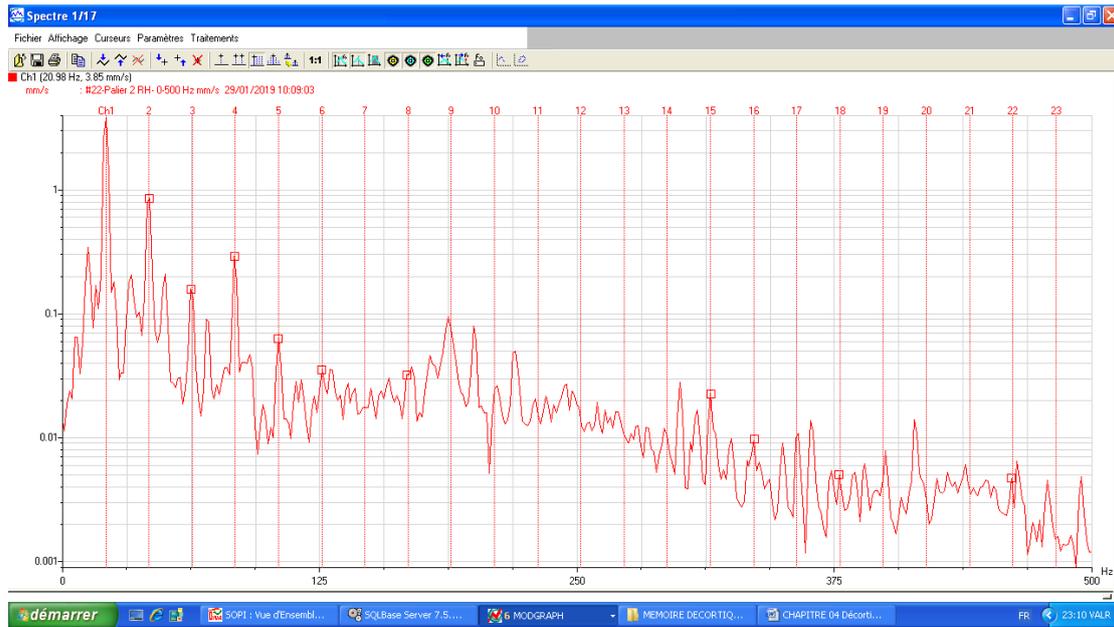


Figure 4.6. Spectre pris sur le palier N°02, le : 29 Janvier 2019 indiquant la présence d'un jeu sur les portées de roulements du rotor de la décortiqueuse.

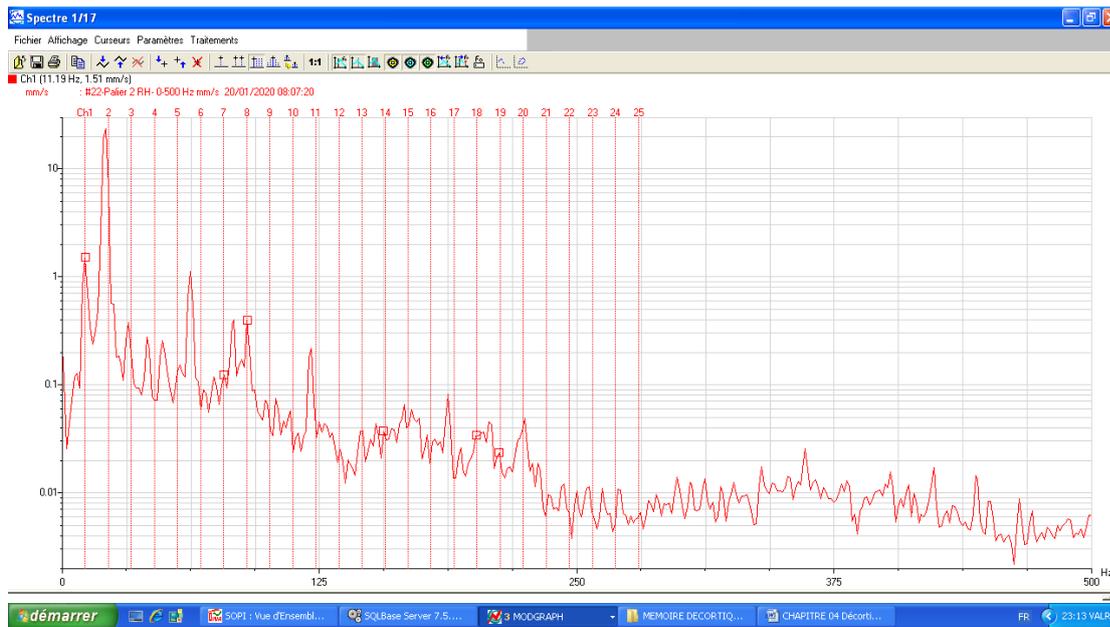
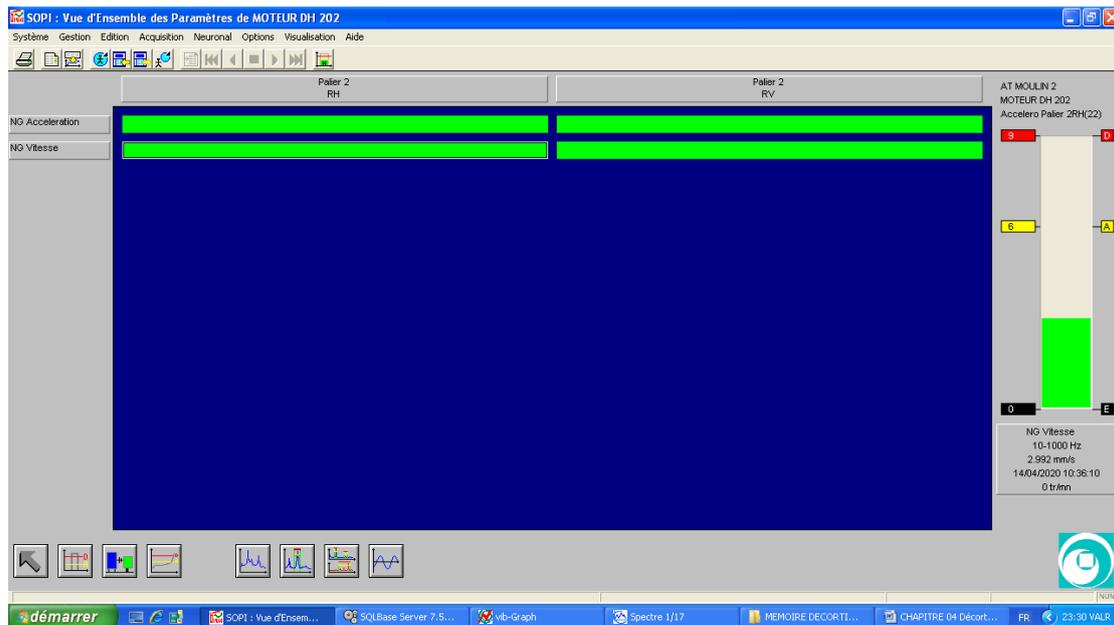


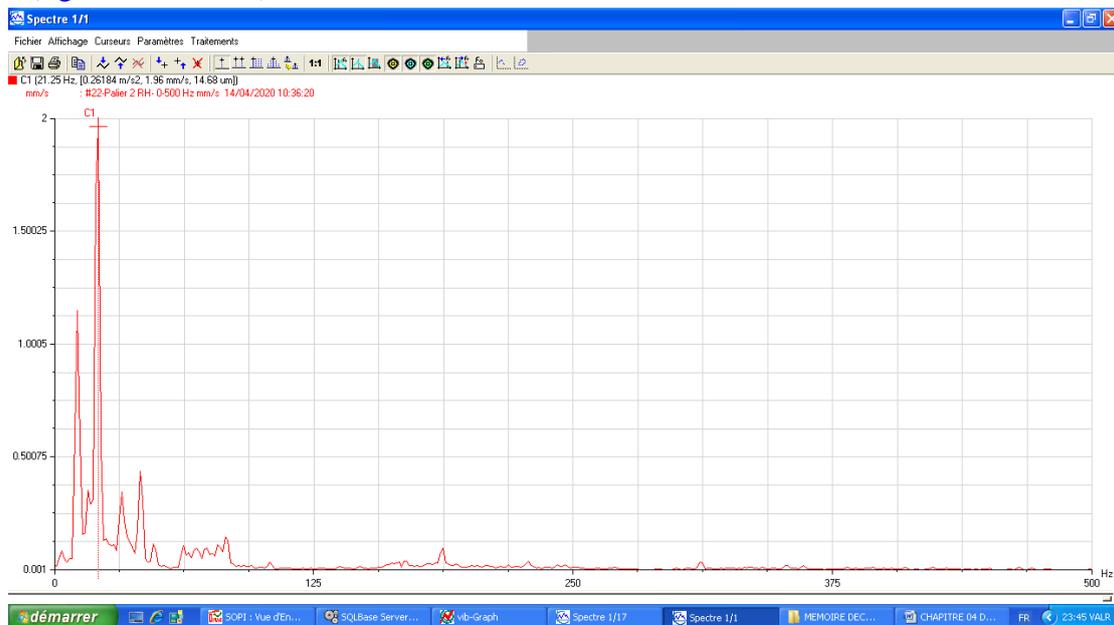
Figure 4.7. Spectre pris sur le palier N°02, le : 20 Janvier 2020 indiquant la présence d'un jeu sur les portées de roulements du rotor de la décortiqueuse



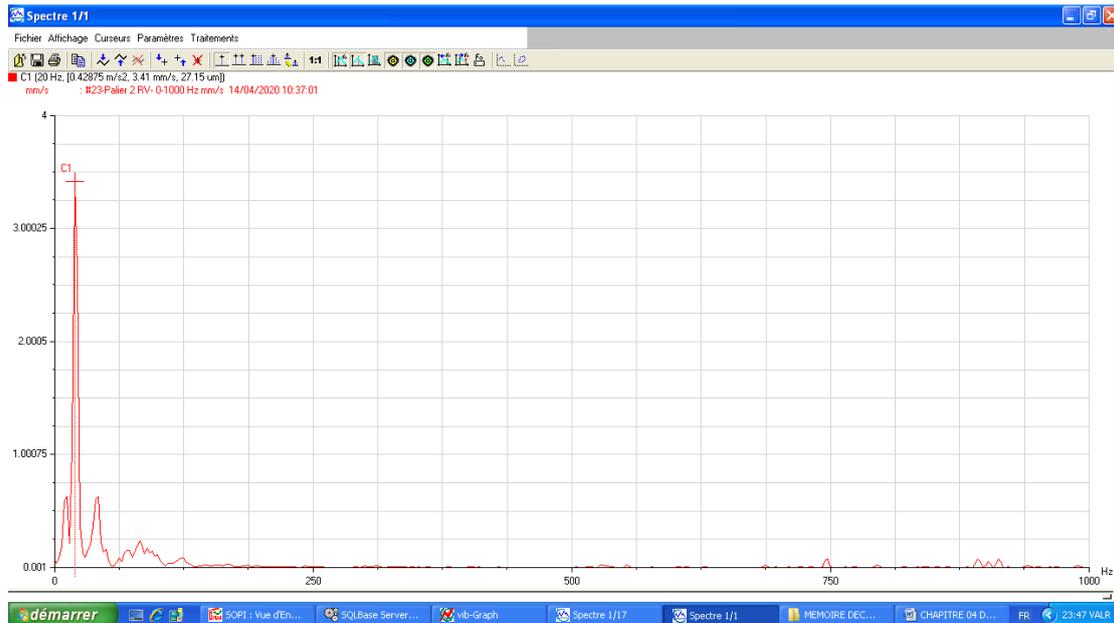
**Figure 4.8.** Présentation de la fenêtre du suivi vibratoire sur toute la chaîne cinématique de la machine DH 202.

#### 4.7. Diagnostic vibratoire et analyse des résultats après modification de la décortiqueuse :

L'interprétation spectrale des mesures prises sur toute la chaîne cinématique machine, après la modification portée sur l'arbre de la décortiqueuse ([chapitre 03](#)), nous a permis de conclure que les niveau de vibrations sur le palier N°02 dans le sens horizontal et vertical, en date du : 14 Avril 2020 ([tableau 4.1](#)), sont jugés respectivement Bon et Acceptable en se référant au critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056 ([figure 4.9](#) et [4.10](#)).



**Figure 4.9.** Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction horizontale, le : 14 Avril 2020. Révèle la présence d'un très léger déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 01,96 mm/s à la fréquence de 21,25 Hz.



**Figure 4.10.** Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans la direction verticale, le : 14 Avril 2020. Révèle la présence d'un très léger déséquilibre sur le rotor décortiqueuse de : 03,41 mm/s à la fréquence de 20 Hz.

#### 4.8. Conclusion :

Les machines du type traité nécessitent un contrôle vibratoire. Cela augmente leur disponibilité. Nous avons pu planifier des interventions de réparation et équilibrage. L'installation avait plusieurs défauts mécaniques, notamment le défaut déséquilibre, dû à l'usure des pierres abrasives. Cette défaillance a touché plusieurs organes : la détérioration des pierres abrasives, les roulements et l'usure sur les portées de roulement, ainsi que la déformation des cerceaux de fixation des pierres abrasives. Nous avons remédié à tous ces problèmes, y compris la modification portée à la liaison entre les cerceaux supérieur et inférieur avec l'arbre de la décortiqueuse. Cette de modification et sa réalisation a donné une bonne satisfaction. Les résultats pratiques enregistrés après modification sont confrontés avec ceux trouvés théoriquement et numériquement, et ce dans le [chapitre 05](#).

---

**CHAPITRE 5 :**

*CONFRONTATION ET  
VALIDATION DES RESULTATS  
THEORIQUES ET NUMERIQUES  
AVEC CEUX DE  
L'EXPERIMENTALE*

---

## CHAPITRE 05 : Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec ceux de l'expérimentale

### 5.1. Confrontation des résultats de la simulation numérique avec les mesures pratiques :

Les résultats de la simulation de l'analyse modale du système de la décortiqueuse 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 mode de vibrations représente le mode de torsion, se manifestant à 102,86 Hz. En comparant cette fréquence naturelle avec celle détectée par le diagnostic et le suivi vibratoire de l'équipement, on peut conclure que ces deux fréquences sont proches, car la cinquième harmonie (106,25 Hz) de la fréquence de rotation du rotor portant la décortiqueuse qui est de : 21,25 Hz, relative au défaut de déséquilibre du rotor est de 106,25 Hz ([tableau 5.1](#)). Ce premier mode de vibrations, est proche aussi de la troisième harmonie (99 Hz) de la fréquence fondamentale relative au moteur électrique qui est de 24,75 Hz. Ces fréquences peuvent se coïncider, si et seulement si, une défaillance mécanique comme l'usure des flasques du moteur électrique, ou défaut de courroies se présentent lors de fonctionnement de la machine.

Aussi, si on prend le deuxième et le troisième mode de vibrations, sont respectivement 191,42 Hz et 191,50 Hz, se coïncident directement avec la huitième harmonie de la fréquence fondamentale de la ligne d'arbre de la décortiqueuse (21,25 Hz) comme l'indique le [tableau des valeurs 5-1](#). Cette coïncidence, constitue un risque énorme dans le cas de la présence d'un défaut mécanique comme l'usure sur les portées de roulement ou désalignement entre les deux paliers supérieur et inférieur de l'arbre portant la décortiqueuse, comme l'indique [la figure 4.1](#).

Organes de la machine	Moteur électrique	Courroies	Ligne d'arbre portant la décortiqueuse	Commentaire
Fréquence et Défaut lié à l'organe en Hz.	24,75 Hz 49,50 Hz, 74,25 Hz, <b>99 Hz,</b> 123,75 Hz, 148,50 Hz, 173,25 Hz, 198 Hz, 222,75 Hz Fréquences harmonies multiples de	10,93 Hz Fréquence de passage de la courroie	21,25 Hz, 42,50 Hz, <b>63,75 Hz,</b> 85 Hz, <b>106,25 Hz,</b> 127,50 Hz, 148,75 Hz, 170 Hz, <b>191,25 Hz</b> Fréquences harmonies multiples de	Les fréquences harmonies détectés sont liées à l'usure de l'organe en question. La fréquence de base représente le déséquilibre de l'organe.

	la fréquence fondamentale		la fréquence fondamentale.	
--	---------------------------	--	----------------------------	--

**Tableau 5.1.** Résultats des fréquences des organes de la machine détectés pratiquement

Résultats des fréquences des organes de la machine détectés pratiquement.

**5.2. Confrontation des résultats théoriques avec les mesures pratiques :**

Les résultats théoriques de l'analyse modale effectuée sur le système de la décortiqueuse (chapitre 02), nous ont permis de constater le voisinage de la première fréquence propre théorique du système, qui est de 66,083 Hz avec celle trouvée par l'expérimentale qui est de 63,75 Hz, relative à la deuxième harmonie de la fréquence de base liée à la vitesse de rotation de la décortiqueuse.

Tandis que la deuxième fréquence naturelle théorique du système qui est de : 543,153 Hz, est très proche de la vingt deuxième (22) harmonie de la fréquence de base (544,50 Hz) liée à la fréquence de rotation du moteur qui est de 24,75 Hz. 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 pratiques :**

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 décortiqueuse en Hz.	Fréquence de déséquilibre sur le moteur électrique.
Théorie	66,083 Hz Première fréquence propre du système qui coïncide avec la deuxième harmonie de la fréquence fondamentale liée à la vitesse de rotation de la décortiqueuse qui est de 63,75 Hz.	543,153 Hz,
Simulation numérique	102,86 Hz Premier mode de vibrations proches de la cinquième harmonie (106,25 Hz) de la fréquence de rotation du rotor portant la décortiqueuse.  191,42 Hz et 191,50 Hz, se coïncident directement avec la huitième harmonie de la fréquence fondamentale de la ligne d'arbre de la décortiqueuse (191,25 Hz)	579,38 Hz 580,01 Hz Respectivement, quatrième et cinquième mode de vibration.

Pratique	63,75 Hz Deuxième harmonie. 106,25 Hz Cinquième harmonie. 191,25 Hz Huitième harmonie.	544,50 Hz, la vingt deuxième (22) harmonie de la fréquence fondamentale liée à la fréquence de rotation du moteur électrique.
----------	--	---

**Tableau 5.2.** Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les résultats expérimentaux pour la machine **Déchiqueteur**

Confrontation et validation des résultats théoriques et numériques avec les résultats expérimentaux pour la machine Déchiqueteur.

#### 5.4. Solutions proposées :

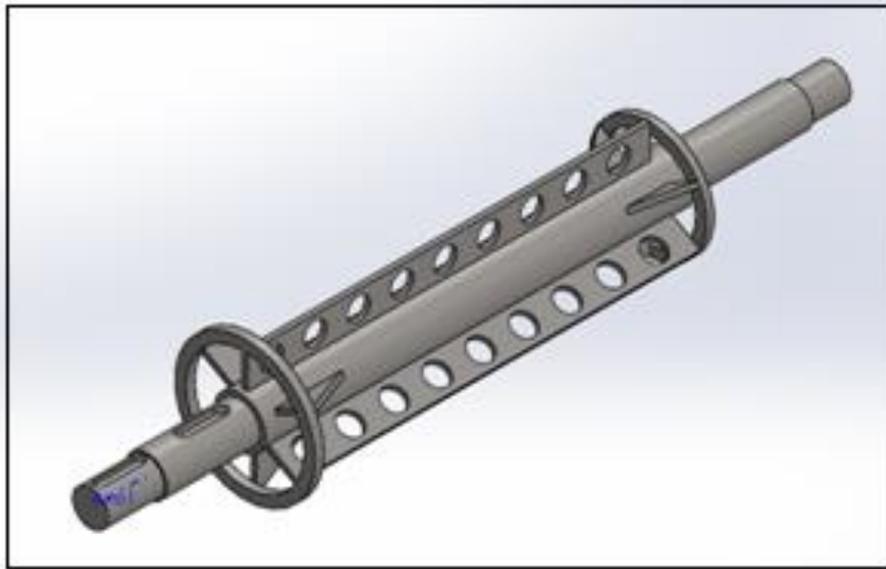
La décortiqueuse semoule, présente des défaillances mécaniques, à savoir : le déséquilibre du rotor portant la décortiqueuse, le déséquilibre du rotor moteur et défaillances de ces roulements, ainsi que l'usure des paliers et roulement portant la ligne d'arbre de la décortiqueuse. Ces défauts rencontrés 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. De ce fait, nous avons établis 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 :

- Augmentation de la largeur des deux cerceaux supérieur et inférieur fixant les pierres abrasives de 05 mm. Donc l'ancien système était 11 mm de largeur, maintenant est devenu 16 mm avec la matière inoxydable (figure 3.1).
- Mise en place de trois (03) goussets sous forme d'un triangle, dans la partie supérieure et inférieure de l'arbre de la décortiqueuse. Ces goussets sont placés entre le cerceau et l'arbre de la décortiqueuse dans la partie supérieure et inférieure.

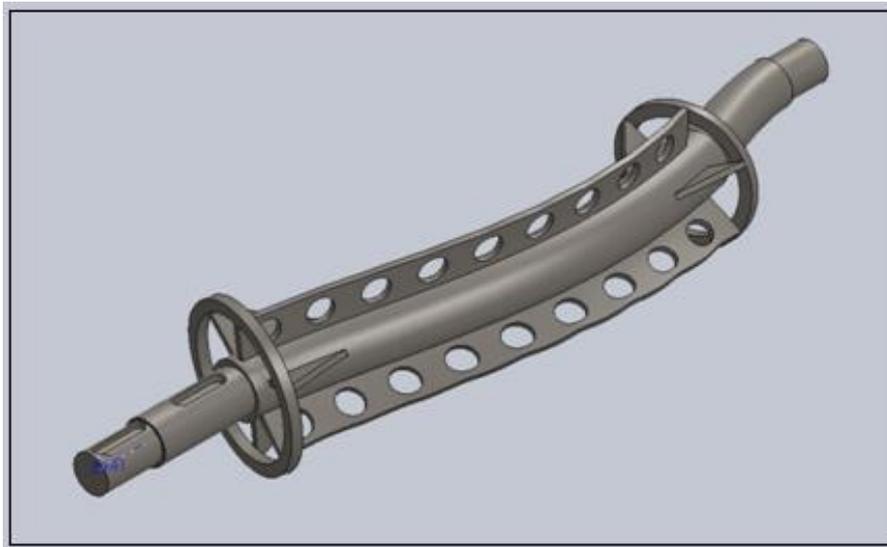
Avant d'entamer cette modification, ces solutions ont été étudiées sur un plan numérique approfondi. La simulation numérique relative à ces solutions proposées, se présente comme suit :

##### 5.4.1. Conception et simulation du système modifié par Solidworks sans pierres abrasives :

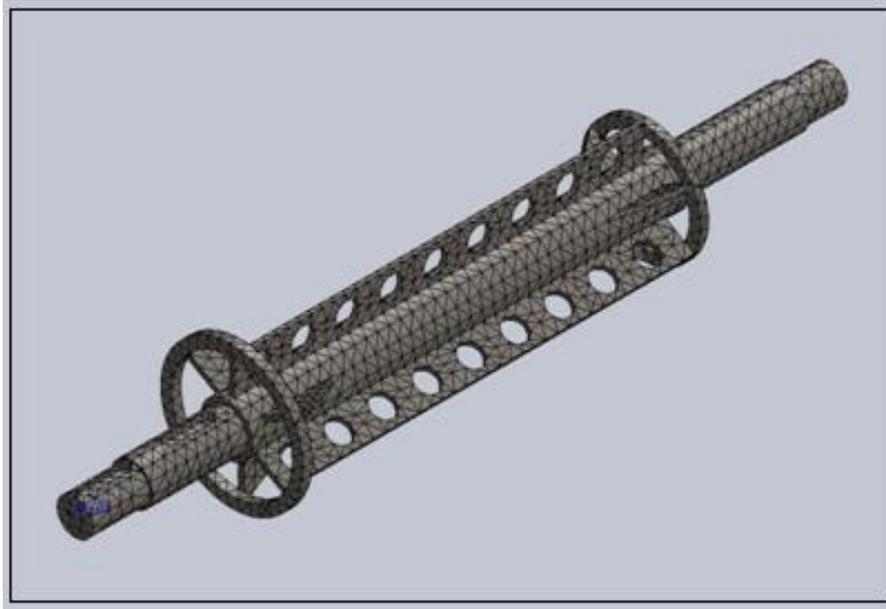
D'après les modes propres déterminés dans le chapitre 03 par le logiciel SOLIDWORK, nous avons constaté que, sur les dix (10) modes propres de vibrations, nous avons six (06) modes de torsion et quatre (04) modes de flexion, donc le système travaille à la torsion plus qu'à la flexion. A priori, nous avons procéder à la mise en place des deux cerceaux supérieur et inférieur de largeur 07 mm, ainsi que les goussets entre ces cerceaux et l'arbre vertical de la décortiqueuse (figure 5.1). La déformée modale sans pierres abrasives est montrée dans la figure 5.2. Le maillage est représenté dans la figure 5.3, et ses caractéristiques sont indiquées dans le tableau 5.3.



*Figure 5.1. Modélisation de la Décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives.*



*Figure 5.2. Déformée de la décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives.*



*Figure 5.3. Maillage sur la Décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives.*

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Tailed'élément	22.4656 mm
Tolérance	1.12328 mm
Nombre total de noeuds	19205
Nombre total d'éléments	10513

*Tableau 5.3. Informations sur le maillage de la décortiqueuse modifié sans pierres abrasives*

### Résultats de la simulation par Solidworks et liste des modes propres du système modifié à vide :

Nous avons établis la simulation jusqu'à dix (10) modes propres, qui sont indiquées dans le [tableau \(5.4\)](#). A titre d'exemple, nous allons présenter les trois premiers modes propres et leurs déformées modales, se présentent dans les [figures 5.4 à 5.6](#), comme suit :

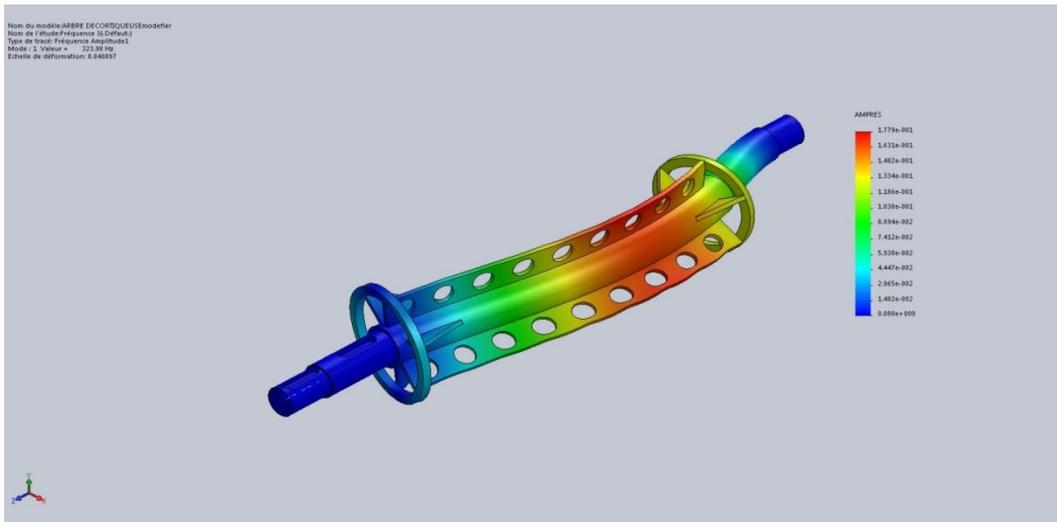


Figure 5.4. Premier mode de vibrations du système modifié à vide à 323.976 Hz.

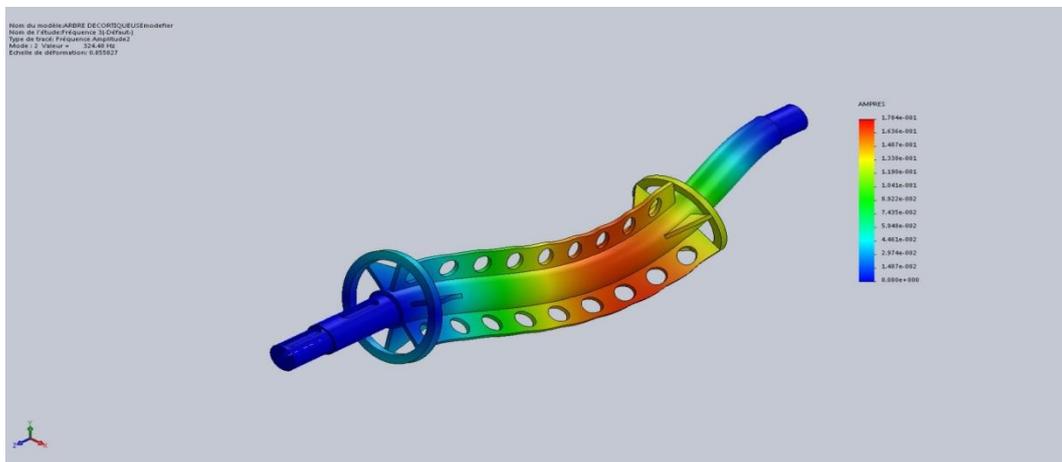


Figure 5.5. Deuxième mode de vibrations du système modifié à vide à 324.476 Hz.

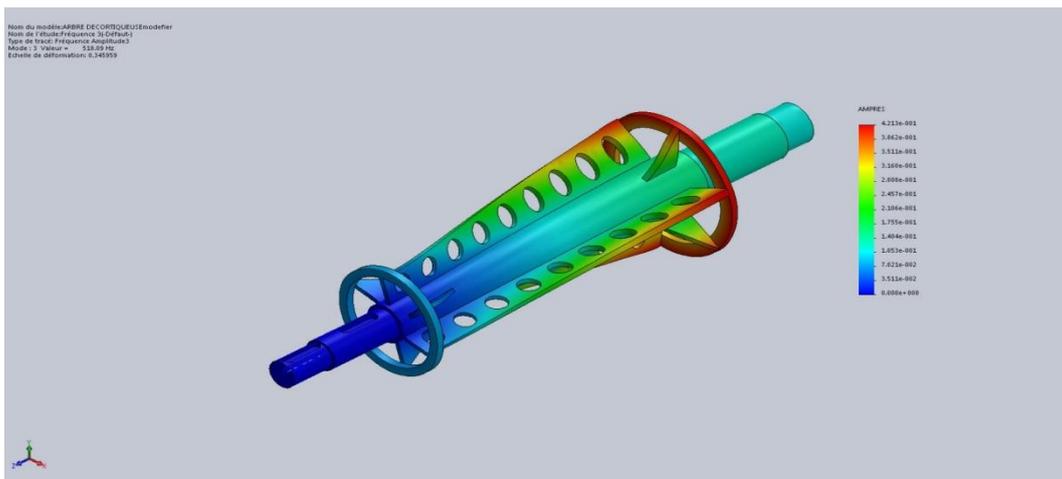


Figure 5.6. Troisième mode de vibrations du système modifié à vide à 518.087 Hz.

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	2035.6	323.98	0.0030867
2	2038.7	324.48	0.0030819
3	3255.2	518.09	0.0019302
4	4704.6	748.75	0.0013356
5	5281.6	840.6	0.0011896
6	5288.2	841.64	0.0011882
7	7776.3	1237.6	0.00080799
8	9616.1	1530.4	0.0006534
9	9627.4	1532.2	0.00065264
10	9895.4	1574.9	0.00063496

*Tableau 5.4. Liste des modes établis sur la décortiqueuse modifiée sans pierres abrasives.*

#### **Interprétation des résultats de la simulation de la décortiqueuse à vide :**

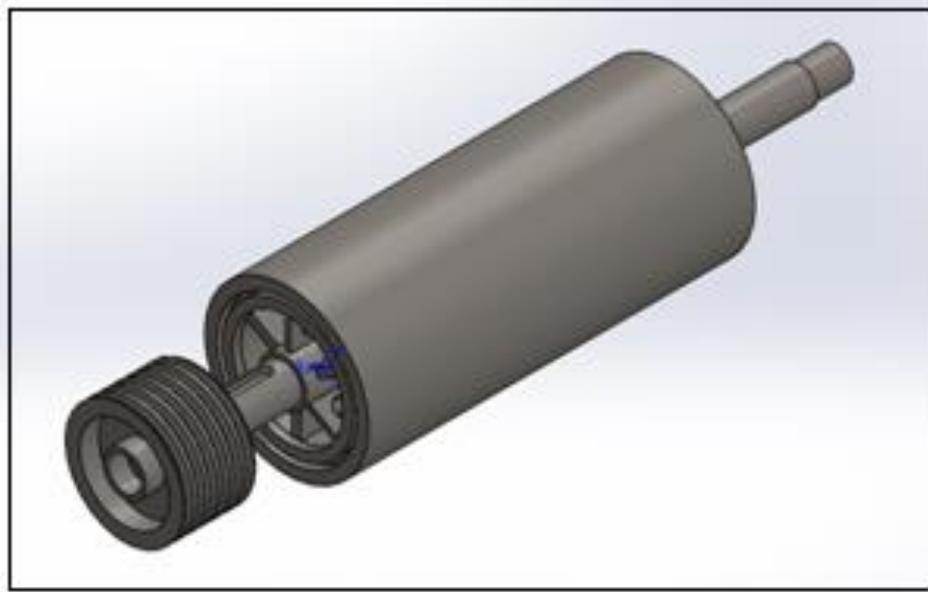
Les résultats de la simulation numérique par Solidworks (analyse modale) du système à vide ont été résumés dans le [tableau 5.4](#).

Le premier et le deuxième mode de vibrations représente la flexion qui se manifeste respectivement à la fréquence de 323,98 Hz et 324,48 Hz. Le troisième et quatrième mode de vibrations représente le mode de torsion, se manifeste respectivement à : 518,09 Hz et 748,75 Hz. Le cinquième et le sixième mode, représente les modes de flexion, se manifestent respectivement à : 840,60 Hz et 841,64 Hz. Le reste des modes propres se manifestent à haute fréquence et représentent la torsion pour le septième mode, flexion pour le huitième et neuvième mode de vibration, et enfin la torsion pour le dixième mode vibratoire.

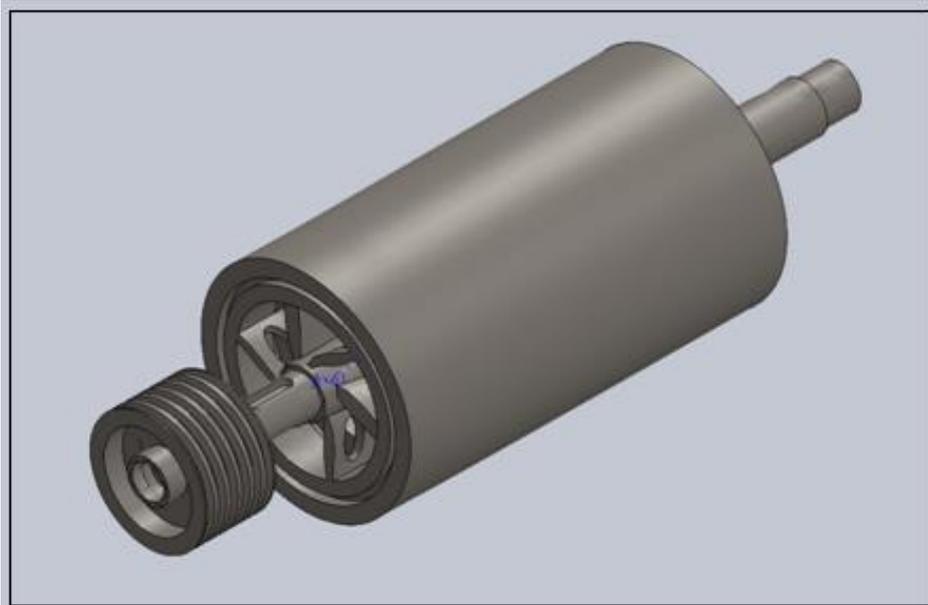
Il est à signaler, que ces modes propres se sont loin d'être en coïncidence avec ceux déterminés par l'expérimentation. Donc, la simulation numérique du système modifié à vide a donné une bonne satisfaction.

#### **5.4.2. Conception et simulation du système modifié par Solidworks avec pierres abrasives :**

Le système modifié avec pierres abrasives est représenté dans la [figure 5.7](#). La déformée modale du système avec pierres abrasives est montrée dans la [figure 5.8](#). Le maillage est représenté dans la [figure 5.9](#), et ses caractéristiques sont indiquées dans le [tableau 5.4](#).



*Figure 5.7. Modélisation de la Décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives.*



*Figure 5.8. Déformée de la décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives.*

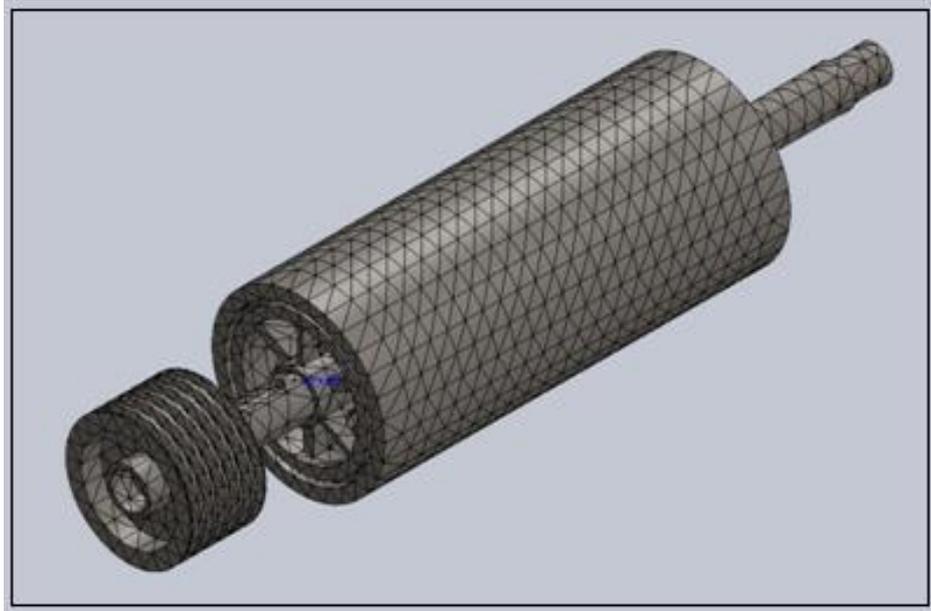


Figure 5.9. Maillage sur la Décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives.

Type de maillage	Maillage volumique
Meilleur utilisé :	Maillage standard
Transition automatique :	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage :	Désactivé(e)
Points de Jacobien	4 Points
Taille d'élément	36.6231 mm
Tolérance	1.83116 mm
Nombre total de nœuds	28707
Nombre total d'éléments	15500

Tableau 5.5. Informations sur le maillage de la décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives.

### Résultats de la simulation par Solidworks et liste des modes propres du système modifié avec pierres abrasives :

La simulation est établie en dix (10) modes propres, qui sont indiquées dans le [tableau \(5.5\)](#). Les déformées modales relatives aux modes propres déterminés, sont présentés dans les [figures 5.10 à 5.19](#), comme suit :

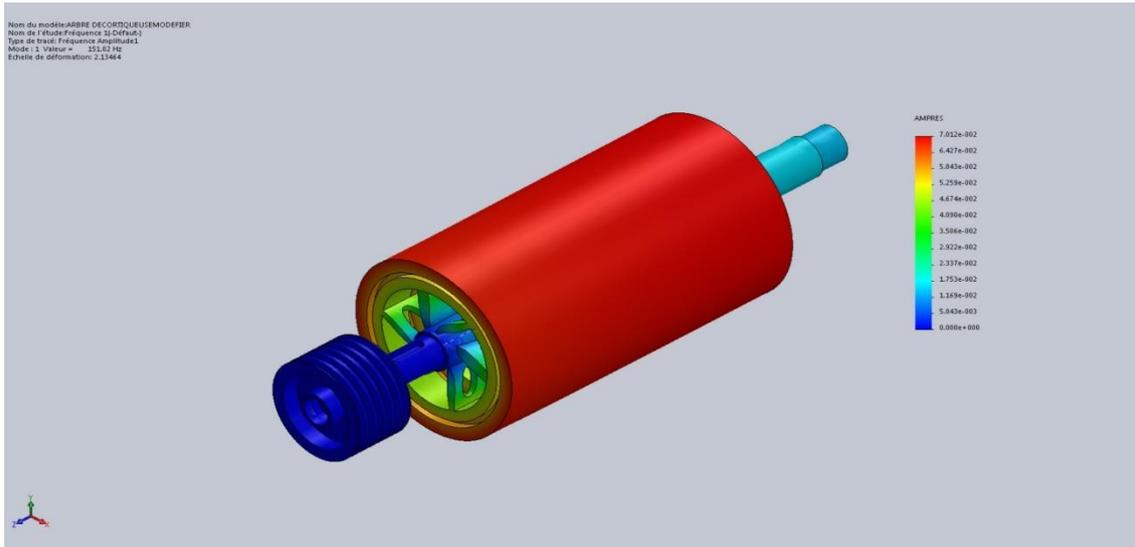


Figure 5.10. Premier mode de vibrations du système modifié en charge à 151.018 Hz.

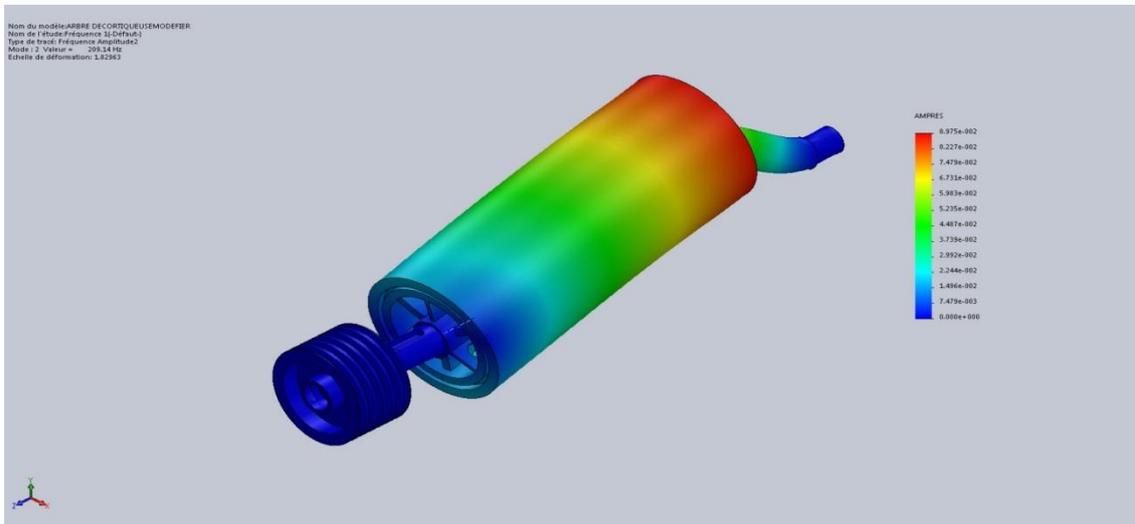


Figure 5.11. Deuxième mode de vibrations du système modifié en charge à 209.138 Hz.

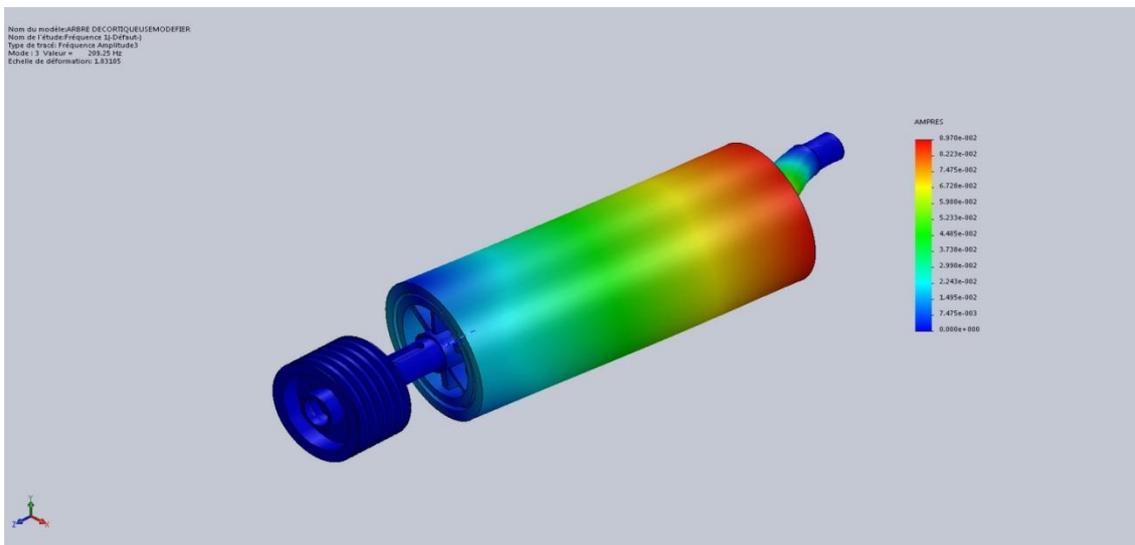


Figure 5.12. Troisième mode de vibrations du système modifié en charge à 209.254 Hz.

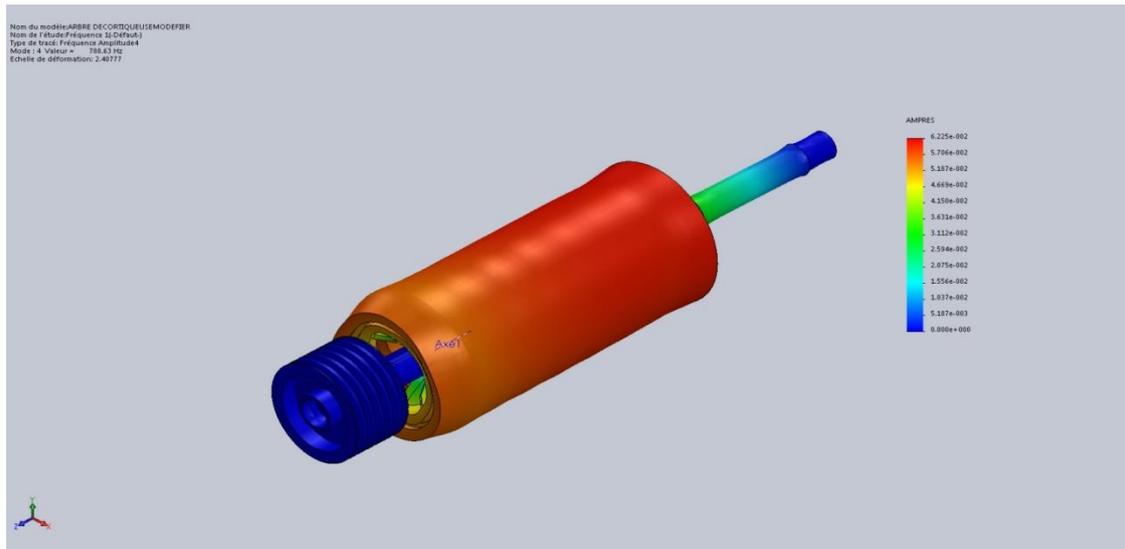


Figure 5.13. Quatrième mode de vibrations du système modifié en charge à 788.629 Hz.

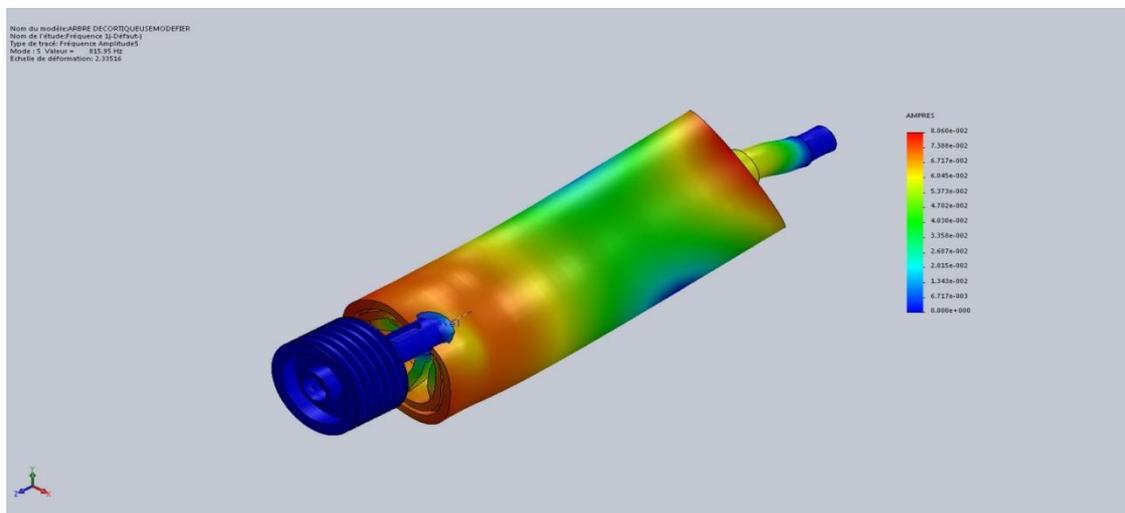


Figure 5.14. Cinquième mode de vibrations du système modifié en charge à 815.951 Hz.

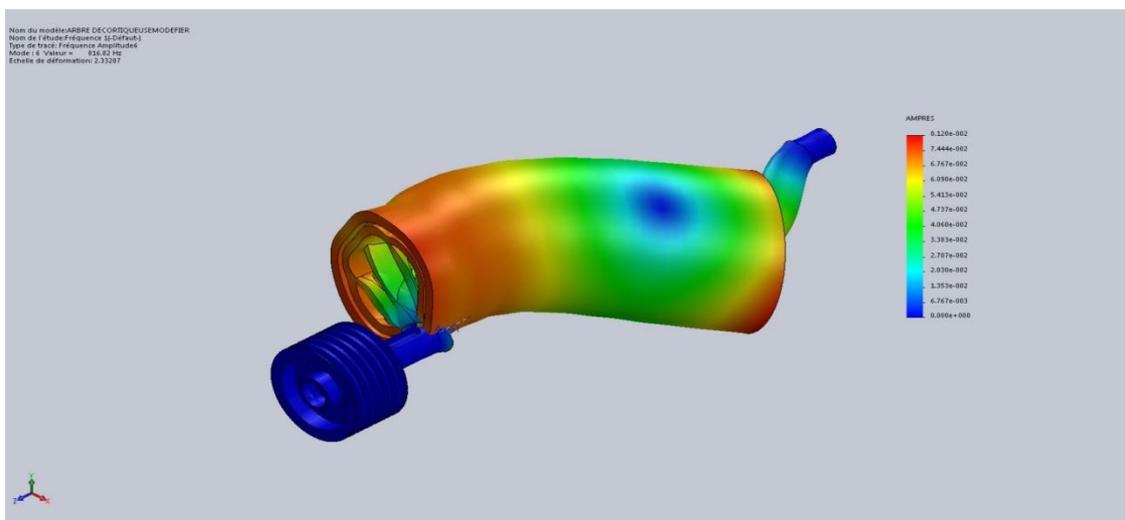


Figure 5.15. Sixième mode de vibrations du système modifié en charge à 816.818 Hz.

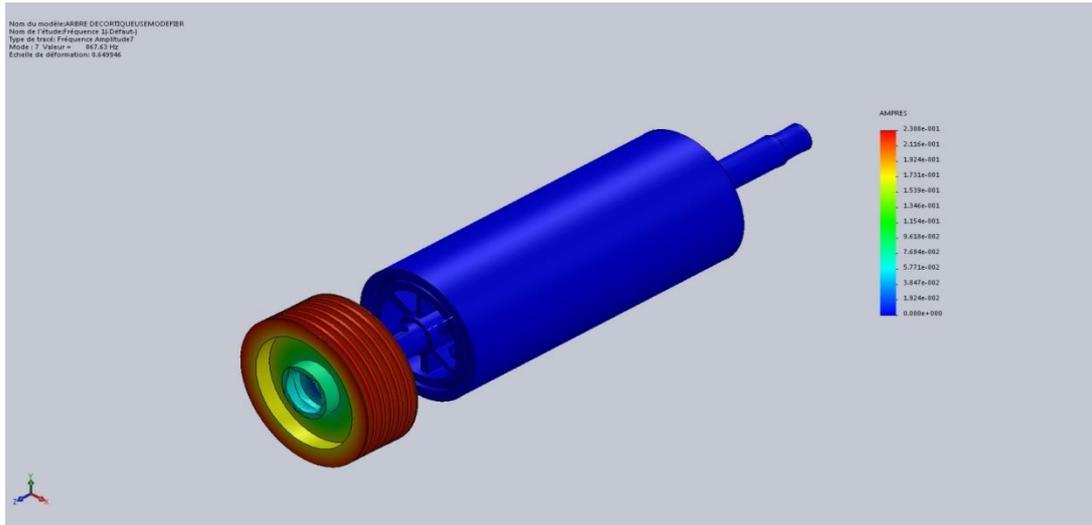


Figure 5.16. Septième mode de vibrations du système modifié en charge à 867.631 Hz.

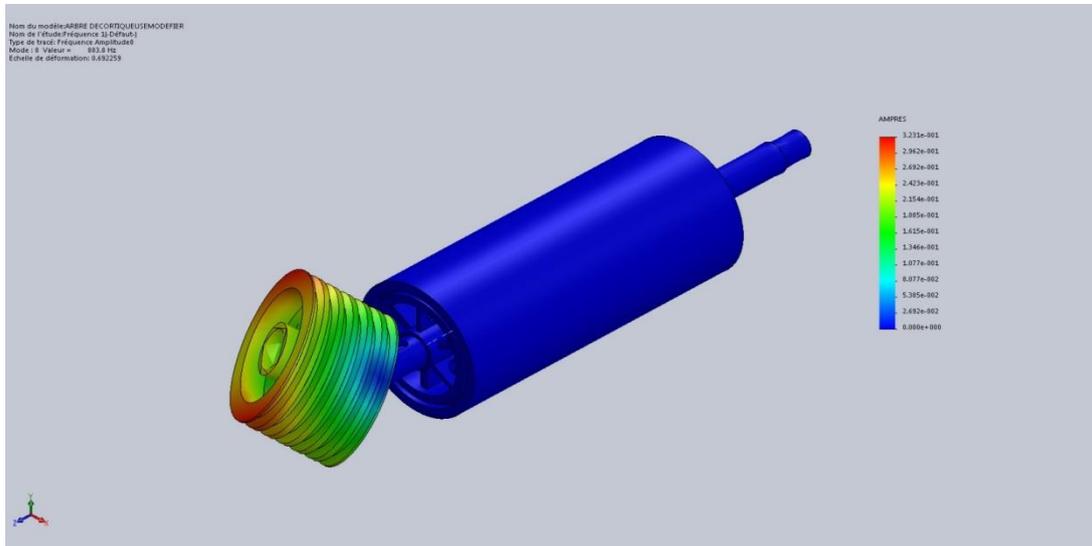


Figure 5.17. Huitième mode de vibrations du système modifié en charge à 883.798 Hz.

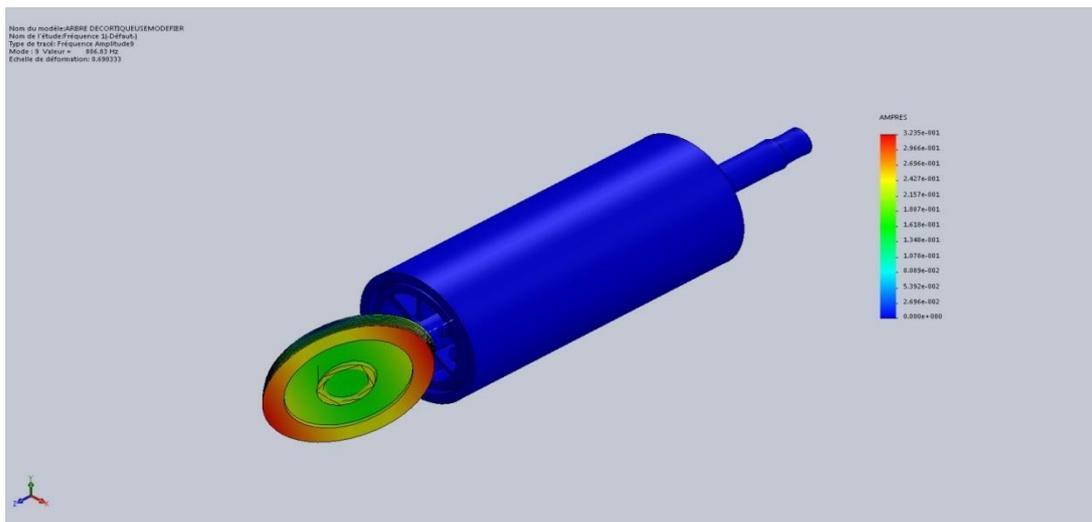


Figure 5.18. Neuvième mode de vibrations du système modifié en charge à 886.829 Hz.

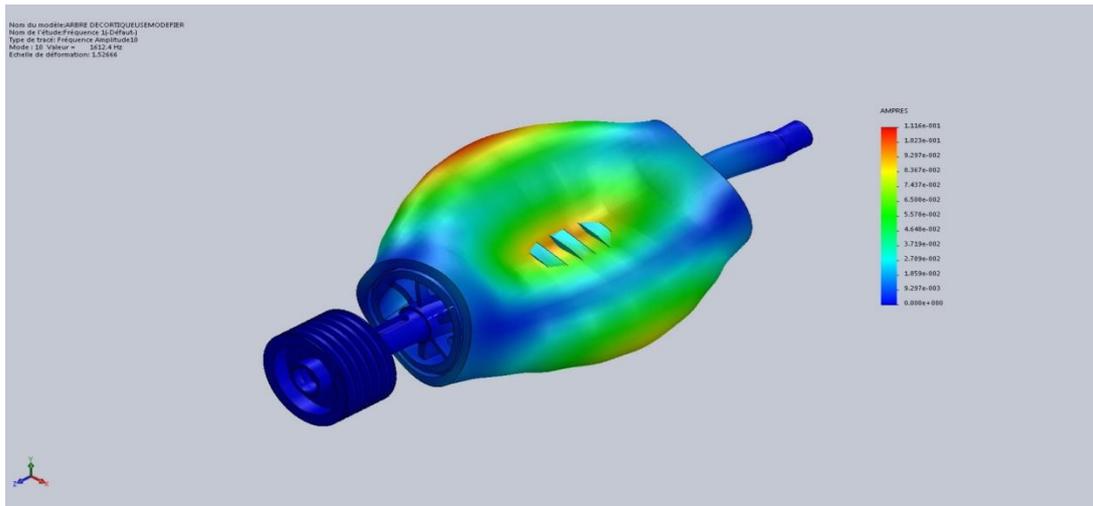


Figure 5.19. Dixième mode de vibrations du système modifié en charge à 1612.36 Hz.

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	948.87	151.02	0.0066217
2	1314.1	209.14	0.0047815
3	1314.8	209.25	0.0047789
4	4955.1	788.63	0.001268
5	5126.8	815.95	0.0012256
6	5132.2	816.82	0.0012243
7	5451.5	867.63	0.0011526
8	5553.1	883.8	0.0011315
9	5572.1	886.83	0.0011276
10	10131	1612.4	0.00062021

Tableau 5.6. Liste des modes établis sur la décortiqueuse modifiée avec pierres abrasives.

**Interprétation des résultats de la simulation de la décortiqueuse avec pierres abrasives :**

Les résultats de la simulation numérique par Solidworks (analyse modale numérique) du système en charge avec pierres abrasives ont été résumés dans le [tableau 5.5](#).

Le premier mode de vibrations représente le mode de torsion, qui se manifeste à la fréquence de 151,02 Hz.

Le deuxième et troisième mode de vibrations représentent le mode de flexion, se manifestent respectivement à : 209,02 Hz et 209,14 Hz.

Le quatrième mode de vibrations, représente le mode de torsion, se manifeste à : 788,63 Hz. Le cinquième et le sixième mode de vibrations représentent la flexion, se manifestent respectivement à 815,95 Hz et 816,82 Hz.

Le septième mode de vibrations est un mode de torsion, se manifeste à 867,63 Hz.

Le huitième et neuvième mode de vibrations représentent les modes de flexion, se manifestent

respectivement à 883,80 Hz et 886,83 Hz.

Le dixième mode de vibrations est un mode de torsion, se manifeste à haute fréquence à 1612,40 Hz.

On remarque d'après ces valeurs, que le système travaille à la flexion plus qu'à la torsion, car après chaque mode propre de torsion, nous avons deux (02) modes propres de flexion.

Ces fréquences propres du système modifié se sont décalées par rapport à ceux de l'ancien système (tableau 3.3).

A priori, l'examen de tous ces modes propres, nous permet de conclure que la coïncidence de ces fréquences propres avec celles du fonctionnement de la machine modifié en charge, sont loin d'être obtenue. De ce fait, on peut confirmer l'absence du risque sur l'équipement lors de son fonctionnement.

#### **5.5.Réalisation et essai du modèle :**

Après cette étude numérique faite sur le modèle réel, ainsi que l'étude de faisabilité sur site, nous avons réalisé notre modèle avec la matière et les dimensions exactes déterminées. Le système modifié avec les goussets et les nouveaux cerceaux est installé et fonctionne et ce depuis trois (03) mois environs. Donc, les essais d'installation et de fonctionnement ont été faits suivant les règles de l'art. Le fonctionnement de la nouvelle décortiqueuse donne une entière satisfaction, car chaque quinze (15) jours, nous effectuons des visites de contrôle périodiques de la machine et on remarque toujours le bon fonctionnement de cette dernière.

#### **5.6.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 la décortiqueuse. En ce moment la nouvelle décortiqueuse est sous l'essai et contrôle. La première phase s'est déroulée avec succès et actuellement le système marche avec l'entière satisfaction.

---

# **Conclusion générale**

---

## Conclusion générale

En général, les machines tournantes produisent des vibrations lors du fonctionnement. Ces vibrations présentent un grand risque sur les structures et organes de ces machines, voir l'environnement ou la machine se trouve. A partir des vibrations recueillies, grâce à des mesures de vibrations spectrales et une analyse efficace de ces mesures, on peut déterminer la source de vibrations.

Dans ce travail, nous avons examiné le comportement vibratoire d'une machine stratégique dans une semoulerie, il s'agit d'une décortiqueuse de semoule.

Depuis sa mise en marche, cette machine présente des défauts mécaniques, comme : le défaut de déséquilibre sur le rotor de la décortiqueuse, des défauts de roulement sur les paliers et des défauts d'usure sur les portées de roulement. Ces défaillances ont engendré des arrêts intempestifs de l'installation, en perturbant à chaque fois la production. En utilisant la technique de l'analyse vibratoire, à l'aide de l'analyseur de vibrations, MOVIOLOG 2, avec son logiciel du suivi vibratoire et d'analyse spectrale DIVADIAG, sont des outils de contrôle et de mesures de vibrations très performants, nous avons établi des diagnostics vibratoires fiables et précis. De ce fait, nous avons évité non seulement les surprises relatives au mauvais fonctionnement de la machine, mais aussi d'augmenter sa disponibilité.

L'objectif principal recherché à travers ce modeste travail est la validation des résultats théoriques de modifications proposés suite aux anomalies précitées, détectés sur la décortiqueuse. Par ailleurs, ce travail nous a permis, d'une part une initiation dans le domaine de conception des machines tournantes avec toutes ses complexités, et d'autre part le traitement des anomalies des organes des machines et des solutions pour y remédier.

L'analyse modale théorique et numérique, avant et après les modifications proposées, nous ont permis de prédire sur le comportement dynamique du système, qui présente une forme d'assurance pour la réalisation de ces modifications.

Les résultats obtenus à la fin de ce modeste travail attestent précisément que l'approche théorique et l'application pratiquées se rejoignent à une exactitude très acceptable.

La réalisation des modifications apportées à la décortiqueuse et ses tests, donne une entière satisfaction.

---

# **Bibliographie**

---

## Bibliographie

- [1] : **STEWART, R.M.**, 1976, Vibration analysis as an aid to the detection and diagnosis of faults in rotating machinery, Proceeding of the institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp. 223-229.
- [2]: **SMITH, D.M.**, 1980, Recognition of the causes of rotor vibration in turbo machinery, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers - Vibrations in Rotating Machinery, pp 1-4.
- [3] : **TAYLOR, J.I.**, 1995, Back to the basics of rotating machinery vibration analysis, Sound and vibration, Vol. 29(2), pp 12-16.
- [4] : **Mac Fadden, P.D.** and **Smith, J.D.**, 1985, A signal processing technique for detecting local defects in a gear from the signal averaging of vibration, Proc. Instn. Mech. Engrs, 199(c4), ImechE-1985.
- [5] : **Gottlich, E.H.**, 1988, A Method for overall condition monitoring by controlling the efficiency and vibration level of rotating machinery, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers Vibrations in Rotating Machinery, pp 445-447.
- [6] : **Su, Y.T.**, and **Lin, S.J.**, 1992, On initial fault-detection of tapered roller bearing - frequency - domain analysis, Journal of sound and vibration, Vol. 155(1), pp 75-84.
- [7]: **LEE, C.W.**, **Joe, Y.D.**, 1994, Automatic modal balancing of flexible rotors during operation-computer-controlled balancing head, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers Part C- Mechanical Engineering science, Vol. 204(1), pp. 19-28.
- [8] : **Alain Boulenger** et **Christian Pachaud**, surveillance des machines par analyse des vibrations, Afnor, Paris, 1998.
- [9] : **Smalley, A.J.**, **Baldwin, R.M.**, **Mauney, D.A.**, and **Millwater, H.R.**, 1996, Towards risk based criteria for rotor vibration, Proceedings of the institution of Mechanical Engineers Vibrations in Rotating Machinery, pp 517-527.
- [10] : **Chua** et **Peter W. Tseb**, 2003, Detection of the rubbing-caused impacts for rotor stator fault diagnosis using reassigned scalogram, Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) pp 391-409.
- [11] **Mohammed Ouali** et **Cherif Khélifi**, Modélisation dynamique d'un aérogénérateur par un modèle à trois masses, Revue des Energies Renouvelables SMEE, 10 Bousmail Tipaza (2010) 219-236 cder.edu.dz, [www.cder.dz/download/smee\\_2010\\_23.pdf](http://www.cder.dz/download/smee_2010_23.pdf)
- [12] : **Mohammed Ouali, Rabah Magraoui**, Contribution à la maintenance par l'analyse vibratoire, Défaillances mécaniques et solutions proposées, 10th Mechanical Congress Oujda Maroc, 19 au 22 Avril 2011. Conditionnelle
- [13] : **Mohammed Ouali, Rabah Magraoui**, Predictive vibrational Diagnostics of rotating machines Ventilator atomiser application, Contech 13 International Conference on Control Engineering Istanbul Turkey, 26 au 28 December 2013.
- [14] : **Mohammed Ouali, Rabah Magraoui**, Contribution to the vibration monitoring of rotating machines. Application to a shredder, Contech 13 International Conference on Control Engineering Istanbul Turkey, 26 au 28 December 2013.
- [15] : 2016 Web Design by MayBee DELLA VALLE S.r.l. - 28040 Mezzomerico (NO) Italy - Via per Suno, 2 [https://cerealmechanery.it/fr/prodotto\\_13.html](https://cerealmechanery.it/fr/prodotto_13.html)
- [16] : **COPYRIGHT** 2019. **D'AGOSTINO SRL**. ALL RIGHTS RESERVED/  
<https://www.dagostino-srl.it/fr/products/decortiqueuse-verticale/>
- [17] : **JEAN Heng**, Pratique de la maintenance préventive, 2eme édition, DUNOD, paris, 2002/2005 tirage corrigé 2008.
- [18] : **Nabti Mohamed Tahar**, Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques, Magistère, université Ferhat Abbas Sétif, 2011
- [19] **Djaballah Saïd**, Etude et optimisation de la transformée en ondelettes pour la détection

des défauts dans les roulements, Mémoire de Magister Université Mohamed Chérif Messaâdia de Souk-Ahras.2015.