

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Amar TELIDJI Laghouat

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département de génie mécanique



MEMOIRE PRESENTE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE
Doctorat Science
EN
MÉCANIQUE
Option : CONSTRUCTION MECANIQUE
PAR
ZAZA Gharbi

Titre :

**Application des méthodes d'extraction des
Acyclismes, variations angulaires de la rotation, à la
détection rapide des défauts sur les machines
tournantes**

Soutenu le 20/12/2018 devant le jury composé de :

ALLAOUI Omar	Président	Université de Laghouat
BENCHATTI Ahmed	Rapporteur	Université de Laghouat
HAMMOU AbdelkaderDjilali	Co-rapporteur	Université de Laghouat
ZEBBAR Djallal	Examineur	Université de Tissemsilt
BOUZIDANE Ahmed	Examineur	Université de Tiaret
RAHMANI Mohamed	Examineur	Université de Laghouat
BENHORMA HadjAissa	Examineur	Université de Laghouat

Année universitaire 2018/2019

SOMMAIRE

Résumé	1
Liste des figures	2
Liste des tableaux	6
Nomenclature	7
Introduction générale	11
Chapitre I : La théorie de la vibration	15
1- Introduction	16
Chapitre II : Formulation Mathématique	25
2-1- Introduction	26
2-2- Dynamique des rotors en flexion	27
2-3- Fonction de transfert	33
2-4- Facteur d'amplification en régime permanent	36
2-5- Raideur dynamique	38
2-6- Dynamique des rotors en torsion	40
2-7- Mesure de la vibration	41
2-7-1- Mesure de la vibration radiale	41
2-7-2- Mesure de torsion	44
2-8- Variation angulaire de la vitesse de rotation	45
2-9- Relation entre la vibration radiale et la variation angulaire	46
2-10- Extraction de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation	51
2-11- Organigramme	52
Chapitre III : Validation sur simulateur	55
3-1- Introduction	56
3-2- Description du banc d'essai (RS3M1)	56
3-3- Moyen de mesure et d'acquisition	58
3-4- Calcul cinématique	59
3-5- Etude de comportement dynamique du simulateur	60
3-6- Validation	62
3-6-1- Validation suivant les vibrations générées par un défaut de balourd	63
3-6-2- Validation suivant les vibrations générées par un défaut de basculement de la roue en porte-à-faux	70
3-6-2-1- Validation avec un signal de vitesse de rotation	70

3-6-2-2- Validation avec un signal vibratoire d'accélération	73
Chapitre IV : Application de la méthode sur Machines Tournantes	76
4-1- Introduction	77
4-2- Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur un compresseur centrifuge	77
4-3- Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur turbine à gaz affectée par un problème de résonance	89
4-4- Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur une turbine à gaz affectée par un problème de résonance structurelle	99
4-5- Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur une turbine à gaz affectée par un problème de balourd	105
Conclusion Générale	111
Bibliographie	116
Annexe	120

Résumé

Dans ce travail, nous présentons la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation pour la détection de défauts sur les machines tournantes. Pour mesurer le signal de la vitesse de rotation, un capteur de vitesse est placé à proximité d'une roue dentée, le capteur est sensible au passage des dents qui génèrent des impulsions. Et comme la position de l'arbre est affectée par les vibrations radiales, le moment de la génération des impulsions sera également affecté par les vibrations de l'arbre; nous sommes confrontés à un problème de non-uniformité de la vitesse de rotation de la machine, cette fluctuation porte des informations sur l'état de fonctionnement de l'arbre représenté par des modulations de phase dans le signal de vitesse, l'influence de la vibration radiale sur la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation est déterminée expérimentalement en utilisant un simulateur de vibration et pour extraire cette variation, nous utilisons la transformée de Hilbert, puis son spectre harmonique peut être utilisé pour détecter des défauts tels que l'analyse spectrale du signal vibratoire. Une méthode d'analyse a été proposée basée sur la variation angulaire instantanée du signal vibratoire due à la vibration en torsion, cette méthode est d'abord validée sur un simulateur de vibration, puis elle est utilisée pour détecter les défauts potentiels sur des machines tournantes.

Abstract.

In this work, we present the method of the instantaneous angular variation of the rotational speed for fault detection on rotating machinery. To measure the signal of the rotational speed a speed sensor is placed near a gear wheel, the sensor is sensitive to passage of teeth that generate impulses. The position of the shaft is affected by the radial vibrations, the moment of pulse generation will be affected by the vibrations of the shaft as well; we are faced with a problem of non-uniformity of the speed of rotation of the machine, this fluctuation carries information on the state of functioning of the tree represented by phase modulations in the speed signal, the influence of the radial vibration on the instantaneous angular variation of the speed of rotation is determined experimentally using a vibration simulator, and to extract this variation we use the Hilbert transform, then its harmonic spectrum can be used to detect defects such as spectral analysis of the vibratory signal. An analysis method has been proposed based on the instantaneous angular variation of the vibratory signal due to the torsional vibration. This method is first validated on a vibration simulator, then it is used to detect potential defects on rotating machines.

LISTE DES FIGURES

Figure 2.01	Rotor Jeffcott.	27
Figure 2.02.	Schéma du système des raideurs.	28
Figure 2.03.	Les forces appliquées sur le rotor.	30
Figure 2.04.	La fonction du transfert.	33
Figure 2.05.	Représentation vectorielle de la réponse vibratoire à $\omega \ll \omega_0$.	39
Figure 2.06.	Représentation vectorielle de la réponse vibratoire à $\omega = \omega_0$.	40
Figure 2.07.	Représentation vectorielle de la réponse vibratoire à $\omega \gg \omega_0$.	40
Figure 2.08.	Vibration de torsion	41
Figure 2.09.	Mesure de la vibration radiale.	42
Figure 2.10.	Représentation temporelle de la force d'excitation.	42
Figure 2.11.	Signal temporel de la vibration relative suivant les axes (X) et (Y).	43
Figure 2.12.	Mesure de la vibration angulaire.	45
Figure 2.13.	Fluctuation de la vitesse de rotation.	46
Figure 2.14.	Comparaison entre deux roues dentée face à un capteur magnétique.	47
Figure 2.15	variation angulaire instantanée	49
Figure.2.16.	Représentation d'un signal mesurée et un signal reconstitué avec un décalage.	53
Figure 2.17.	Organigramme de la méthode.	54
Figure 3.01.	Banc d'essai RS3M1.	57
Figure 3.02.	Schéma du banc d'essai .	58
Figure 3.03.	Signal vibratoire mesuré par un accéléromètre installé sur le palier 01 suivant la direction verticale.	61
Figure 3.04.	Spectre [0-100 Hz] du capteur accéléromètre installé au niveau palier 01.	61
Figure 3.05.	Spectre d'enveloppe [4-10 kHz] de l'accéléromètre installé au niveau du palier 01.	62
Figure.3.06.	Position du palier 01 et capteurs de vibration sur simulateur.	63
Figure 3.07.	Signaux vibratoires mesurées par les deux capteurs inductifs suivant les directions x et y.	63
Figure 3.08.	Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé sur la direction x.	64
Figure 3.09.	Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé sur la direction y.	64
Figure 3.10.	Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation.	65
Figure 3.11.	Spectre de la variation angulaire instantanée calculée.	66
Figure 3.12.	Spectre de la variation angulaire instantanée mesurée.	66
Figure 3.13.	Signaux vibratoires issus des deux capteurs suivant les directions x et y.	67
Figure 3.14.	Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé suivant la direction x.	67
Figure 3.15.	Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé suivant la	68

	direction y	
Figure 3.16.	Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation.	68
Figure 3.17.	Spectre de la variation angulaire instantanée.	69
Figure 3.18.	Spectre de la variation angulaire instantanée.	69
Figure 3.19.	La roue en porte à faux du banc d'essai RS3M1.	70
Figure 3.20.	Analyse transitoire d'ordre de l'arbre.	71
Figure 3.21.	Spectre de fréquence [0-500 Hz] du signal de vibration pendant le passage à travers la vitesse critique.	72
Figure 3.22.	Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation nominal.	72
Figure 3.23.	Spectre du signal de modulation de phase.	73
Figure 3.24.	Signal filtré autour de la fréquence de passage du champ magnétique.	74
Figure 3.25	Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation nominal.	74
Figure 3.26	Spectre du signal de modulation de phase.	75
Figure 4.01.	Compresseur centrifuge Cooper-Bessemer	78
Figure 4.02.	Roue 14 aubes du compresseur Cooper-Bessemer.	78
Figure 4.03.	Rotor du compresseur centrifuge Cooper-Bessemer.	79
Figure 4.04.	Palier 5 patins oscillants du compresseur Cooper-Bessemer.	79
Figure 4.05.	Butée axiale 6 patins oscillants du compresseur Cooper-Bessemer.	79
Figure 4.06.	Signal vibratoire brut temporel du compresseur du démarrage au déclenchement.	81
Figure 4.07.	Spectre de fréquence [0-1000 Hz] au voisinage de la vitesse déclenchement 68 Hz (cas1).	83
Figure 4.08.	Spectre de fréquence [0-1000 Hz] au voisinage de la vitesse déclenchement 68 Hz (cas2).	83
Figure 4.09.	Spectre de fréquence [0-1000 Hz] au voisinage de la vitesse déclenchement 68 Hz (cas 3).	84
Figure 4.10.	Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction verticale (cas 1).	85
Figure 4.11.	Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction horizontale (cas 1).	85
Figure 4.12.	Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction axiale (cas 1).	86
Figure 4.13.	Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction axiale (cas 2).	86
Figure 4.14.	Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction axiale (cas 3).	87
Figure 4.15.	Signal filtré autour de la fréquence porteuse (cas 1).	87
Figure 4.16.	Variation angulaire instantanée pour une révolution versus angle de rotation nominal (cas 1, 2 et 3).	88
Figure 4.17.	Spectre des harmoniques de la variation angulaire instantanée (cas 1, 2 et 3).	88
Figure 4.18.	Turbine à gaz Solar Saturn 10	90
Figure 4.19.	Vanne anti-pompage.	90

Figure 4.20.	Spectre 0-1000Hz du premier démarrage de la turbine.	91
Figure 4.21.	Spectre d'enveloppe entre [5000-10000z] du premier démarrage de la turbine.	91
Figure 4.22.	Spectre 0-1000Hz du deuxième démarrage de la turbine.	92
Figure 4.23.	Capteur de vitesse de la turbine.	92
Figure 4.24.	Emplacement du capteur de vitesse dans la turbine	93
Figure 4.25.	Troue d'emplacement du capteur de vitesse dans la turbine (au niveau du deuxième étage compresseur).	93
Figure 4.26.	Schéma de la turbine Solar Saturn 10 avec emplacement du capteur de vitesse.	94
Figure 4.27.	Signal de vitesse au moment du déclenchement lors du premier démarrage.	94
Figure 4.28.	Variation angulaire instantanée pour une révolution versus angle de rotation nominal (premier démarrage).	95
Figure 4.29.	Variation angulaire instantanée pour une révolution versus angle de rotation nominal (deuxième démarrage)	95
Figure 4.30.	Spectre des harmoniques de la variation angulaire instantanée (premier démarrage).	96
Figure 4.31.	Spectre des harmoniques de la variation angulaire instantanée (deuxième démarrage).	96
Figure 4.32.	Palier 2 après usure.	97
Figure 4.33.	Butée après usure.	97
Figure 4.34.	Portée du palier 1.	98
Figure 4.35.	Turbine à gaz (Solar Centaur 40).	99
Figure 4.36.	Support de fixation de la turbine à gaz[94]	99
Figure 4.37.	Spectre 0-1000 Hz à la fréquence critique	100
Figure 4.38.	Spectre 0-1000 Hz à la vitesse de fonctionnement après la fréquence critique	100
Figure 4.39.	Analyse d'ordre lors du démarrage de la turbine Solar Centaur 40.	101
Figure 4.40.	Branchement sur le pickup: Mesure capteur de vitesse.	101
Figure 4.41.	Signal de la variation angulaire.	102
Figure 4.42.	Spectre d'harmonique de la variation angulaire instantanée	102
Figure 4.43.	Signal vibratoire filtré autour de la fréquence de passage d'aubes (35 aubes).	103
Figure 4.44.	Variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré.	103
Figure 4.45.	Variation du Kurtosis en fonction du temps et de la vitesse.	104
Figure 4.46.	Relation entre le Kurtosis de la variation angulaire et la vibration de la machine et la vibration de l'ordre 1 et 2 en fonction du temps.	104
Figure 4.47.	Spectre de la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré	105
Figure 4.48.	Turbine à gaz de la marque GE MS3002	106
Figure 4.49.	Analyse d'ordre en régime transitoire.	106
Figure 4.50.	Equilibrage de l'arbre de la turbine.	107
Figure 4.51.	Spectre 0-1000 Hz avant équilibrage.	107
Figure 4.52.	Spectre 0-1000 Hz après équilibrage.	107

Figure 4.53.	Branchement sur le pickup: Mesure capteur de vitesse	108
Figure 4.54.	Variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation	108
Figure 4.55.	Spectre de variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation	109
Figure 4.56.	Variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré autour de la fréquence de passage des aubes du compresseur	109
Figure 4.57.	Spectre de la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré autour de la fréquence de passage des aubes du compresseur	110

Liste des tableaux

Tableau 3.01	Caractéristiques du simulateur.	62
Tableau 3.02	Fréquences caractéristiques du simulateur	63
Tableau 4.01	Paramètres de démarrage du compresseur A (cas 1).	83
Tableau 4.02	Paramètres de fonctionnement des compresseurs A et B (cas 2).	83
Tableau 4.03	Paramètres de fonctionnement du compresseur B (cas 3).	83
Tableau 4.04	NG, Kurtosis, FC et NV du signal vibratoire de la figure (4.06).	85
Tableau 4.05	Jeux dans les paliers de la turbine avant et après incident.	100

NOMENCLATURE

F_0	Force centrifuge [N]
F_D	Force d'amortissement extérieur de la vibration par frottement dans le fluide ambiant [N]
F_R	force de rappel de l'arbre déformé [N]
F_G	Force du poids du rotor [N]
F_i	Force d'inertie appliquée au point C [N]
$F(t)$	Force d'excitation [N]
f_c	Fréquence porteuse [Hz]
f_a	Fréquence modulation en amplitude [Hz]
f_m	Fréquence modulation en phase [Hz]
f	Fréquence de vibration [Hz]
f_0	Fréquence de rotation [Hz]
g	Gravité [m/s^2]
a	Accélération [m/s^2]
v	Vitesse [m/s]
d	Déplacement [μm]
G	Centre de gravité du rotor
C	Centre du rotor
O	Centre du repère Oxy , et le centre de roue1
O'	Centre du repère $O'x_2y_2$ et le centre de roue2
O''	La projection du point O' sur l'axe (OB)
$A(t)$	Amplitude vibratoire [μm], [mm/s] ou [g]
A	Tête de dent de la roue1 en face du capteur de vitesse
A'	Tête de dent de la roue2 en face du capteur de vitesse
A''	Projection du point A' sur l'axe (OB)
B	Emplacement du capteur de vitesse
\vec{D}_0	Vecteur qui relie l'emplacement du capteur de vitesse B et la tête de dent de la roue 1 en face au capteur
\vec{D}	Vecteur qui relie l'emplacement du capteur de vitesse B et la tête de dent de la roue 2 en face au capteur
\vec{R}	Rayon de la roue 1

\overline{R}_0	Rayon de la roue 2
R_a	le rayon de tête de la roue dentée
R_f	le rayon de pied de la roue dentée
	Vecteur qui relie le centre de repère Oxy et la tête de dent A' de la roue 2 en face au capteur
\vec{S}	Vecteur qui relie le centre de repère Oxy et l'emplacement du capteur de vitesse
$\vec{\Delta}$	Déphasage entre les deux vitesses des roues
m	Masse du rotor
e	Excentricité (distance entre le centre de gravité et l'axe de rotation)
ε	Excentricité entre les deux roues dentées
ω	Fréquence de rotation en rd/s
(Ox)	L'axe horizontal du repère Oxy
(Oy)	L'axe vertical du repère Oxy
l	Flèche au centre du rotor
l_x	La flèche selon l'axe (X)
l_y	La flèche selon l'axe (Y)
K_x	Coefficient
K_y	Coefficient
k_{eq}	Raideur équivalente incluant influence des paliers [
k_x	Raideur de l'ensemble disque, rotor et paliers suivant la direction x
k_y	Raideur de l'ensemble disque, rotor et paliers suivant la direction y
k_{px}	Raideur de chaque palier suivant la direction x
k_{py}	Raideur de chaque palier suivant la direction y
k_{rx}	Raideur de l'ensemble rotor et disque suivant la direction x
k_{ry}	Raideur de l'ensemble rotor et disque suivant la direction y
k	Raideur élastique
k_t	Raideur de torsion
c	Coefficient d'amortissement du fluide
c_x	Coefficient d'amortissement du fluide selon l'axe (X)
c_y	Coefficient d'amortissement du fluide selon l'axe (Y)
c_t	Coefficient d'amortissement de torsion
T, M	Couple net résultant des couples moteurs et résistants appliqués au rotor

x	Vibration selon l'axe (X)
y	Vibration selon l'axe(Y)
x_{st}	Déplacement statique selon l'axe(X)
y_{st}	Déplacement statique selon l'axe(Y)
x_H	solution homogène selon l'axe (X)
y_H	solution homogène selon l'axe (Y)
x_P	solution particulière selon l'axe (X)
y_P	solution particulière selon l'axe (Y)
X	Module du nombre complexe x
Y	Module du nombre complexe y
z	Nombre complexe
Z	Module dz nombre complexe z
Z_P	Solution complexe particulière
Z_H	solution homogène particulière
x_C	Coordonnée du point C sur l'axe (X)
y_C	Coordonnée du point C sur l'axe (Y)
x_0	Coordonnée du point C sur l'axe (X) à $t = t_0$
y_0	Coordonnée du point C sur l'axe (Y) à $t = t_0$
x_G	Coordonnée du point G sur l'axe (X)
y_G	Coordonnée du point G sur l'axe (Y)
\dot{x}	Première dérivée du x
\dot{y}	Première dérivée du y
\ddot{x}	Deuxième dérivée du x
\ddot{y}	deuxième dérivée du y
\dot{x}_C	Première dérivée du x_C
\dot{y}_C	Première dérivée du y_C
\ddot{x}_C	deuxième dérivée du x_C
\ddot{y}_C	deuxième dérivée du y_C
$H()$	Fonction de transfert
$H[]$	Transformée de Hilbert
h	Hauteur des dents

I_0, I	Moment d'inertie du rotor
$\ddot{\varphi}$	Accélération angulaire
$\theta_{1,2,n}$	déplacement angulaire
γ	Angle de torsion relative
ψ	Argument de la fonction de transfert
μ	Facteur d'amplification dynamique
ω_n	Pulsation naturelle
$\dot{\theta}$	Vitesse angulaire
β	Rapport de fréquence $\frac{\omega}{\omega_n}$
η	$\frac{c}{2\omega_n m}$

Introduction générale

Le diagnostic vibratoire des machines tournante a connu une grande évolution avec le développement de la technologie et de la programmation informatique. Il est passé du stade de l'utilisation des sens humains, tels que l'ouïe et le toucher jusqu'à l'utilisation des outils de haute technologie dans la surveillance, suivi et diagnostique. L'homme a utilisé les avantages d'autres sciences, tels que la télécommunication, l'électronique...etc.

Parmi les étapes de son développement; on trouve l'analyse dans le domaine temporel, en utilisant des indicateurs scalaires comme la valeur crête à crête, la valeur crête, niveau global en RMS (Root Mean Square), le facteur de crête et le kurtosis en plus de la moyenne synchrone temporelle et d'autres techniques qui ont été utilisées dans le domaine temporel. Celui-ci possède des limites dans l'identification des défauts dans un composant spécifique, car une machine est composée généralement de nombreux éléments et leurs contributions individuelles au signal global de vibration sont très difficiles à distinguer.

C'est pourquoi l'analyse fréquentielle est apparue, qui représente le signal dans un diagramme amplitude-fréquence utilisée pour identifier l'emplacement des défauts en reliant les fréquences caractéristiques aux composants de la machine. Parmi ces techniques on mentionne par exemple, l'analyse spectrale, enveloppe et cepstre ...etc. Mais la propriété non-stationnaire d'un signal rend l'analyse fréquentielle insuffisante, car elle ne fournit pas d'informations dans le temps. Ce besoin a amené à développer l'analyse fréquence-temps, ce qui était considéré parmi les analyses les plus importantes dans le diagnostic vibratoire.

Toutes ces techniques utilisent le traitement du signal vibratoire du déplacement, la vitesse ou l'accélération, ils s'intéressent aux vibrations en flexion. Nous voulions dans ce travail proposer une méthode d'analyse basée sur la fluctuation de la vitesse de rotation due à la vibration en torsion. Dans la réalité, il n'existe pas une vitesse de rotation constante; elle est toujours égale à une valeur moyenne avec des fluctuations causées par les défauts existants. Ceci crée une micro-variation périodique de la vitesse et on se retrouve confronté à un problème de sa non-uniformité. On a commencé à démontrer théoriquement qu'il existe une relation directe entre les vibrations radiales de la machine et la fluctuation de sa vitesse de rotation. Cette fluctuation est connue comme la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, qui est riche en informations sur l'état de la machine. Pour extraire cette variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, on utilise la transformé de Hilbert.

Pour la validation de cette méthode proposée dans l'aspect expérimental on a utilisé premièrement un simulateur de vibration des machines tournante (RS3M1) qui se situe au niveau de la Direction Maintenance Laghouat ; plusieurs expériences ont été effectuées, qui rassemblent deux cas d'étude. On a généré deux défauts sur le simulateur pour valider la méthode développée. Le premier défaut crée est un balourd alors que dans le deuxième défaut, on a créé un jeu dans le palier ce qui a amplifié le basculement et les battements axiaux dans la roue en porte-à-faux du simulateur. On calcule la fluctuation de la vitesse de rotation avec et sans défaut à partir de la vibration radiale du rotor qui est mesurée par les capteurs de vibrations. En premier lieu, on compare les spectres de la vibration radiale avec le spectre d'harmoniques de la variation angulaire de la vitesse de rotation calculée; et en deuxième lieu, on confronte les deux spectres d'harmoniques de la vitesse de rotation instantanée calculée et mesurée par un capteur de vitesse magnétique.

Cette méthode a été appliquée à quatre (04) machines industrielles présentant des défauts qui n'ont pas été détecté par l'analyse spectrale. Ces machines (compresseur centrifuge et des turbines à gaz) disjonctaient à une certaine vitesse lors du démarrage après avoir dépassé le seuil de déclenchement à cause des vibrations élevées. Les défauts ont été décelés avec la méthode de variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation malgré la complexité vibratoire des deux machines vue leur non-stationnarité et la turbulence des fluides qui s'écoulent.

Le travail de thèse présenté dans ce mémoire est subdivisé en quatre chapitres :

- Le chapitre I est consacré à l'étude bibliographique. Nous avons donné un aperçu historique des phénomènes vibratoires ainsi que leur analyse. Les travaux des différentes équipes de recherche dans le monde sont présentés et analysés.
- Dans le chapitre II, expose les théories des vibrations des rotors en flexion et en torsion. On a essayé d'étaler les équations mathématiques sur lesquels on s'est basé pour développer la méthode d'analyse suivant la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation des rotors.
- La méthode développée est validée dans le chapitre III dans un simulateur de vibration où on a créé différents défauts. Cette méthode a été validée en comparant ses résultats avec ceux de l'analyse spectrale.
- Le dernier chapitre IV est consacré à l'application de la méthode d'analyse suivant la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation des rotors sur des cas réels

complexes qui présentait des défauts compliqués. Ces cas réels sont un compresseur centrifuge et des turbines à gaz industriels.

Enfin, le mémoire de thèse s'achèvera par une conclusion générale qui rappellera les travaux accomplis et les résultats obtenus, et par des perspectives envisagées pour les travaux futurs.

Chapitre I :

Etude Bibliographique

1- Introduction

Le développement de la théorie des vibrations, en tant qu'une discipline de la mécanique, est devenu un résultat naturel du développement des sciences fondamentales auxquelles elle s'appuie, sur la mathématique et de la mécanique. Ces sciences ont été fondées au milieu du premier millénaire avant Jésus-Christ (J.C.) par les anciens philosophes grecs. Ils se sont intéressés aux vibrations lorsqu'ils ont créé les premiers instruments de musique, vraisemblablement des sifflets ou des tambours. Depuis, les musiciens et les philosophes ont cherché les règles et les lois de la production sonore, les ont utilisés pour améliorer les instruments de musique et les ont transmis de génération en génération.

Notre système actuel de musique est basé sur la civilisation grecque antique. Le philosophe et mathématicien grec Pythagore (582-507 av. J.C.) est considéré comme le premier qui à étudier scientifiquement les sons musicaux. Pythagore a mené des expériences sur une corde vibrante en utilisant un appareil simple appelé un monocorde [1]. Pythagore a observé que si deux cordes semblables de différentes longueurs sont soumises à la même tension, la plus courte émet une note plus haute ; de plus, si la corde la plus courte est égale à la moitié de la longueur de la plus longue, elle émettra une note d'une octave au-dessus de l'autre. Bien que le concept de période ait été développé à l'époque de Pythagore, la relation entre la période et la fréquence n'a été comprise qu'au temps de Galilée au XVIe siècle. Peut être les premiers ouvrages et traités écrits connus sur la physique des sons sont ceux de Aristote et Aristoxène (320-350 av. J.C.). Il semble que les Romains aient tiré leurs connaissances de la musique complètement des Grecs, sauf que Vitruve, un célèbre architecte romain, a écrit aux environs de 20 av. J.C. sur les propriétés acoustiques des théâtres.

La Chine a connu de nombreux tremblements de terre dans les temps anciens. Zhang Heng, qui a servi en tant qu'historien et astronome au deuxième siècle, a perçu le besoin de développer un instrument pour mesurer précisément les tremblements de terre. Aux environs de 132, il inventa le premier sismographe (Earth quake weater coke) [2,3].

En 1638, Galilée décrit la dépendance de la fréquence des vibrations à la longueur d'un simple pendule, ainsi que le phénomène de résonance. Les écrits de Galilée indiquent également qu'il avait une compréhension claire de la relation entre la fréquence, la longueur, la tension et la densité d'une corde étirée vibrante [4,5].

L'être-humain ne s'est pas arrêté à ce point-là, il a inventé et développé des machines et des appareils avec la croissance industrielle. Pour assurer le bon fonctionnement de ces machines inventées, en l'occurrence : turbine, compresseur, pompe, moteur électrique...etc, il faut maîtriser leurs comportements vibratoires. Ceci nous amène à aborder la dynamique des arbres tournants. W. J. M. Rankine est le premier qui a effectué une analyse d'un arbre en rotation. En 1869, il a constaté qu'à une certaine vitesse l'arbre se déforme et tourbillonne suivant une forme courbée. Il a défini cette vitesse comme étant la vitesse tourbillonnante de l'arbre [6]. En 1883, l'ingénieur suédois Gustaf De Laval construit la première turbine à vapeur moderne avec un seul étage; cette turbine a atteint une vitesse de 42 000 RPM [7]. En 1884, une autre turbine construite par Parsons fonctionne à des vitesses de l'ordre de 18 000 RPM, il crée en 1889 la société Parsons pour construire et vendre des turbines à vapeur destinées à la production de force motrice ou électricité [7,8].

En parallèle du développement industriel, les chercheurs étaient obsédés par le phénomène vibratoire des rotors, ils orientent leurs recherches vers le diagnostic vibratoire des machines tournantes. La théorie de vibration des systèmes de dynamique des rotors a été développée par August Föppl en 1895 et Henry Homan Jeffcott en 1919, en employant un système rotor-roulement simplifié. Ce système est connu sous le nom de rotor Föppl-Jeffcott, ou simplement le rotor Jeffcott [6,9]. Il se compose d'un rotor avec un disque situé au milieu tout en considérant la masse du rotor négligeable devant la masse du disque. Plusieurs travaux de recherche ont basé leurs calculs sur le modèle du rotor Jeffcott comme Hao WU [10] qui a étudié les influences des roulements à rouleaux sur les caractéristiques de vibration du système de rotor Jeffcott. Qinkai Han [11], s'intéresse sur la détection des fissures et le contrôle de l'instabilité du système rotor asymétrique. Donc le rotor Jeffcott reste jusqu'à aujourd'hui le modèle de base dans le calcul dynamique des rotors.

Il convient de mentionner l'importance vitale de Donald E. Bently (1924-2012), fondateur de la société Bently Nevada, pour son activité dans la protection des machines tournantes. Il a appliqué pour la première fois les transducteurs de proximité à courants de Foucault dans la surveillance vibratoire et il a inventé les capteurs de proximité pour mesurer la vibration relative de l'arbre par rapport à son palier. En 1961, il a fondé son entreprise à Houston, aux États-Unis avec cinq employés. Il a développé le premier logiciel de surveillance et de diagnostic. Aujourd'hui, chaque machine tournante dans le monde doit être équipée par un instrument ou un appareil de surveillance vibratoire inventé par la société Bently. Ces instruments répondent aux exigences des normes internationales ISO. Bently a été

acquise par GE Energy en février 2002, ils ont gardé le nom de 'Bently Nevada' dans la fabrication et la commercialisation des produits et services [12].

Le diagnostic vibratoire est devenu une activité principale dans la maintenance prédictive, plus des autres techniques complémentaires dans la maintenance conditionnelle comme : l'analyse d'huile, l'analyse du courant électrique et l'infrarouge. L'être humain a structuré et standardisé des normes relatives à la maintenance, diagnostic vibratoire ; c'est le cas, par exemple, de la norme ISO 18436-2 relative à la surveillance et diagnostic d'état des machines [13] et la norme ISO 670 qui couvre les exigences minimales pour un système de protection des machines en mesurant les vibrations radiales, les vibrations de sismiques, la position axiale, la vitesse de rotation de l'arbre...etc [14]. Pour évaluer le niveau vibratoire, l'homme a développé deux normes : la norme ISO 7919 qui s'applique aux machines industrielles avec des paliers film d'huile, ayant des vitesses nominales continues maximales de 1 000 à 30 000 tr/min[15] et la norme ISO10816 qui représente l'évaluation des vibrations des machines par mesurage sur les parties non tournantes[16].

En connaissant le niveau de vibration en utilisant les seuils mentionnés dans les normes internationales, on doit savoir quelle est la source de cette vibration et comment analyser et déterminer le défaut de vibration. Pour cela les scientifiques ont commencé par développer des mécanismes de diagnostic vibratoire en appliquant les techniques du traitement de signal. Pour cela, la connaissance de la nature du signal vibratoire est nécessaire pour sélectionner les outils adéquats. Dans la littérature, il existe trois catégories principales de traitement des données vibratoires : analyse temporelle, analyse fréquentielle et analyse temps-fréquence [17- 19], en ordre chronologique.

L'analyse dans le domaine du temps a été utilisée pour la première fois, en 1927, par Yule [20-22] qui a imaginé un pendule libre attaché à un dispositif d'enregistrement ; le pendule est soumis à une succession de petits chocs aléatoires, son mouvement ressemble à celui de la série de Wolfer, il proposa ainsi un modèle de série chronologique autorégressif pour représenter son mouvement.

Il existe plusieurs paramètres pour interpréter le signal dans le domaine temporel. On utilise par exemple des indicateurs scalaires comme : la valeur crête à crête, la valeur crête, niveau global en RMS (Root Mean Square), le facteur de crête et le kurtosis. L'amplitude vibratoire dans le temps est exprimée soit par le déplacement, la vitesse ou l'accélération vibratoire.

Plusieurs travaux de recherche ont été menés dans l'analyse dans le domaine temps. Serrato [23], a étudié le comportement vibratoire des roulements à rouleaux en fonction de la viscosité du lubrifiant. Des essais expérimentaux ont été réalisés avec trois types d'huile à des viscosités différentes, où il a utilisé la valeur efficace en accélération RMS du signal vibratoire temporel entre 1 kHz et 10 kHz pour déterminer la relation entre la viscosité et la réponse vibratoire. Il a constaté la possibilité d'identifier des bandes de fréquences spécifiques modulées avec la variation de la viscosité du lubrifiant, qui est liée à la variation de l'épaisseur du film d'huile. Cet indicateur a été utilisé aussi par Onkar [24] qui a étudié l'effet de la contamination des lubrifiants par des particules solides sur le comportement dynamique des roulements. Les essais expérimentaux sont réalisés avec des roulements à billes à rainures profondes. Cette technique a permis de caractériser les tendances de la vibration due aux contaminants solides lors de la lubrification où il a utilisé la poudre de Dolomite en trois niveaux de concentration et différentes tailles de particules pour contaminer la graisse. Les signaux de vibration ont été analysés en termes de valeurs de RMS et aussi en termes de fréquence de défauts. Il a constaté une augmentation considérable des signatures vibratoires avec la taille des particules dans la graisse.

Une technique alternative d'analyse des vibrations particulièrement adaptée à la surveillance des machines complexes est connue sous le nom de moyenne du signal ou de la moyenne synchrone temporelle [25]. Cette technique consiste à utiliser la moyenne de l'ensemble du signal brut sur un certain nombre d'évolutions dans le but d'éliminer ou de réduire le bruit et les effets d'autres sources ; et cela afin d'améliorer les composants du signal d'intérêt qui permet d'avoir uniquement les composantes synchrones avec la rotation de référence. Komgom et al [26] a développé une procédure de diagnostic qui combine entre la moyenne synchrone temporelle TSA (Time Synchronous Averaging) et la distribution de kurtosis afin de détecter les défauts sur les roulements.

Pour identifier les paramètres structurels dans le domaine temporel, il y a un certain nombre de techniques efficaces en termes de calcul tels que l'estimation des moindres carrés et la technique d'excitation naturelle. Yang et Lin [27] proposent une nouvelle technique d'estimation des moindres carrés, pour identifier les paramètres structurels variables dans le temps, elle est capable de suivre les changements des paramètres du système à partir desquels l'événement et la gravité des dommages structurels peuvent être détectés. Leur approche proposée a été appliquée à des structures linéaires.

Il est très difficile de distinguer et localiser la source de vibration dans une machine très complexe. L'analyse dans le domaine temporel possède des limites dans l'identification des défauts dans un composant spécifique, car une machine est composée généralement de nombreux éléments et leurs contributions individuelles au signal global de vibration sont très difficiles à distinguer.

En pratique, l'utilisation du signal temporel est très difficile et par conséquent cela ne permet pas de déterminer les composantes défectueuses d'une machine complexe [28]. Ceci a conduit les chercheurs vers un autre domaine où ils peuvent étudier la répartition de l'énergie du signal sur les fréquences, en utilisant l'analyse spectrale, qui peut détecter facilement la source et l'origine des vibrations. Cette analyse est basée sur la transformée de Fourier qui a été inventée en 1812 par le baron Joseph Fourier, un mathématicien et physicien français. Elle a été utilisée pour la première fois dans la propagation de la chaleur [29]. Les chercheurs ont utilisé la transformée de Fourier rapide (FFT) dans les signaux vibratoires qui a été publiée en 1965 par J. W. Cooley et J. W. Tukey [30, 31]. M.T. Heideman et al ont montré que cet algorithme était déjà imaginé par Carl Friedrich Gauss en 1805 [32], en représentant le signal dans un diagramme amplitude-fréquence, dans lequel on dessine les amplitudes en fonction des fréquences de toutes les composantes vibratoires induites par le fonctionnement d'une machine [33]. Ce diagramme est appelé spectre et est utilisé pour identifier l'emplacement des défauts en reliant les fréquences caractéristiques. Cavacece et al [34] ont utilisé l'analyse spectrale pour détecter les défauts d'un système de transmission d'une boîte de vitesse d'hélicoptère EH101, en utilisant l'auto puissance et la puissance croisée des spectres et qui permettent de reconnaître les défauts liés à la non-linéarité du système mécanique. Md. Ariful Hoque [35] a utilisé l'analyse spectrale dans la détection d'un problème de balourd sur un ventilateur entraîné par un moteur électrique via une courroie. Ce balourd est révélé par une amplitude très élevée à la fréquence de rotation ; et après équilibrage, l'amplitude a diminué jusqu'à une limite raisonnable.

Parmi les techniques d'analyse spectrale, il y a le cepstre de puissance qui est la transformée de Fourier inverse du spectre de puissance logarithmique. M. El Badaoui et al [36] ont appliqué cette technique sur des réducteurs à engrenages en utilisant des accéléromètres pour mesurer les vibrations, ils ont calculé la contribution au cepstre de la modulation due à plusieurs périodes de rotation, leurs expériences montrent que l'analyse spectrale est un outil de diagnostic simple et efficace. Cécile Capdessus et Menad Sidahmed [37] montrent que l'analyse de cepstre est capable de détecter la présence d'un défaut sur un

engrenage. Une étude similaire a été faite par I. Bratu et al [38]; ils montrent que l'analyse cepstrale s'avère être un complément important à l'analyse spectrale. M. El Badaoui et al [39] ont développé un indicateur à partir des pics de cepstre qui indique l'apparition de l'écaillage sur les dents. Randall [40] a appliqué cette approche au diagnostic des défauts de la boîte des vitesses en comparant entre la méthode de la moyenne synchrone du signal et l'analyse cepstrale. Il a noté que l'analyse du spectre, complétée par l'analyse du cepstrale, est la technique la plus facile à réaliser et qui offre les meilleures possibilités de diagnostic des défauts sur une large gamme de conditions.

Une autre technique largement utilisée dans le domaine fréquentiel est l'analyse d'enveloppe basée sur la démodulation d'amplitude. P.D. McFadden et J.D. Smith [41] l'ont utilisé sur les roulements, en cherchant leurs fréquences de résonances dans les spectres et après ils ont appliqué l'analyse d'enveloppe autour de ces fréquences. Ils l'ont nommé la technique de résonance à haute fréquence. Ils ont constaté que l'utilisation de cette technique est limitée par le bon choix de la fréquence de résonance. D. Ho et R. B. Randall [42] ont étudié comment le défaut du jeu au niveau des paliers à roulement peuvent être simulés numériquement, en créant des fluctuations aléatoires sur la périodicité des chocs d'excitation ; ils ont utilisé la transformée de Hilbert pour démoduler le signal vibratoire. Ils ont constaté que le carré du signal modulant donne des meilleurs résultats par rapport au spectre d'enveloppe ordinaire.

La propriété non-stationnaire d'un signal fait que l'analyse spectrale devient un outil de traitement du signal insuffisant car elle ne fournit pas d'informations dans le temps [43]. Pour rendre la transformée de Fourier utile dans le traitement des signaux non-stationnaires, Gabor [44] a proposé en 1946, la transformée de Fourier à fenêtre glissante basée sur la décomposition du signal en petits segments temporels. Il a utilisé cette technique dans la théorie de communication. Elle a été connue plus tard sous le nom analyse dans domaine temps-fréquence, qui a la capacité de traiter les signaux stationnaires et non stationnaires. Au cours des dernières années, plusieurs techniques temps-fréquence, ont été développées telles que les distributions de Wigner-Ville, de Choi-Williams, les transformées en ondelette...etc.

La distribution de Wigner-Ville (WVD) a été développée, la première fois, en mécanique quantique en 1932, par Wigner [45,46], et sa première utilisation dans le traitement du signal est en 1942 par Ville [47] ; c'est la distribution de l'énergie du signal dans les domaines fréquentiels et temporels. W.J. Staszewski et al [48,46] ont appliqué deux formes différentes

du WVD sur les données vibratoires d'une boîte des vitesses à engrenage droit ; ils ont démontré que le WVD est capable de détecter les défauts au niveau des dents. Une autre étude a été faite par Meng [49] sur un compresseur de dioxyde de carbone dans un complexe pétrolier-chimique, qui représente un problème du tourbillon d'huile révélé par la présence de la composante d'un demi de la fréquence de rotation. Il a montré l'efficacité de la WVD dans la détection du défaut.

La transformée en ondelette, est la décomposition du signal par ondelettes, qui a été développé par Yves Meyer [50]. Baoping Tang et al [51] a proposé une méthode de diagnostic des défaillances d'éoliennes, à partir de la transformation en ondelettes de Morlet et de la distribution de Wigner-Ville. Wensheng Su [52] a proposé une nouvelle méthode hybride basée sur un filtre d'ondelettes de Morlet pour le diagnostic de défaut du palier à roulement. Les résultats obtenus à partir de la simulation numérique et l'expérimentale montrent que la méthode proposée est très efficace. Un autre travail a été fait par Yuan Yunlong et Zhang Zhenxiang [53] sur les paliers à roulement, où ils ont proposé une méthode d'analyse combinée entre le kurtosis et la transformation en ondelettes qui a été jugée utile pour la détection et le diagnostic des défaillances des roulements.

D'autres techniques ont été utilisées dans le diagnostic vibratoire des machines tournantes en régime transitoire, comme le diagramme de Bode, Polar, et spectre de Cascade... qui nécessitent la mesure du signal de vitesse ou la référence de phase pour suivre les forces d'excitations. Si la machine fonctionne à une vitesse de rotation constante, les signaux vibratoires sont directement synchronisés à cette vitesse qui ne sont pas vraiment déterministes, à cause des petites variations aléatoires de la vitesse, dues aux vibrations en torsion du rotor et les fluctuations de couple entre l'élément entraîné et entraînant. La plus parts des travaux effectués dans le diagnostic vibratoires s'intéressent à la vibration en flexion mesurées par des capteurs de vibrations soit en déplacement, en vitesse ou en accélération. On ignore les vibrations en torsion, qui introduisent des variations angulaires instantanées de la vitesse de rotation. Dans la réalité, il n'existe jamais une vitesse de rotation constante, qui est toujours égale à une valeur moyenne avec des fluctuations causées par les défauts existants, ceci crée une micro-variation périodique de cette vitesse, on se retrouve devant un problème de sa non-uniformité. Le but du traitement de signal est de séparer les différents constituants des signaux, qui peuvent être déterministes, aléatoires stationnaires ou aléatoires cyclostationnaires [54].

Récemment, des recherches ont été menées pour étudier les signaux cyclostationnaires dans le diagnostic des machines tournantes. La première étude de la cyclostationnarité a été faite dans le domaine de la communication, en 1958 par W. R. Bennett [55,56]. Sa première utilisation dans le diagnostic vibratoire a été faite par C. Capdessus dans les années 90 [57]; il l'a appliqué dans la détection des défauts d'engrenage sur une roue d'un réducteur. Des comparaisons ont été faites par G. Dalpiaz et al [58] entre les nouvelles approches de la cyclostationnarité, basées sur l'analyse temps-fréquence, et l'analyse cepstrale. Il a montré que les techniques proposées sont très efficace pour la détection de fissures au niveau des dents du réducteur. Riccardo Rubini et Menad Sidahmed [59] ont effectué des diagnostics sur des engrenages en utilisant des techniques basées sur la théorie cyclostationnaire qui confirme sa fiabilité dans la détection des défauts d'engrènement.

On trouve la cyclostationnarité clairement dans le signal de la vitesse de rotation. Des recherches ont été menées pour améliorer la surveillance vibratoire, en exploitant les informations contenues dans les variations angulaires des signaux de la vitesse de rotation. Les amplitudes des fluctuations des angles de phase de la fréquence de rotation varient en fonction de l'augmentation de la gravité des défauts à une vitesse constante. C'est pourquoi nous devons dire la variation angulaire instantanée. Si la machine est en bon état et en régime permanent, les variations angulaires instantanées sont pratiquement constantes et une accélération angulaire quasi nulle [60]. Cette technique est connue par l'acyclisme, qui est définie comme la fluctuation de la vitesse de rotation autour une valeur moyenne [61]. Cette dernière s'est développée durant ces dernières années. D'abord, elle est principalement utilisée pour la détection des défauts des moteurs à combustion interne à mouvement alternatif et des boîtes de vitesses. L'acyclisme du moteur thermique provient des explosions dans les cylindres qui provoquent des variations angulaires instantanées de la vitesse de rotation [62].

Tuma [63] détermine l'erreur de transmission dans un rapport d'une boîte des vitesses en utilisant la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation. La méthode de mesure est basée sur la démodulation de phase des signaux d'impulsion en utilisant la théorie des signaux analytiques. Tuma [64,65] ont dérivé la modulation de phase du signal instantané des mesures de l'accélération angulaire du vilebrequin. Ils ont noté que de nombreuses défaillances causées par une combustion et une mécanique défectueuses dans les moteurs multicylindres peuvent être détectées grâce à cette méthode.

P. Charles et al [66] ont utilisé le signal de la vitesse d'angulaire instantanée représentant la vibration de torsion du vilebrequin dans les moteurs diesel relativement gros, en utilisant des coordonnées polaires relatives à la fois aux angles de l'ordre d'allumage du cylindre et à l'amplitude de la vibration de torsion a été proposée. La méthode proposée identifie à la fois les défauts et le cylindre défectueux particulier. RenYunpeng et Hu Tianyou [67] ont proposé une méthode de diagnostic des défaillances du moteur diesel basées sur la mesure de l'accélération angulaire. En utilisant deux capteurs, le premier détecte le signal de la vitesse de rotation et l'autre détecte le signal de la position du vilebrequin du moteur diesel. Ils ont constaté que le diagnostic de panne du moteur diesel basé sur l'accélération angulaire instantanée du vilebrequin est une sorte de technique pratique de diagnostic de panne. Sika et Vexel [68-70] ont étudié les paramètres d'acyclisme dus aux charges dynamiques des dents. Fakher Chaari et al [71, 82, 73] ont étudié l'influence de la variation de la vitesse de rotation sur le comportement dynamique d'un réducteur à engrenage en régime transitoire.

Durant notre recherche bibliographique, nous n'avons trouvé aucune application de cette méthode dans les machines tournantes, sauf quelques travaux et essais effectués par des entreprises industrielle qui n'était pas la base d'une recherche où un sujet d'articles scientifiques. Le travail du G.ZAZA et al [74] peut être considéré comme une application originale de la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation sur les machines tournantes. Ils ont développé une méthode d'analyse basée sur la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré autour une fréquence porteuse. Elle est tirée de la méthode d'acyclisme.

Chapitre II :

Formulation Mathématique

2.1. Introduction

A

avant de procéder à l'analyse vibratoire d'une machine, il est primordial de passer par l'étude du comportement des rotors et à la modélisation des fluctuations de sa vitesse de rotation. Cette étude est connue comme la dynamique des rotors. La détermination de la relation entre la vibration radiale et la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation est essentielle dans notre analyse où on expose la méthode de l'extraction de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, en utilisant la transformée de Hilbert.

L'analyse vibratoire représente actuellement un moyen efficace pour la détection des défauts dans les machines tournantes. L'outil d'analyse le plus largement utilisé est, sans doute, l'analyse spectrale avec la transformée rapide de Fourier du signal vibratoire de la machine ; dans plusieurs cas pratiques, cet outil a montré une faiblesse dans la détection des défauts. En effet, dans le diagnostic vibratoire, on utilise souvent des capteurs de vibrations qui mesurent la vibration de la machine suivant une direction : verticale, horizontale ou axiale, d'où l'intérêt aux vibrations en flexion dans la dynamique des rotors, en ignorant ainsi la vibration en torsion. Dans de tels cas, l'utilisation d'autres méthodes de détection s'avère nécessaire. L'une d'elles, dernièrement développée, est celle de l'acyclisme, qui se base sur la variation angulaire de la vitesse de rotation et de la dynamique du rotor en torsion. Le phénomène de l'acyclisme est bien connu dans l'industrie des moteurs alternatifs à combustion interne. Les défauts, qui affectent les lignes d'arbres, entraînent des variations instantanées de la vitesse de rotation.

Dans l'analyse de l'acyclisme, on traite seulement la variation angulaire causée par la vibration en torsion, qui va créer une modulation en phase provoquant une micro-variation périodique de la vitesse de rotation ; en revanche, dans l'analyse spectrale on traite tout le signal enregistré par le capteur de vibration.

La question qui va se poser sur l'efficacité de l'application de la méthode de l'acyclisme dans le diagnostic vibratoire des machines tournantes, comme les turbines, compresseurs, pompes...etc, et sur l'interprétation du spectre de la variation angulaire. Pour cela, on commence par étudier la dynamique des rotors.

2.2. Dynamique des rotors en flexion

On considère un rotor tournant, à une vitesse ω . Sachant que le centre de gravité n'est jamais situé exactement sur l'axe de rotation, on aura toujours une force dans la direction radiale appelée force centrifuge. Ceci est un balourd :

$$F_0 = me\omega^2 \quad (2.01)$$

avec :

- F_0 : l'amplitude de la force centrifuge du balourd;
- m : la masse du rotor ;
- e : l'excentricité dynamique du centre de la gravité par rapport à l'axe de rotation de l'arbre ;
- ω : la fréquence de rotation en rd/s

On suppose que le rotor comme un arbre de masse négligée avec un disque mince de masse m situé au milieu de la portée des paliers (rotor Jeffcott). O est le centre du repère Oxy , où l'axe (X) est horizontal et l'axe (Y) est vertical dirigé vers le bas (figure 2.01).

On étudie le mouvement du centre du rotor $C(x_C, y_C)$, dont le centre de gravité est $G(x_G, y_G)$.

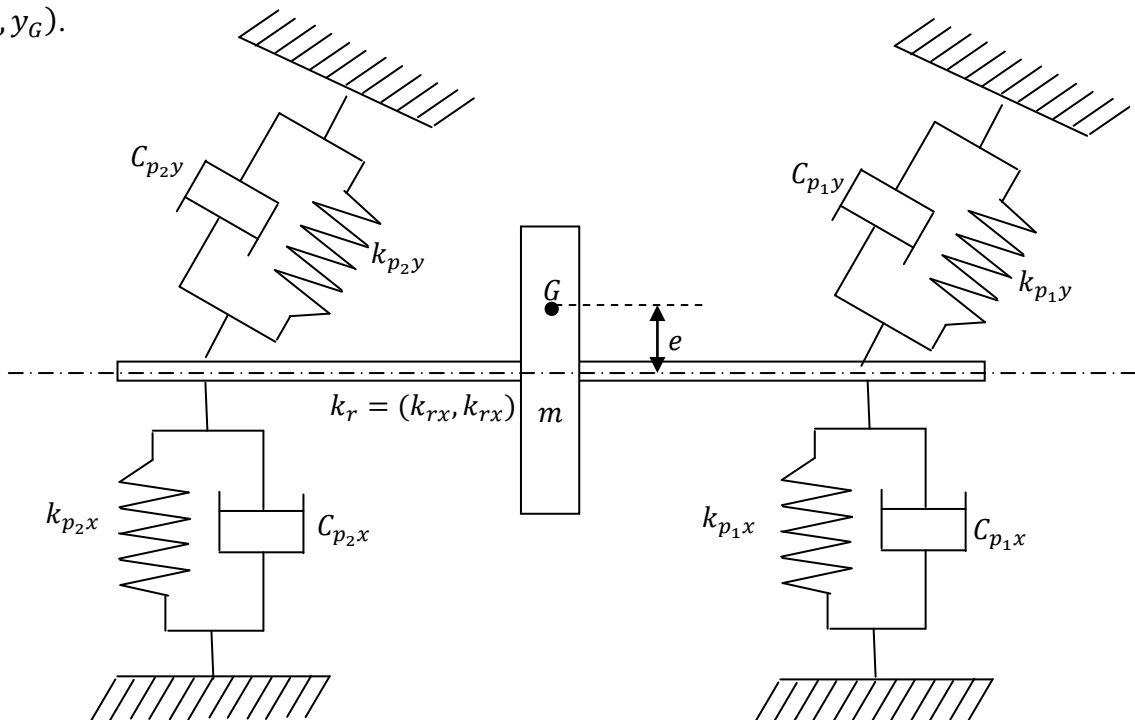


Figure 2.01. Rotor Jeffcott.

La relation entre les deux points C et G est :

$$\begin{cases} x_G = x_C + e \cos(\omega t) \\ y_G = y_C + e \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.02)$$

Les efforts suivants (figure 2.03) agissent sur le rotor [75] :

- La force de rappel de l'arbre déformé: $F_R = k l$, avec l est la flèche du centre du rotor et k_{eq} est la raideur équivalente incluant influence des paliers (figure 2.02). Cette raideur a deux composantes suivant les deux directions qui peuvent être déterminées comme suite :

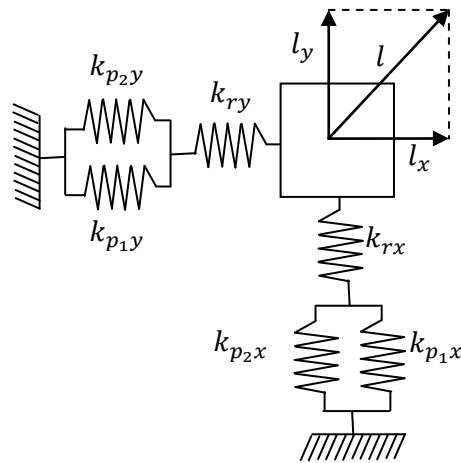


Figure 2.02. Schéma du système des raideurs.

Si $k_{p1x} = k_{p2x} = k_{px}$

Donc la raideur équivalente est :

$$k_x = \frac{2k_{px}}{1 + \frac{2k_{px}}{k_{rx}}} \quad (2.03)$$

$$k_y = \frac{2k_{py}}{1 + \frac{2k_{py}}{k_{ry}}} \quad (2.04)$$

Lorsque $k_{px} \gg k_{rx}$ et $k_{py} \gg k_{ry}$ donc

$$k_x = k_{rx}$$

$$k_y = k_{ry}$$

Lorsque $k_{rx} \gg k_{px}$ et $k_{ry} \gg k_{py}$

- Si le rotor est très rigide $k_{rx} = k_{ry} = \infty$, donc $\frac{2k_{px}}{k_{rx}} = \frac{2k_{py}}{k_{ry}} = 0$

$$k_x = 2k_{px}$$

$$k_y = 2k_{py}$$

- Si le rotor est flexible ($k_{rx} \neq \infty, k_{ry} \neq \infty$), alors $\frac{2k_{px}}{k_{rx}} \neq 0$ et $\frac{2k_{py}}{k_{ry}} \neq 0$

$$k_x = \frac{2k_{px}}{1 + \frac{2k_{px}}{k_{rx}}}$$

$$k_y = \frac{2k_{py}}{1 + \frac{2k_{py}}{k_{ry}}}$$

avec :

k_x : La raideur de l'équivalent suivant la direction x .

k_y : La raideur de l'équivalent suivant la direction y .

k_{px} : La raideur de chaque palier suivant la direction x .

k_{py} : La raideur de chaque palier suivant la direction y .

k_{rx} : La raideur de l'ensemble rotor et disque suivant la direction x .

k_{ry} : La raideur de l'ensemble rotor et disque suivant la direction y .

- La force d'amortissement extérieure de la vibration par frottement dans le fluide ambiant : $F_D = c \frac{dl}{dt}$.
- Le poids du rotor : $F_G = m.g$
- La force d'inertie appliquée au point C : $F_i = m a$
- Le couple net M résultant des couples moteurs et résistants appliqués au rotor.

On suppose que notre système est symétrique et les raideurs élastiques et les facteurs d'amortissement selon les deux axe (X) et (Y) sont égaux :

- $k_x = k_y = k$

- $c_x = c_y = c$

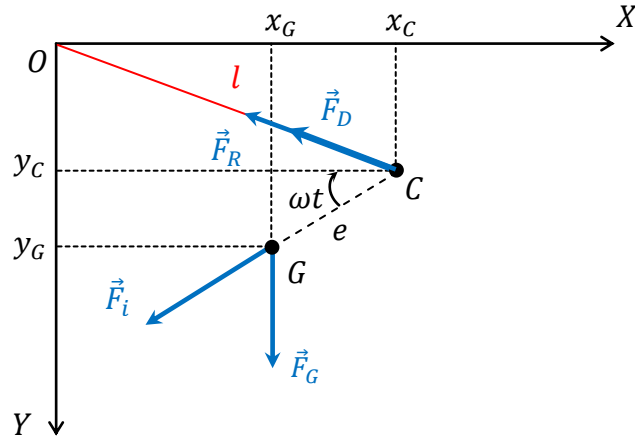


Figure 2.03. Les forces appliquées sur le rotor.

L'équilibre des forces statiques s'écrit pour $t = t_0$:

$$\begin{cases} x_c(t_0) = x_0 \\ y_c(t_0) = y_0 \end{cases} \quad (2.05)$$

D'où : $\dot{x} = \dot{y} = \ddot{x} = \ddot{y} = 0$;

Dans ce cas il n'y a que deux efforts qui agissent sur le rotor :

- le poids du rotor : $F_G = mg$,
- la force de rappel de l'arbre : $F_R = -kl$

Donc :

$$\vec{F}_R + \vec{F}_G = \vec{0} \quad (2.06)$$

La projection de l'équation (2.06) sur les axes (X) et (Y) donne :

$$\begin{cases} kx_0 = 0 \\ ky_0 = mg \end{cases} \quad (2.07)$$

Donc l'équation (2.07) devient :

$$\begin{cases} kx_0 + kx + c\dot{x} + m\ddot{x} = me\omega^2 \cos(\omega t) \\ ky_0 + ky + c\dot{y} + m\ddot{y} = me\omega^2 \sin(\omega t) + mg \end{cases} \quad (2.08)$$

En remplaçant l'équation (2.07) dans l'équation (2.08), on obtient :

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = me\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.08)$$

L'amplitude de la force d'excitation du balourd est $F_0 = me\omega^2$:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos(\omega t) \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_0 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.09)$$

On divise l'équation (2.08) sur k et en multipliant et divisant le terme de vitesse par $2m$, on obtient :

$$\begin{cases} \frac{m}{k}\ddot{x} + \frac{2m}{2m} \frac{c}{k}\dot{x} + x = \frac{F_0}{k} \cos(\omega t) \\ \frac{m}{k}\ddot{y} + \frac{2m}{2m} \frac{c}{k}\dot{y} + y = \frac{F_0}{k} \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.10)$$

On pose : $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ et $\eta = \frac{c}{2\omega_n m}$:

$$\begin{cases} \frac{1}{\omega_n^2}\ddot{x} + \frac{2\eta}{\omega_n}\dot{x} + x = \frac{F_0}{k} \cos(\omega t) \\ \frac{1}{\omega_n^2}\ddot{y} + \frac{2\eta}{\omega_n}\dot{y} + y = \frac{F_0}{k} \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.11)$$

L'équation (2.11) représente l'équation du mouvement d'un système forcé, sous la forme d'un système d'équations différentielles non homogène du second ordre. Leurs solutions générale sont égales à la somme de la solution homogène du système d'équations sans second membre qui représente le mouvement transitoire (vibration libre, $F(t) = 0$) et de la solution particulière du système d'équations non homogène avec la force d'excitation $F(t)$.

$$\begin{cases} x(t) = x_H(t) + x_P(t) \\ y(t) = y_H(t) + y_P(t) \end{cases} \quad (2.12)$$

avec :

- $x_H(t)$ et $y_H(t)$: solutions homogènes ;
- $x_P(t)$ et $y_P(t)$: solutions particulières.

La solution homogène correspond à un régime transitoire sans l'influence de la force d'excitation, et ne dure qu'un certain temps, qui devient négligeable devant le régime excité par une force permanente. Donc la solution générale du système est celle imposée par les forces d'excitations [76-79].

Pour résoudre le système d'équations (2.11), il est recommandé d'utiliser les grandeurs complexes associées à $x(t)$ et $y(t)$ [76] :

$$z = x + jy \quad (2.13)$$

où

$$z = Z \exp(j\omega t) \quad (2.14)$$

Alors :

$$\begin{cases} x = X \exp(j\omega t) \\ y = Y \exp(j\omega t) \end{cases} \quad (2.15)$$

La première dérivée est égale à

$$\begin{cases} \dot{x} = j\omega X \exp(j\omega t) \\ \dot{y} = j\omega Y \exp(j\omega t) \end{cases} \quad (2.16)$$

La deuxième dérivée est égale à :

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\omega^2 X \exp(j\omega t) \\ \ddot{y} = -\omega^2 Y \exp(j\omega t) \end{cases} \quad (2.17)$$

Donc :

$$Z = X + jY \quad (2.18)$$

On remplace les équations (2.15), (2.16) et (2.17) dans le système d'équation (2.11) ; il devient :

$$\begin{cases} \left(\frac{-\omega^2}{\omega_n^2} + j2\eta \frac{\omega}{\omega_n} + 1 \right) X \exp(j\omega t) = \frac{F_0}{k} \cos(\omega t) \\ \left(\frac{-\omega^2}{\omega_n^2} + j2\eta \frac{\omega}{\omega_n} + 1 \right) Y \exp(j\omega t) = \frac{F_0}{k} \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.19)$$

A partir des équations (2.18) et (2.19), nous obtenons ce qui suit :

$$\left(\frac{-\omega^2}{\omega_n^2} + j2\eta \frac{\omega}{\omega_n} + 1 \right) Z \exp(j\omega t) = \frac{F_0}{k} \exp(j\omega t) \quad (2.20)$$

ou :

$$\left(\frac{-\omega^2}{\omega_n^2} + j2\eta \frac{\omega}{\omega_n} + 1 \right) Z = \frac{F_0}{k} \quad (2.21)$$

La solution de l'équation (2.27) est sous la forme :

$$z_p = |Z_p| \exp(j\omega t + \psi) \quad (2.22)$$

où Z_p est un nombre complexe de module $|Z_p|$ et de la phase ψ . $x_p(t)$ est représentée par la projection sur l'axe réel de rotation du complexe vecteur $Z_p \exp(j\omega t)$:

$$x_p(t) = \text{Re}(|Z_p| \exp(j\omega t + \psi)) \quad (2.23)$$

$$x_p(t) = |Z_p| \cos(\omega t + \psi) \quad (2.24)$$

et $y_p(t)$ est représentée par la projection sur l'axe imaginaire de la rotation du complexe du vecteur $Z_p \exp(j\omega t)$.

$$y_p(t) = \text{Im}(|Z_p| \exp(j\omega t + \psi)) \quad (2.25)$$

$$y_p(t) = |Z_p| \sin(\omega t + \psi) \quad (2.26)$$

$|Z_p|$ représente l'amplitude de vibration et ψ la phase entre la vibration et la force appliquée.

2.3. Fonction de transfert

On suppose le système comme une boîte fermée (figure 2.04) qui subit des excitations extérieures représentées par $F(t)$ et répond par un déplacement $z_p(t)$ qui est la solution du système d'équations.

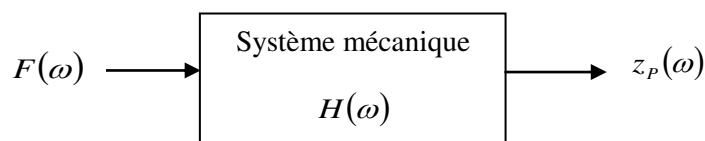


Figure 2.04. La fonction du transfert.

Le rapport entre la réponse et l'excitation représente la fonction de transfert $H(\omega)$ [76].

$$H(\omega) = \frac{z_p(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.27)$$

À partir des équations (2.27) et (2.21), la fonction de transfert $H(\omega)$ devient sous la forme suivante :

$$H(\omega) = \frac{Z}{F_0} = \frac{1/k}{\frac{-\omega^2}{\omega_n^2} + j2\eta\frac{\omega}{\omega_n} + 1} \quad (2.28)$$

ou :

$$H(\omega) = \frac{1/k}{1 - \beta^2 - j2\eta\beta} \quad (2.29)$$

avec $\beta = \frac{\omega}{\omega_n}$ est le rapport des fréquences.

On simplifie l'équation (2.29), en multipliant et divisant le numérateur et dénominateur par $(1 - \beta^2 + 2j\eta\beta)$:

$$H(\omega) = \frac{1/k}{1 - \beta^2 - 2j\eta\beta} \left(\frac{1 - \beta^2 + j2\eta\beta}{1 - \beta^2 + j2\eta\beta} \right) \quad (2.30)$$

On obtient alors :

$$H(\omega) = \frac{(1 - \beta^2 + j2\eta\beta)}{k((1 - \beta^2)^2 + (j2\eta\beta)^2)} \quad (2.31)$$

ou :

$$H(\omega) = \frac{1 - \beta^2}{k((1 - \beta^2)^2 + (j2\eta\beta)^2)} + j \frac{j2\eta\beta}{k((1 - \beta^2)^2 + (j2\eta\beta)^2)} \quad (2.32)$$

La fonction de transfert en fonction de temps est égale à :

$$H(t) = |H(t)| \exp(j\omega t + \psi) \quad (2.33)$$

Son module est égale à $|H(\omega)|$:

$$|H(\omega)| = \sqrt{(\text{Re}(H(\omega)))^2 + (\text{Im}(H(\omega)))^2} \quad (2.34)$$

A partir des équations (2.32) et (2.34), on aura :

$$|H(\omega)| = \sqrt{\left(\frac{(1-\beta^2)}{k((1-\beta^2)^2 + (j2\eta\beta)^2)}\right)^2 + \left(\frac{j2\eta\beta}{k((1-\beta^2)^2 + (j2\eta\beta)^2)}\right)^2} \quad (2.35)$$

qui devient après simplifications :

$$|H(\omega)| = \frac{1}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (j2\eta\beta)^2}} \quad (2.36)$$

L'argument de la fonction de transfert est ψ :

$$\psi = \arctan\left(\frac{\text{Im}(H(\omega))}{\text{Re}(H(\omega))}\right) \quad (2.37)$$

À partir des équations (2.32) et (2.37), cette dernière devient :

$$\psi = \arctan\left(\frac{\frac{2\eta\beta}{k((1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2)}}{\frac{(1-\beta^2)}{k((1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2)}}\right) \quad (2.38)$$

Simplifions équation (2.38) :

$$\psi = \arctan\left(\frac{2\eta\beta}{1-\beta^2}\right) \quad (2.39)$$

La solution de l'équation (2.21) devient de la forme suivante :

$$z_p(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (2.40)$$

En fonction du temps z_p est égale à :

$$z_p(t) = |H(t)|\exp(j\omega t + \psi)|F_0|\exp(j\omega t + \theta) \quad (2.41)$$

Sous forme simplifiée, elle devient :

$$z_p(t) = |H(t)||F_0| \exp(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.42)$$

Les solutions $x(t)$ et $y(t)$ du système d'équations (2.11) deviennent :

$$x(t) = \operatorname{Re}(z_p(\omega)) \quad (2.43)$$

$$y(t) = \operatorname{Im}(z_p(\omega)) \quad (2.44)$$

On remplace l'équation (2.42) dans (2.43) et (2.44), alors :

$$x(t) = \operatorname{Re}(|H(t)||F_0| \exp(j\omega t + \psi + \theta)) \quad (2.45)$$

$$y(t) = \operatorname{Im}(|H(t)||F_0| \exp(j\omega t + \psi + \theta)) \quad (2.46)$$

ou :

$$x(t) = |H(t)||F_0| \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.47)$$

$$y(t) = |H(t)||F_0| \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.48)$$

En remplaçant l'équation (2.36) dans les équations (2.47) et (2.48), on obtient :

$$x(t) = \frac{|F_0|}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2}} \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.49)$$

$$y(t) = \frac{|F_0|}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2}} \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.50)$$

2.4. Facteur d'amplification en régime permanent

Le facteur d'amplification dynamique est le rapport entre l'amplitude de la réponse du déplacement due à la force d'excitation et le déplacement statique [76-79]:

$$\mu = \frac{X}{x_{st}} \quad (2.51)$$

Le déplacement statique est :

$$x_{st} = \frac{|F_0|}{k} \quad (2.52)$$

Le module du déplacement dynamique est égale à :

$$X = \frac{|F_0|}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2}} \quad (2.53)$$

À partir des équations (2.52) et (2.53), l'équation (2.51) devient :

$$\mu = \frac{\frac{|F_0|}{k\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2}}}{\frac{|F_0|}{k}} \quad (2.54)$$

ou :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\eta\beta)^2}} \quad (2.55)$$

Le facteur d'amplification devient sous la forme suivante :

$$\mu = k|H(\omega)| \quad (2.56)$$

la réponse en régime permanent $x(t)$ devient alors :

$$x(t) = \mu \frac{F_0}{k} \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.57)$$

De même, on aura pour $y(t)$:

$$y(t) = \mu \frac{F_0}{k} \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.58)$$

Si on remplace F_0 par sa valeur $me\omega^2$ dans les équations (2.57) et (2.58), on obtient :

$$x(t) = \mu \frac{me\omega^2}{k} \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.59)$$

$$y(t) = \mu \frac{me\omega^2}{k} \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.60)$$

qui deviennent :

$$x(t) = \mu\beta^2 e \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.61)$$

$$y(t) = \mu\beta^2 e \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.62)$$

avec : $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ et $\beta = \frac{\omega}{\omega_n}$.

2.5. Raideur dynamique

Les équations (2.61) et (2.62) représentent les solutions du système des équations de mouvement (2.09) qui est la réponse fondamentale synchrone du rotor qui exprime l'équilibre entre les forces de support (raideur, amortissement et inertie du rotor) et les force du balourd. La représentation de l'équation (2.09) sous la forme d'un diagramme vectoriel peut exprimer le comportement dynamique du système autour de la fréquence de la résonance ω_0 . Ce qui donne, la relation de phase entre l'accélération, la vitesse et le déplacement, pour formuler ces grandeurs en fonction du déplacement.

La vitesse est la dérivée du déplacement

$$\dot{x}(t) = -\mu\beta^2 e \omega \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.63)$$

$$\dot{y}(t) = \mu\beta^2 e \omega \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.64)$$

L'accélération est la deuxième dérivée du déplacement :

$$\ddot{x}(t) = -\mu\beta^2 e \omega^2 \cos(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.65)$$

$$\ddot{y}(t) = -\mu\beta^2 e \omega^2 \sin(j\omega t + \psi + \theta) \quad (2.66)$$

Alors :

$$a = -\omega^2 d \quad (2.67)$$

$$v = j\omega d \quad (2.68)$$

avec :

d : Déplacement vibratoire (réponse vibratoire),

v : Vitesse vibratoire,

a : Accélération vibratoire.

On remplace les termes accélération et vitesse dans l'équation du mouvement, en mettons le déplacement en facteur, on obtient ce qui suit :

$$(-m\omega^2 + jc\omega + k)d = me\omega^2 \cos(\omega t + \phi) \quad (2.69)$$

avec ϕ est le déphasage entre la réponse et la force d'excitation.

Le terme $(-m\omega^2 + jc\omega + k)$ représente la raideur dynamique synchrone avec la vitesse de rotation du rotor qui est égale à la somme vectorielle entre la raideur élastique, la raideur quadratique (amortissement) et l'inertie du rotor.

A partir de l'équation (2.69) la réponse synchrone est :

$$\vec{d} = \frac{\vec{F}}{\vec{k}_d} \quad (2.70)$$

avec : \vec{k}_d vecteur de la raideur dynamique complexe.

Pour étudier le comportement dynamique de ce système, on distingue les trois possibilités suivantes :

- Si la vitesse de rotation est inférieure à la fréquence critique de l'arbre $\omega \ll \omega_0$, les forces d'amortissement et d'inertie sont négligeables devant le terme de la raideur élastique, qui devient dominant, et le déphasage entre l'excitation et la réponse est inférieur à 90° (en phase).

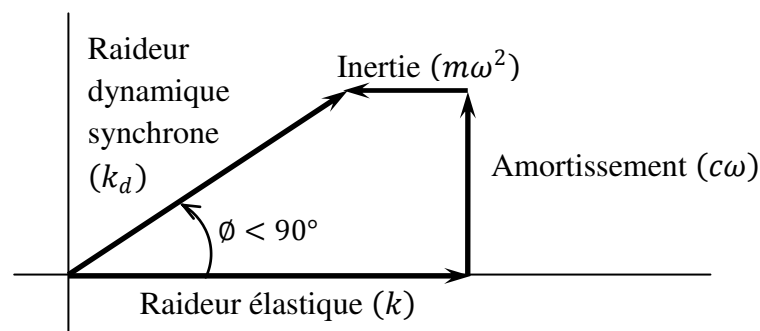


Figure 2.05. Représentation vectorielle de la réponse vibratoire à $\omega \ll \omega_0$. [80]

- Si la vitesse de rotation est égale à la fréquence critique de l'arbre $\omega = \omega_0$, la force d'inertie est égale à la force de raideur élastique, et le déphasage entre l'excitation et la réponse est égale à 90° .

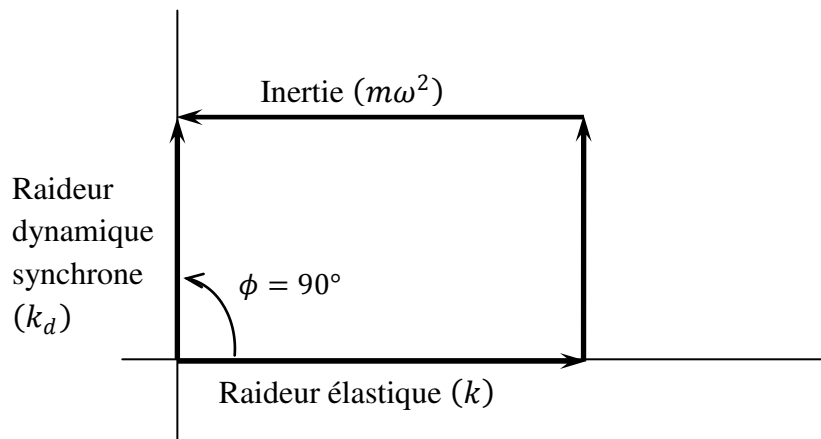


Figure 2.06.Représentation vectorielle de la réponse vibratoire à $\omega = \omega_0$. [80]

- Si la vitesse de rotation est supérieure à la fréquence critique de l'arbre $\omega \gg \omega_0$, la force d'inertie augmente d'une façon remarquable par rapport aux forces d'amortissement et de la raideur élastique, et le déphasage entre l'excitation et la réponse est supérieur à 90° (en déphasage).

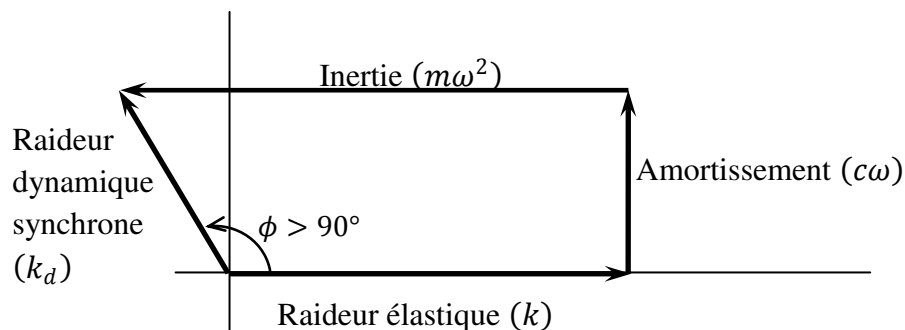


Figure 2.07.Représentation vectorielle de la réponse vibratoire à $\omega \gg \omega_0$. [80]

2.6. Vibration de torsion

Le calcul de la raideur dynamique de torsion est similaire à la raideur dynamique latérale, en remplaçant les paramètres vibratoires de torsion suivants (figure 2.08):

- Angle de torsion relative $\gamma = \theta_1 - \theta_2$ à la place du déplacement latérale $x(t)$ et $y(t)$ (θ_1 et θ_2 vibration angulaire des disques 1 et 2 respectivement).
- Moment d'inertie massique I_0 à la place de la masse m .
- Amortissement de torsion c_t à la place de l'amortissement c .

- Raideur de torsion k_t à la place de $k.0$
- Couple résultant $(T_1(t) - T_2(t))$ à la place de la force d'excitation $F(t)$.

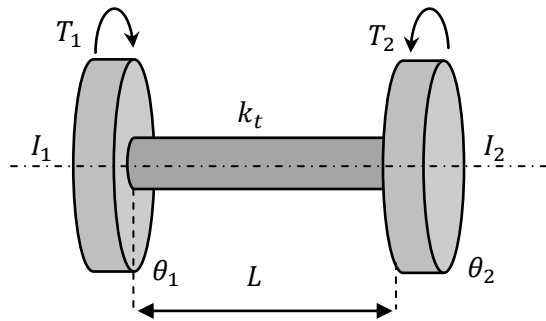


Figure 2.08. Vibration de torsion.

La symétrie, donc $I_1 = I_2 = I$, On simplifie le système en supposant, ce qui suit :

-
- La torsion relative dynamique : $\gamma = \theta_1 - \theta_2$.

L'équation du mouvement est sous la forme suivant :

$$k_t = \frac{G_0 I_0}{L}$$

G_0 : Module de cisaillement

k_t : Rigidité en torsion [NM/rd]

I_0 : Inertie polaire $I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$

I_1, I_2 : Inertie de masse [Kg.m²]

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 + C_t \dot{\theta}_1 - C_t \dot{\theta}_2 + K_t \theta_1 - K_t \theta_2 = T_1 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 - C_t \dot{\theta}_1 + C_t \dot{\theta}_2 - K_t \theta_1 + K_t \theta_2 = T_2 \end{cases} \quad (2.71)$$

2.7. Mesure de la vibration

2.7.1. Mesure de la vibration radiale

Dans l'industrie, pour assurer un bon fonctionnement en toute sécurité des machines tournantes, les déplacements relatifs de l'arbre entre les tourillons et le palier sont souvent surveillés à l'aide de deux capteurs inductifs. Ces derniers sont montés généralement dans le boîtier du palier de 90° l'un par rapport à l'autre (figure 2.09).

Les signaux délivrés par ces deux capteurs permettent de déterminer et suivre la position du centre de l'arbre par rapport au centre du palier et de tracer l'orbite du rotor [81].

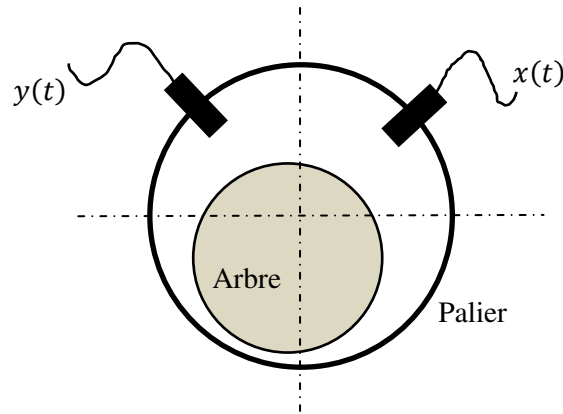


Figure 2.09. Mesure de la vibration radiale.

Dans le cas d'un problème de balourd, il va créer une force radiale tournante (figure 2.10), elle est égale à :

$$F = me\omega^2 \cos(\omega t) \quad (2.72)$$

avec :

F : Force de balourd (N)

m : Masse de déséquilibre (kg)

e : Excentricité (m)

ω : Vitesse de rotation (rad/s)

Cette force sinusoïdale peut être représentée comme la projection, sur un axe, d'une force centrifuge tournante à une vitesse angulaire constante ($2\pi f$) d'amplitude constante F_0 .

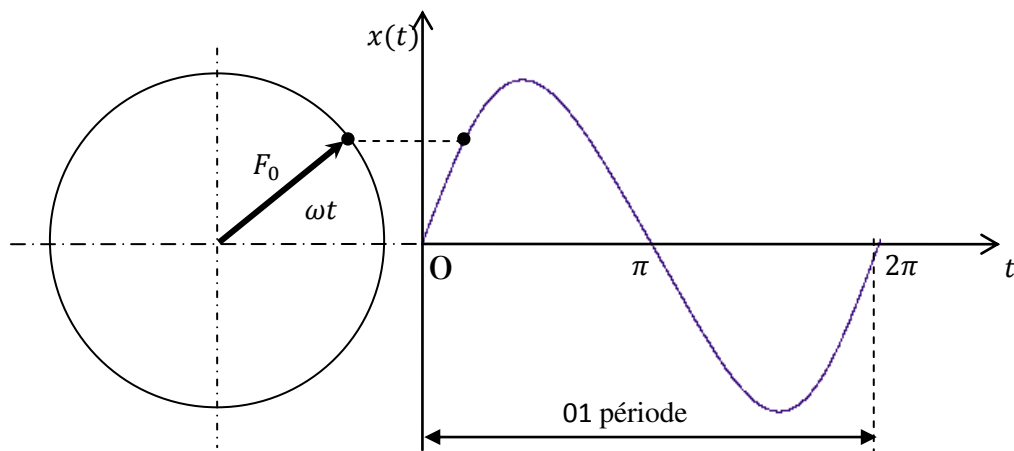


Figure 2.10. Représentation temporelle de la force d'excitation.

Elle sera capté par les deux capteurs avec un déphasage de $\pi/2$ entre eux (figure 2.11)

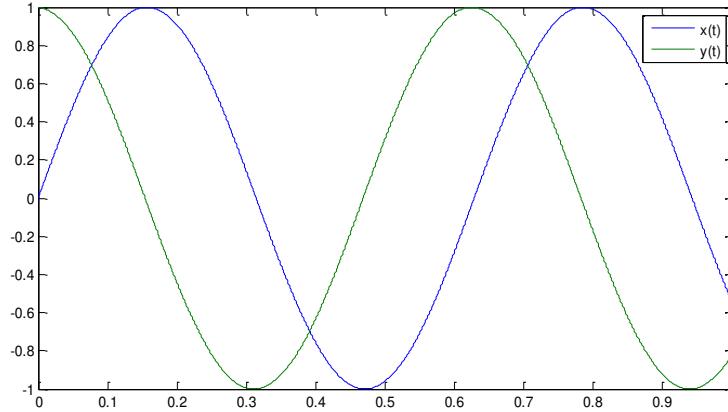


Figure 2.11. Signal temporel de la vibration relative suivant les deux axes (X) et (Y).

En cas général, les défauts affectants la ligne d'arbre d'une machine tournante (balourd, désalignement, phénomène de tourbillon d'huile, déformation d'arbre, jeu excessif, desserrage de palier, défaut de roulement ou d'accouplement, anomalie électromagnétique affectant le rotor ou le stator d'un moteur, engrènement défectueux...) se traduisent par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences fondamentales des forces. La machine comporte une multitude de sources d'excitation, et le signal peut être très difficile à analyser sous sa forme temporelle.

La force d'excitation est la somme de plusieurs forces périodiques des défauts extérieures exercées sur le rotor, elle sera sous la forme suivant :

$$F(t) = \sum_{n=0}^N |F_n| \exp(jn\omega t + \theta_n) \quad (2.73)$$

On remplace la valeur de $F(t)$ dans l'équation (2.40) qui peut être écrite suivant la composante réelle et imaginaire $x(t)$ et $y(t)$ respectivement :

$$x(t) = \sum_{n=0}^N \operatorname{Re}(H(n\omega)F(n\omega)) \quad (2.74)$$

$$y(t) = \sum_{n=0}^N \operatorname{Im}(H(n\omega)F(n\omega)) \quad (2.75)$$

ce qui donnera :

$$x(t) = \sum_{n=0}^N \operatorname{Re}(|H(n\omega)||F_n| \exp(jn\omega t + \psi_n + \theta_n)) \quad (2.76)$$

$$y(t) = \sum_{n=0}^N \operatorname{Im}(|H(n\omega)||F_n| \exp(jn\omega t + \psi_n + \theta_n)) \quad (2.77)$$

ou :

$$x(t) = x_{st} + \sum_{n=1}^N |H(n\omega)| |F_n| \cos(n\omega t + \psi_n + \theta_n) \quad (2.78)$$

$$y(t) = y_{st} + \sum_{n=1}^N |H(n\omega)| |F_n| \sin(n\omega t + \psi_n + \theta_n) \quad (2.79)$$

Les signaux vibratoires sont des signaux périodiques qui peuvent, selon Fourier, se décomposer en une somme de sinusoides appelée série de Fourier. Si $x(t)$ et $y(t)$ sont des fonctions périodiques du temps, on peut écrire :

$$x(t) = \sum_{n=0}^N X_n \cos(\omega_n t + \varphi_n) \quad (2.80)$$

$$y(t) = \sum_{n=0}^N Y_n \sin(\omega_n t + \varphi_n) \quad (2.81)$$

Pour obtenir le spectre d'un signal en utilisant la transformée rapide de Fourier du signal vibratoire et $x(t)$ et $y(t)$.

À partir de l'analyse spectrale, on peut localiser le défaut et rechercher sa cause et préconiser les remèdes. Etant donné, les composants de la machine sont liés mécaniquement, les vibrations créées par chaque élément sont transmises à l'ensemble de l'équipement de la machine, et entraînent des perturbations et variations instantanées de la vitesse de rotation. Donc le signal de la vitesse de rotation est rempli d'informations sur l'état de la machine.

2.7.2. Mesure de torsion

Si on a un couple variable qui n'est pas stable le long du rotor ; il va créer une vibration de torsion mesurée par un capteur de vitesse magnétique qui détecte la position angulaire du rotor en fonction du temps et fournit ainsi sa vitesse angulaire (généralement exprimée en tr/min). En plus de ces informations de vitesses angulaires, le signal du tachymètre est nécessaire à l'exécution d'analyses avancées telles que l'analyse d'ordre, bode, cascade et polaire. Le capteur magnétique mesure la position angulaire, une roue avec N dents qui est généralement montée sur le rotor (figure 2.12), en détectant la présence des dents (proximité de la dent). Le type de capteur de rotation classique se compose d'une bobine parcourue par un flux magnétique. Le générateur d'impulsions est une roue dentée en métal fort perméable (fer doux ou acier), fixée sur l'arbre. Le temps entre deux impulsions consécutives est directement lié à la vitesse angulaire de l'axe, en mesurant la différence de temps Δt entre les

dents de la roue. Si les écarts de temps entre les impulsions sont égaux, il n'y a pas de vibration de torsion.

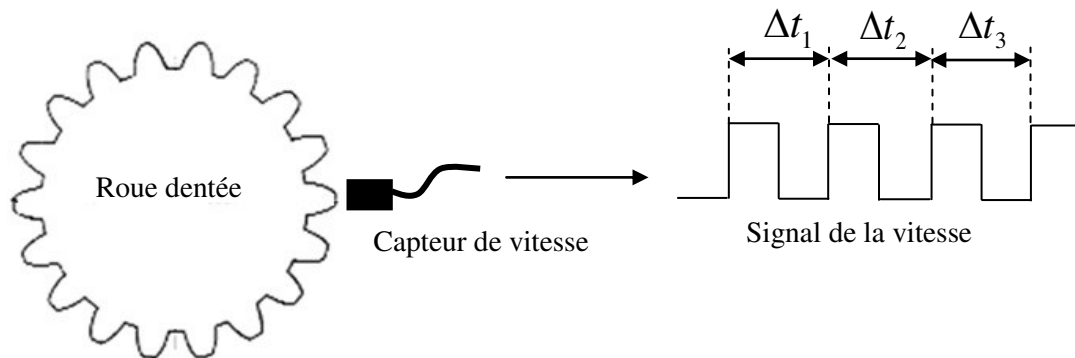


Figure2.12.Mesure de la vibration angulaire.

Plusieurs sources d'excitations provoquent les vibrations de torsion dans les machines tournantes, par exemple :

- Défaut court-circuit dans les moteurs électrique.
- Défaut mécanique dans les machines alternatives.
- Défaut d'alignement.
- Défaut d'engrènement.
- Les charges variables dans les machines hydrauliques

Si nous disons qu'il existe une vibration de torsion, cela signifie l'existence d'une variation angulaire dans la vitesse de rotation. Est le traitement du signal de cette variation instantanée de la vitesse angulaire peut nous aider à cerner et localiser la source de vibration.

2.8. Variation angulaire de la vitesse de rotation

Dans la réalité il n'existe pas une vitesse de rotation constante. Elle est toujours égale à une valeur moyenne plus des fluctuations causées par le défaut existant en créant une micro-variation périodique de la vitesse de rotation. Cela est représenté par des vibrations angulaires dues à la vibration en torsion. Et comme la position de l'arbre est affectée par les vibrations, l'instant de génération des impulsions sera affecté par les vibrations de l'arbre aussi ; on se retrouve devant un problème de non-uniformité de la vitesse de rotation de la machine, qui affecte l'orbite de l'arbre. Des études expérimentales sur la réponse de l'orbite de l'arbre pour différents défauts de rotor ont été effectuées comme celui d'Adrian D. Nembhard 2015[82]. Chaque défaut présente son propre orbite.

Le capteur de vitesse peut voir le passage des dents porteuses comme la projection d'un vecteur qui tourne le long du cercle trigonométrique (figure 2.13). Ce phénomène est connu dans la physique par une modulation angulaire qu'impliquent des oscillations de la position du rayon autour d'une position déterminée par la vitesse de rotation angulaire $2\pi f_c$ [83].

Les impulsions sont générées périodiquement, avec une fréquence proportionnelle à la vitesse angulaire de l'arbre, mais avec une légère modulation de phase.

Le signal modulé capté par le capteur est sous la forme suivante :

$$x(t) = A(t) \cos(2\pi f_c t + \varphi(t)) \quad (2.82)$$

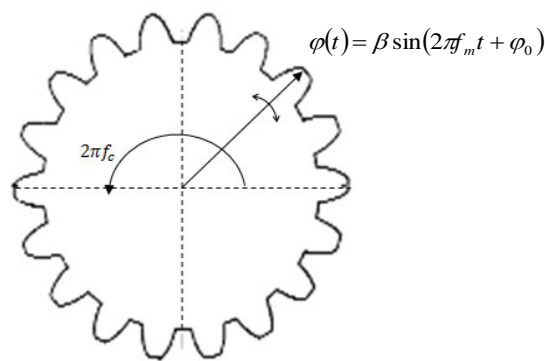


Figure 2.13. Fluctuation de la vitesse de rotation.

Cette fluctuation porte des informations sur l'état de fonctionnement de l'arbre représentée par un signal $\varphi(t)$ appelé signal modulant.

$$\varphi(t) = \beta \sin(2\pi f_m t + \varphi_0) \quad (2.83)$$

2.9. Relation entre la vibration radiale et la variation angulaire

Afin de trouver la relation entre la variation angulaire de la vitesse de rotation et les vibrations radiales, on considère deux roues dentées (figure 2.14), de N dents chacune, et qui ont le même axe de rotation et vitesse angulaire ω , (avec $\theta(t) = \omega t$). Ces deux roues sont attachées au référentiel, $R(O, Ox, Oy)$ fixe, à une base (\vec{i}, \vec{j}) et d'origine O (centre de rotation). La première roue tourne sans vibrations et la deuxième tourne avec des vibrations $x(t)$ et $y(t)$ selon les deux axes (X) et (Y) successivement (figure 2.14).

Avec

$$\begin{cases} x(t)\vec{i} = e \cos(\omega t)\vec{i} \\ y(t)\vec{j} = e \sin(\omega t)\vec{j} \end{cases} \quad (2.84)$$

où e est l'excentricité.

Pour la mesure de la vitesse de rotation on place un capteur magnétique au point B, lié au référentiel fixe (R_B, Bx_B, By_B) à une base (\vec{i}_C, \vec{j}_C) , la distance entre l'origine O et le capteur est : $|\vec{OB}| = S$

Le capteur de vitesse est un observateur lié au repère R_B qui voit le mouvement des dents comme un vecteur sa norme varie en fonction du temps et porté sur l'axe (Bx_B) et de la direction de \vec{i}_B et sa vitesse angulaire $N\omega$ (avec $\alpha(t) = N\omega t$).

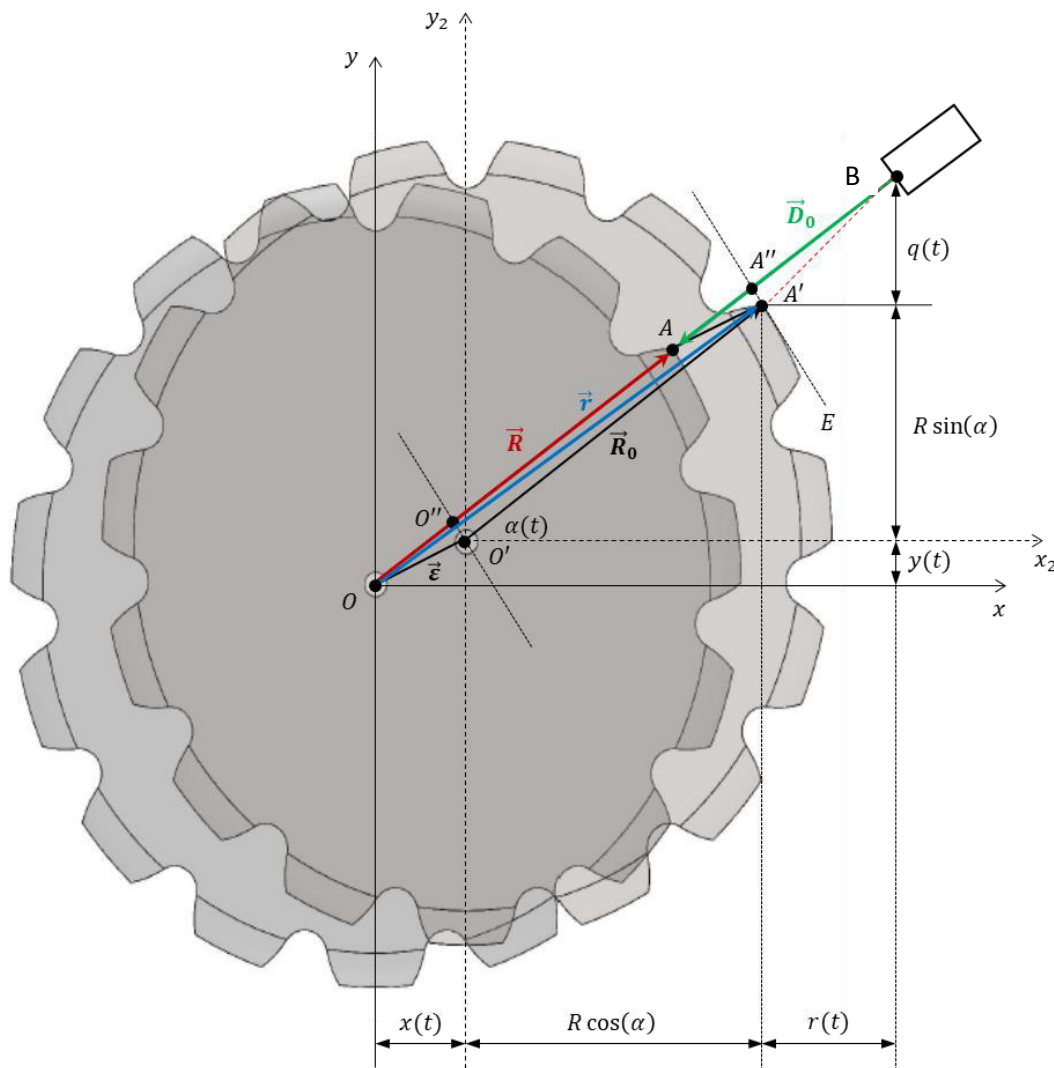


Figure 2.14. Comparaison entre deux roues dentée face à un capteur magnétique.

Pour la première roue, la distance entre le capteur et les dents est représenté par le vecteur $\vec{D}_0 = S - \vec{R}_0$, avec un module $|\vec{R}_0|$ qui varie entre le rayon de tête R_a et le rayon de pied R_f de la roue dentée :

$$\vec{D}_{0\max} = (S - R_a)\vec{i}_B \quad (2.85)$$

$$\vec{D}_{0\min} = (S - R_f)\vec{i}_B = (S - (R_a - h))\vec{i}_B \quad (2.86)$$

avec h la hauteur de la dent.

La vitesse de la variation du vecteur $\vec{D}_0(t)$ est égale à la vitesse de rotation fois le nombre des dents N , donc la valeur de $\vec{D}_0(t)$ en fonction du temps est :

$$\vec{D}_0(t) = \left[S - \left(R_a - \frac{h}{2} \cos(N\omega t + \varphi_0) \right) \right] \vec{i}_B \quad (2.87)$$

$$\vec{D}_0(t) = \left[S - R_a + \frac{h}{2} \cos(N\omega t + \varphi_0) \right] \vec{i}_B \quad (2.88)$$

La vitesse est :

$$\frac{d}{dt} \left(\vec{D}_0(t) \right) = \frac{d}{dt} \left(\left[S - R_a + \frac{h}{2} \cos(N\omega t + \varphi_0) \right] \vec{i}_B \right) \quad (2.89)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\vec{D}_0(t) \right) = -\frac{h}{2} N\omega \sin(N\omega t + \varphi_0) \vec{i}_B \quad (2.90)$$

De la même chose pour la deuxième roue dentée en vibration, le vecteur mesuré par le capteur de vitesse est égal à \vec{D} .

$$\vec{D}(t) = \left[S - |r| \cos(\phi(t)) \right] \vec{i}_B \quad (2.91)$$

avec

$$\vec{r} = \vec{e} + \vec{R}_a \text{ et } \phi(t) = N\omega t + \varphi(t) \quad (2.92)$$

$$|r| = \sqrt{|\vec{e}|^2 + |\vec{R}_a|^2 - 2|\vec{e}||\vec{R}_a| \cos(\pi - (\alpha(t) - \theta(t)))} \quad (2.93)$$

$$|r| = \sqrt{|\vec{e}|^2 + |\vec{R}_a|^2 + 2|\vec{e}||\vec{R}_a| \cos(\alpha(t) - \theta(t))} \quad (2.94)$$

$$\vec{D}(t) = \left[S - |r| \cos(N\omega t + \varphi(t)) \right] \vec{i}_B \quad (2.95)$$

La formule ci-dessus représente une modulation en amplitude révélé par le terme $|\vec{r}|$ et une modulation en phase représentée par $\varphi(t)$

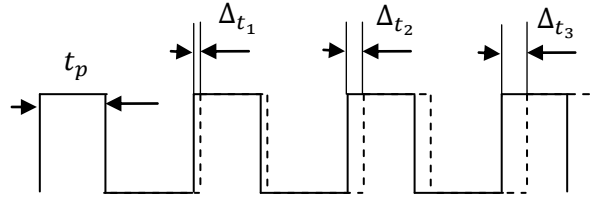


Figure 2.15 : variation angulaire instantanée

La vitesse de rotation est :

$$\frac{d\vec{D}(t)}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\left[S - |\vec{r}| \cos(N\omega t + \varphi(t)) \right] \vec{i}_B \right) \quad (2.96)$$

$$\frac{d\vec{D}(t)}{dt} = \left(-\frac{d|\vec{r}|}{dt} \cos(N\omega t + \varphi(t)) + |\vec{r}| (N\omega + \dot{\varphi}(t)) \sin(N\omega t + \varphi(t)) \right) \vec{i}_B \quad (2.97)$$

alors :

$$\varphi(t) = 2\pi \frac{\Delta}{L} \text{ et le pas est égale à : } L = \frac{2\pi R_a}{N}$$

donc

$$\varphi(t) = \frac{N\Delta}{R_a}$$

Pour calculer Δ , on considère deux référentiels $R(O, Ox, Oy)$ attaché à la roue 1 et $R_2(O', O'x, O'y)$ attaché à la roue 2. Ces deux roues ont la même vitesse de rotation, un observateur lié au repère $R1$ regarde le centre O' de la roue 2 en mouvement de translation curviligne et tout segment se déplace en restant parallèle au vecteur de translation qui est égal $\vec{\varepsilon}(t)$. Donc $\vec{OO'} = \vec{AA'} = \vec{\varepsilon}$

Dans la figure (2.13) l'angle de ses vecteurs équipollents $\vec{OO'}$ et $\vec{AA'}$ avec le l'axe (OB) est :

$$\alpha_0 - \theta = \alpha_0 - \omega t \quad (2.98)$$

Soit O'' est la projection de O' et A'' est la projection de A' sur l'axe (OB) du repère (R_B, Bx_B, By_B)

Dans le triangle $AA'A''$ on a, en appliquant la loi de sinus

$$\frac{\Delta}{\sin(\omega t - \alpha_0)} = \frac{e}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\right)} \quad (2.99)$$

$$\Delta = e \sin(\omega t - \alpha_0) \quad (2.100)$$

$$\Delta = e[\sin(\omega t)\cos(\alpha_0) - \cos(\omega t)\sin(\alpha_0)] \quad (2.101)$$

$$\Delta = e \sin(\omega t)\cos(\alpha_0) - e \cos(\omega t)\sin(\alpha_0) \quad (2.102)$$

$$\Delta = y(t)\cos(\alpha_0) - x(t)\sin(\alpha_0)$$

(2.103)

$$\Delta = K_x x(t) + K_y y(t) \quad (2.104)$$

avec

$$K_x = \sin(\alpha_0) \quad (2.105)$$

$$K_y = -\cos(\alpha_0) \quad (2.106)$$

Donc

$$\varphi(t) = N \left(K_x \frac{x(t)}{R} + K_y \frac{y(t)}{R} \right) \quad (2.107)$$

Il faut noter dans l'équation (2.107) que $\varphi(t)$ porte des informations sur la vibration de l'arbre selon la direction verticale $x(t)$ et selon la direction horizontale $y(t)$.

On obtient le spectre de la variation angulaire en appliquant la transformée du Fourier :

$$FFT(\varphi(t)) = FFT \left(N \left(K_x \frac{x(t)}{R} + K_y \frac{y(t)}{R} \right) \right) \quad (2.108)$$

Suite à la linéarité de la transformée de Fourier, le spectre de la phase est une combinaison linéaire entre les spectres des composantes de vibrations radiales :

$$FFT(\varphi(t)) = \frac{N}{R} (K_x FFT(x(t)) + K_y FFT(y(t))) \quad (2.109)$$

Donc, la formule ci-dessous confirme que le dépouillement du spectre de phase ressemble à l'interprétation de l'analyse spectrale.

$$F_\varphi(\omega) = \frac{N}{R} (K_x F_x(\omega) + K_y F_y(\omega)) \quad (2.110)$$

Le signal original capté par le capteur de vitesse est sous la forme suivante :

$$\vec{D}(t) = A(t) \cos(2\pi f_m t + \varphi(t)) \vec{i}_B \quad (2.111)$$

On remplace les valeurs de $A(t)$ et $\varphi(t)$ dans (2.111) :

$$\vec{D}(t) = \left[S - \sqrt{\left| \vec{e} \right|^2 + \left| \vec{R}_a \right|^2 + 2 \left| \vec{e} \right| \left| \vec{R}_a \right| \cos((N-1)\omega t)} \cos \left(N\omega t + N \left(k_x \frac{x(t)}{R} + k_y \frac{y(t)}{R} \right) \right) \right] \vec{i}_B \quad (2.112)$$

L'équation (2.112) représente un signal modulé en phase et en amplitude.

2.10. Extraction de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation

Soit f_0 la fréquence porteuse d'un un signal vibratoire $x(t)$ modulé en amplitude et en phase autour de cette fréquence :

$$A(t) = A(t) \cos(2\pi f_0 t + \varphi(t)) \quad (2.113)$$

où la modulation d'amplitude est :

$$A(t) = a \sin(2\pi f_a t) \quad (2.114)$$

ainsi que la modulation de phase :

$$\varphi(t) = \beta \sin(2\pi f_m t) \quad (2.115)$$

avec f_a et f_m respectivement fréquence de modulation d'amplitude et de phase (f_a et $f_m \ll f_0$).

Le signal original est filtré autour de la fréquence porteuse f_0 ; on applique la transformée de Hilbert :

$$\hat{x}(t) = H[x(t)] = x(t) * \frac{1}{\pi} \cong A(t) \sin(2\pi f_0 t + \varphi(t)) \quad (2.116)$$

avec $\hat{x}(t)$ la transformée de Hilbert de $x(t)$.

Le signal analytique est donnée par :

$$x_a(t) = x(t) + j\hat{x}(t) \quad (2.117)$$

avec $x(t)$ et $j\hat{x}(t)$ sont respectivement la partie réelle et imaginaire du signal analytique.

Ce qui donne :

$$x_a(t) = A(t)[\cos(2\pi f_0 t + \varphi(t)) + j\sin(2\pi f_0 t + \varphi(t))] \quad (2.118)$$

Lorsqu'on détermine la partie réelle et la partie imaginaire, on définit respectivement l'amplitude et la phase comme suit :

$$\begin{cases} |A(t)| = |x_a(t)| \\ \varphi(t) + 2\pi f_0 t = \text{Arg}(x_a(t)) \end{cases} \quad (2.119)$$

La phase instantanée et la fréquence instantanée sont alors :

$$\begin{cases} \varphi(t) = 2\pi f_0 t + \beta \sin(2\pi f_m t) \\ \frac{1}{2\pi} \frac{d\varphi(t)}{dt} = f_0 + \beta f_m \cos(2\pi f_m t) \end{cases} \quad (2.120)$$

L'expression de la phase instantanée peut être écrite sous la forme :

$$\varphi(t) = 2\pi f_0 t + \Delta f \sin(2\pi f_m t) \quad (2.121)$$

avec $\Delta f = \beta f_m$ est la déviation maximale de la fréquence et β index de modulation.

Le signal de modulation de phase $\varphi(t)$ est la fluctuation de l'angle de phase autour du terme linéaire $2\pi f_0 t$, qui peut être considéré comme un angle de rotation nominal l'argument du cosinus est un angle de rotation réel.

La valeur principe de l'argument appartient à l'intervalle $(-\pi, \pi > \text{ou} < 0, 2\pi)$. On l'appelle aussi la phase enveloppée, et par conséquent il est nécessaire de débiter dans [84]:

$$\varphi(t) = \text{Arg}(x_a(t)) + 2\pi n(t) \quad (2.121)$$

où, $n(t)$ est une suite de nombres entiers.

Le spectre des harmoniques de la modulation de phase $\varphi(t)$ est ainsi déterminée par l'intermédiaire de la transformée rapide de Fourier.

$$FFT(\varphi(t)) = FFT(\text{Arg}(x_a(t)) + 2\pi n(t)) \quad (2.122)$$

2.11. Organigramme

Pour extraire la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation $\varphi(t)$, on calcul le déphasage entre le signal mesuré et le signal parfaitement reconstitué, la figure 2.16 explique la philosophie de cette méthode.

Le signal mesuré par le capteur de vitesse d'après l'équation (2.112) est un signal modulé en phase et en amplitude. Pour séparer les deux type de modulation, l'organigramme ci-dessous représente la méthode à suivre en construisant le signal analytique en utilise la transformée d'Hilbert et la variation d'amplitude représentée par le module du signal, et la variation de phase représentée par l'argument du signal analytique.

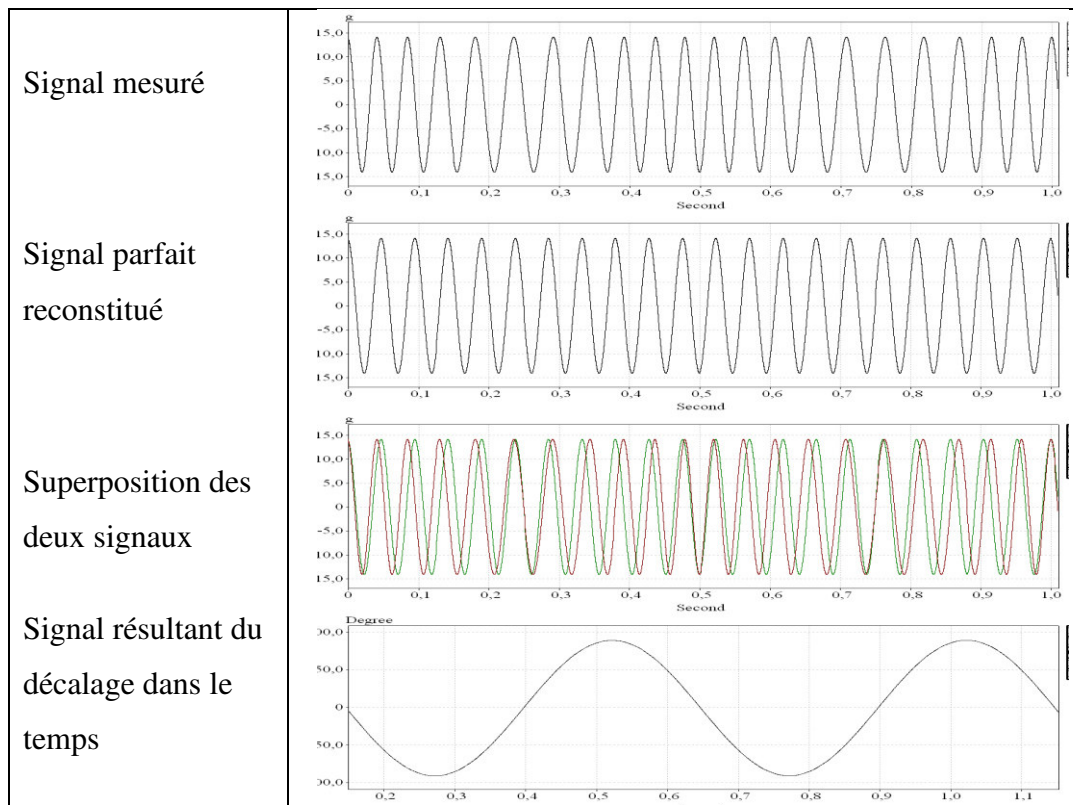


Figure.2.16. Représentation d'un signal mesuré et un signal reconstitué avec un décalage.

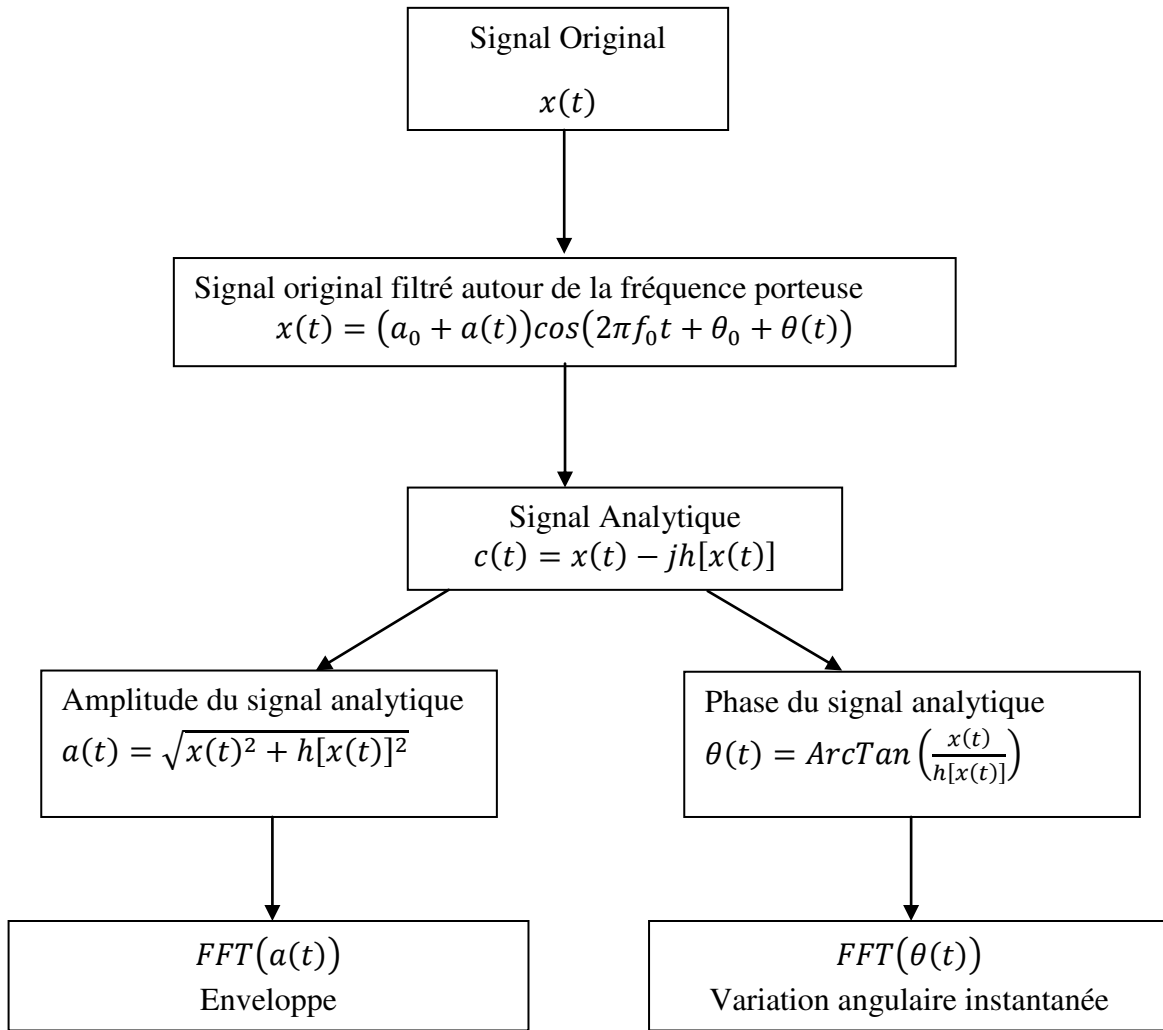


Figure 2.17. Organigramme de la méthode

Chapitre III :
Validation
Sur Simulateur

3.1. Introduction

Précedemment, nous avons montré théoriquement la relation entre la fluctuation de la vitesse de rotation et la vibration radiale du rotor, et comment les défauts mécaniques vont créer une modulation en phase et en amplitude provoquant une micro-variation périodique de la vitesse de rotation. Cette micro-variation est mesurable par un capteur de vitesse magnétique qui détecte la position angulaire d'un rotor en fonction du temps et le signal fourni sera plein d'informations sur l'état de la machine. L'extraction de cette vibration angulaire peut nous aider à cerner et localiser la source du problème. Ce chapitre sera dédié à la validation expérimentale de la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, en utilisant un simulateur de vibration RS3M1 qui permet la génération de divers défauts. Plusieurs expériences ont été utilisées pour démontrer la fiabilité de cette méthode et de confronter les résultats avec les défauts générés.

Le banc d'essai RS3M1 appartient au service Inspection de la Direction Maintenance Laghouat (DML), qui gère la maintenance préventive et corrective des machines tournantes principales (Turbines à gaz, Moteurs électriques, Compresseurs, Alternateur et Pompes,...) et de leurs accessoires. Pour le diagnostic vibratoire le service Inspection possède des analyseurs de vibrations dotés par des logiciels de traitement du signal, on a eu l'occasion d'utiliser un de ces équipements d'analyse, il s'agit d'un analyseur 08 voies de la marque GETAC équipé par une carte d'acquisition nationale instrument NI-4472 et un logiciel de traitement du signal StudioVib 360 développé par la société française Impédance.

3.2. Description du banc d'essai (RS3M1)

Il s'agit d'une machine tournante qui permet de réaliser des expériences pratiques dans de bonnes conditions d'environnement avec des configurations mécaniques pour simuler les effets des défauts tels que : balourd, désalignement, jeux et desserrage....

Le banc d'essai se compose de deux rotors accouplés via un accouplement rigide doté par des capteurs de vibrations, capteur de vitesse, référence de phase et thermocouples. Ce simulateur est représenté sur la figure (3.01) et schématisé sur la figure (3.02).

Le premier rotor (rotor 1) est un arbre en acier sur lequel est monté un disque en aluminium de forme conique de longueur 90 mm et de diamètre variant entre 100 et 50 mm. Ce disque est équipé d'un dispositif d'équilibrage dans un plan de diamètre 100 mm. Ce rotor

est supporté par deux paliers lisses, leurs graissages sont effectués par l'huile via des trous de remplissage existants sur les supports paliers. Sur chaque palier, il existe deux (02) capteurs inductifs de proximités Bently Nevada dont la sensibilité est égale à $7.87 \text{ mV}/\mu\text{m}$, qui mesurent les vibrations relatives de l'arbre par rapport à son palier suivant les directions x et y ; ils sont montés globalement suivant 90° entre eux. Un accéléromètre piézoélectrique installé sur le support palier d'une sensibilité de $100 \text{ mV}/\text{g}$, mesure la vibration absolue de l'arbre sur chaque palier. Au niveau du palier (01) il existe une roue dentée de 6 dents pour la mesure de la vitesse de rotation. Le deuxième rotor est un arbre en acier avec un disque en aluminium avec un montage opposé par rapport au premier disque. La surveillance des vibrations relatives de l'arbre par rapport à ses paliers selon les directions x et y est assurée par deux capteurs inductifs sur les paliers (03 et 04), dont les mêmes sensibilités et emplacements comme ceux installés au niveau du premier rotor, par contre la vibration absolue est mesurée à l'aide d'un vélocimètre de la marque Vibro-meter, installé au niveau du palier (04). Un référentiel de phase est monté sur le rotor entre le disque et le palier (04). A l'extrémité du deuxième rotor, est montée une roue en métal en porte à faux de 4 dents exposée au champ magnétique pour simuler les déférentes charges. L'ensemble est entraîné par un moteur électrique via une courroie. Le simulateur est monté sur une table en aluminium, le tous supportés par des sillent bloc en caoutchouc qui permettent d'amortir toutes vibrations. Il existe des thermocouples (T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 et T_6) installés sur chaque palier lisse pour la mesure de la température et sur les deux roulements du moteur électrique.

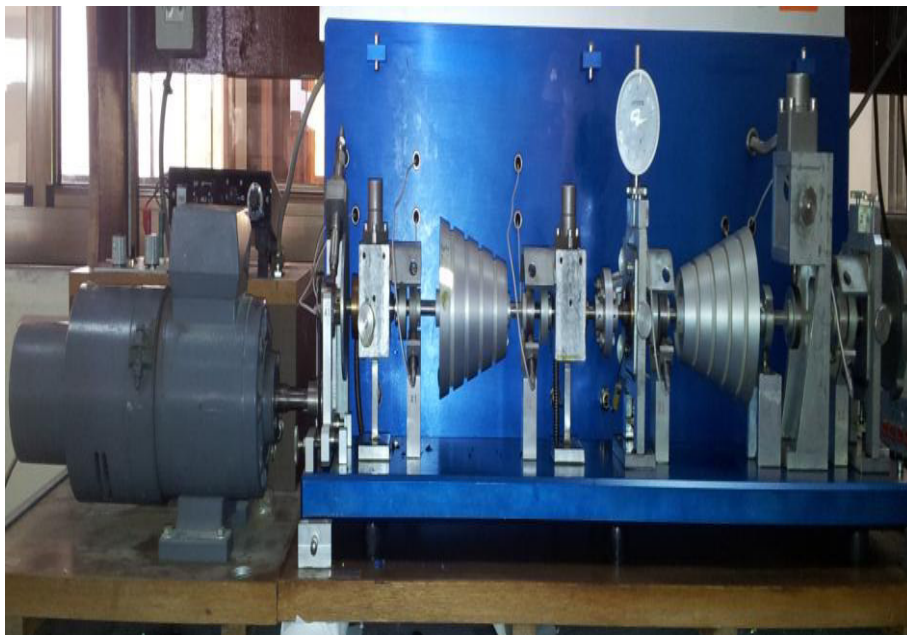


Figure 3.01. Banc d'essai RS3M1.

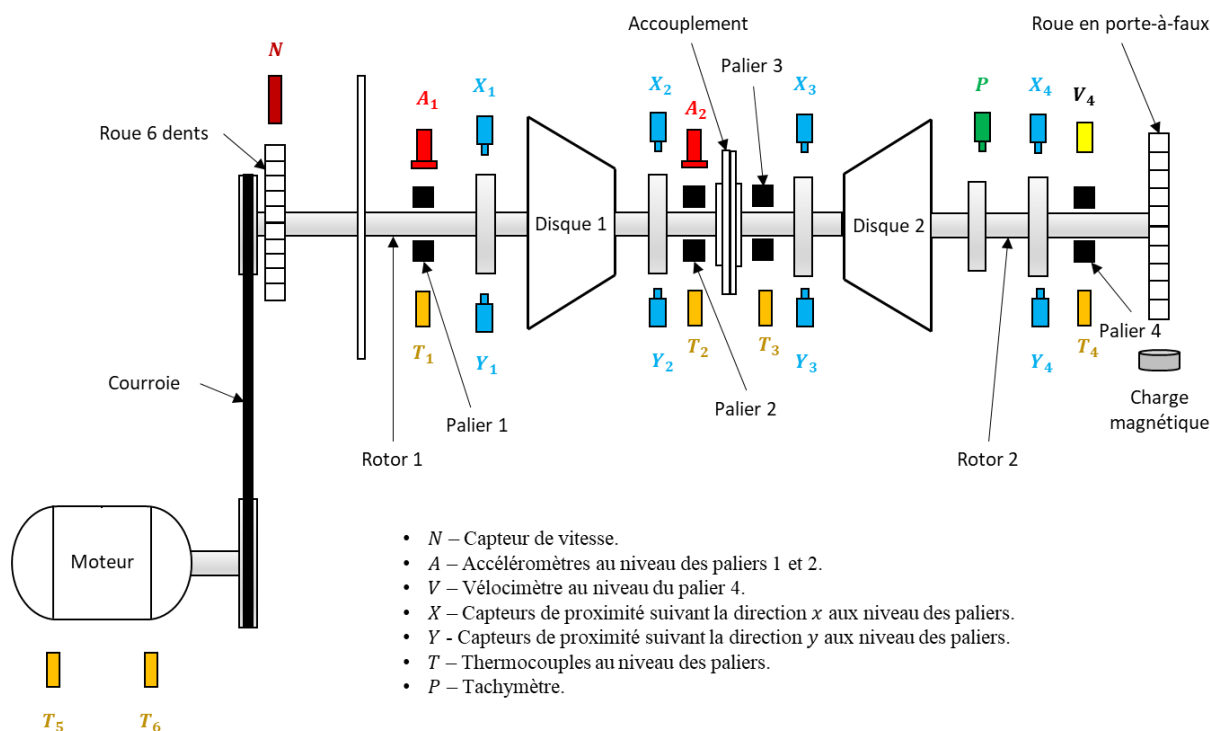


Figure3.02. Schéma du banc d'essai (simulateur de vibration).

3.3. Moyen de mesure et d'acquisition

Les mesures de vibrations sont faites par les moyens suivants :

- Capteurs inductifs de proximité 3300XL de marque Bently Nevada de $7.87 \text{ mV}/\mu\text{m}$ de sensibilité. Ces capteurs surveillent la position de l'arbre à l'intérieur des paliers (vibrations radiales).
- Accéléromètres Metrix SA6350 de 100 mV/g de sensibilité pour la mesure des vibrations absolue par rapport à une structure référentielle inertielle.
- Capteur de vitesse de rotation magnétique, qui détecte le passage des dents sur les roues dentées.

L'enregistrement et acquisition des mesures de vibrations sont faits par un analyseur 08 voies de la marque GETAC, ses principales fonctions sont les suivantes :

- Pilotage de cartes d'acquisition pour réaliser les mesures.
- Stockage des mesures temporelles brutes (durée non limité) dans une base de données.

Le traitement des mesures vibratoires est réalisé à l'aide d'un logiciel de traitement du signal Vib360 qui comprend un ensemble de modules destiné à l'acquisition et à l'analyse des vibrations et réalisation d'analyses en post traitement sur le signal de son choix, tel que :

- Analyse spectrale.
- Analyse d'ordre.
- Analyse d'acyclisme.
- Analyse de torsion.
- Analyse des flexions.

3.4. Calcul cinématique

Le tableau ci-dessous, montre les caractéristiques du simulateur :

Tableau 3.01. Caractéristiques du simulateur.

Élément	Diamètre	Nombre de dents
Moteur	$D_M = 31 \text{ mm}$	0
Courroie	$D_C = 60 \text{ mm}$	0
Rotor	$D_S = 27 \text{ mm}$	0
Roue 1	$D_{R1} = 35 \text{ mm}$	Zr1 = 6 dents
Roue 2	$D_{R2} = 90 \text{ mm}$	Zr2 = 4 dents

Les tests ont été effectués à une vitesse du moteur égale à 22.7 Hz, pour étudier le comportement vibratoire du simulateur. On calcul par la suite les fréquences caractéristiques du simulateur.

- Fréquence de rotation de la courroie

$$f_M D_M \pi = f_C D_C \pi$$

$$f_C = \frac{f_M D_M \pi}{D_C \pi}$$

$$f_C = \frac{22.7 \times 31 \times 10^{-3} \times 3.14}{60 \times 10^{-3} \times 3.14} = 11.94 \text{ Hz}$$

- Fréquence de rotation des rotors :

$$f_S D_S \pi = f_C D_C \pi$$

$$f_S = \frac{f_C D_C \pi}{D_S \pi}$$

$$f_S = \frac{11.94 \times 60 \times 10^{-3} \times 3.14}{27 \times 10^{-3} \times 3.14} = 25.76 \text{ Hz}$$

- La fréquence de passage des dents de la roue 01 :

$$f_{R1} = f_S Z_{R1}$$

$$f_{R1} = 25.76 \times 6 = 154.56 \text{ Hz}$$

- La fréquence de passage des dents de la roue 02 :

$$f_{R2} = f_S Z_{R2}$$

$$f_{R2} = 25.76 \times 4 = 103.04 \text{ Hz}$$

Dans le tableau (3.02), on résume les fréquences caractéristiques calculées et leurs harmoniques proches du simulateur.

Tableau 3.02.Fréquences caractéristiques du simulateur.

	$1 \times f$ [Hz]	$2 \times f$ [Hz]	$3 \times f$ [Hz]	$4 \times f$ [Hz]	$5 \times f$ [Hz]
Moteur	$f_M = 22.7$	45.4	68.1	90.8	113.5
Courroie	$f_C = 11.94$	23.88	35.82	47.76	59.7
Rotor	$f_S = 25.76$	51.52	77.28	103.04	128.8
Roue 1	$f_{R1} = 154.56$	309.12	463.68	618.24	772.8
Roue 2	$f_{R2} = 103.04$	206.08	309.12	412.16	515.2

3.5. Etude de comportement dynamique du simulateur

Avant de faire la validation expérimentale de la méthode développée, nous devons d'abord connaître l'état mécanique du simulateur. Une expertise vibratoire a été faite à la vitesse des tests (22.7 Hz), en utilisant l'accéléromètre qui affiche des niveaux vibratoires très acceptables. La figure (3.03) présente le signal délivré avec une fréquence d'échantillonnage égale à 102400 Hz, les valeurs des vibrations sont 5.42 mg RMS et 0.17 mm/s RMS.

L'analyse spectrale (figure 3.04) révèle la présence d'une signature d'un désalignement, considéré comme un désalignement tolérable puisque la valeur de vibration relevée 0.17 mm/s est une valeur satisfaisante et dans le pratique on ne peut avoir un alignement parfait.

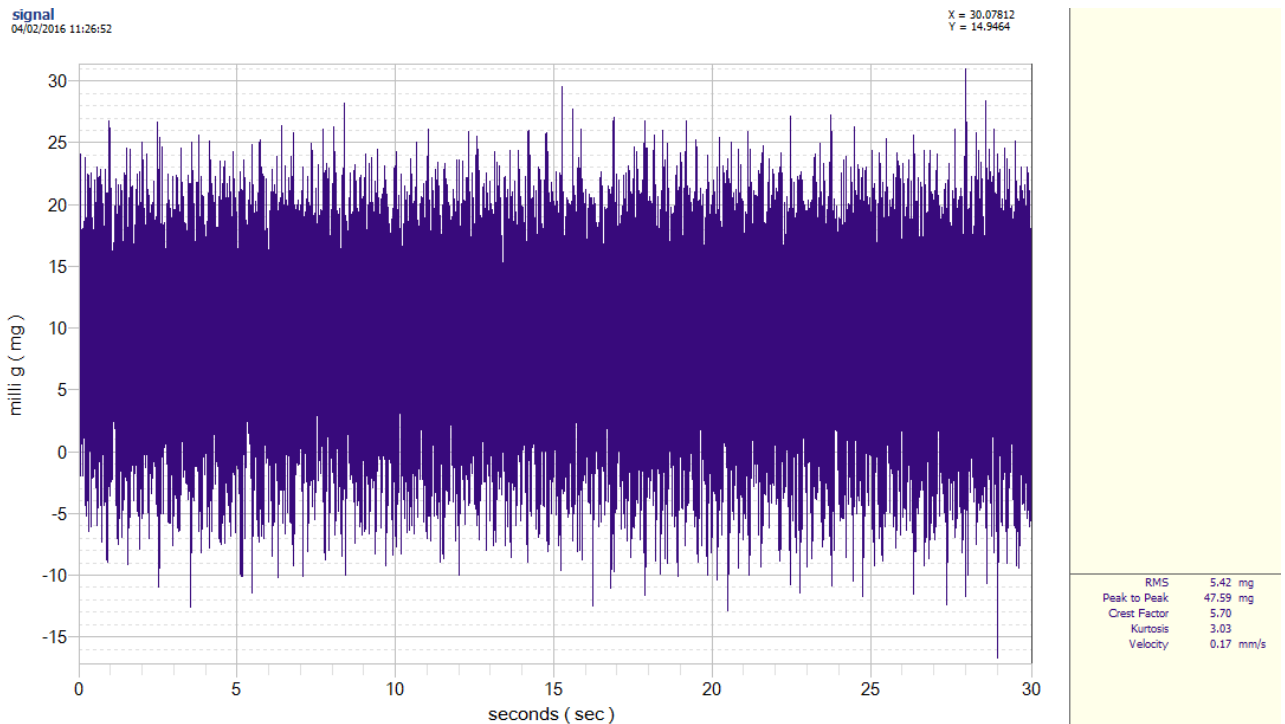


Figure 3.03. Signal vibratoire mesuré par un accéléromètre installé sur le palier 01 suivant la direction verticale.

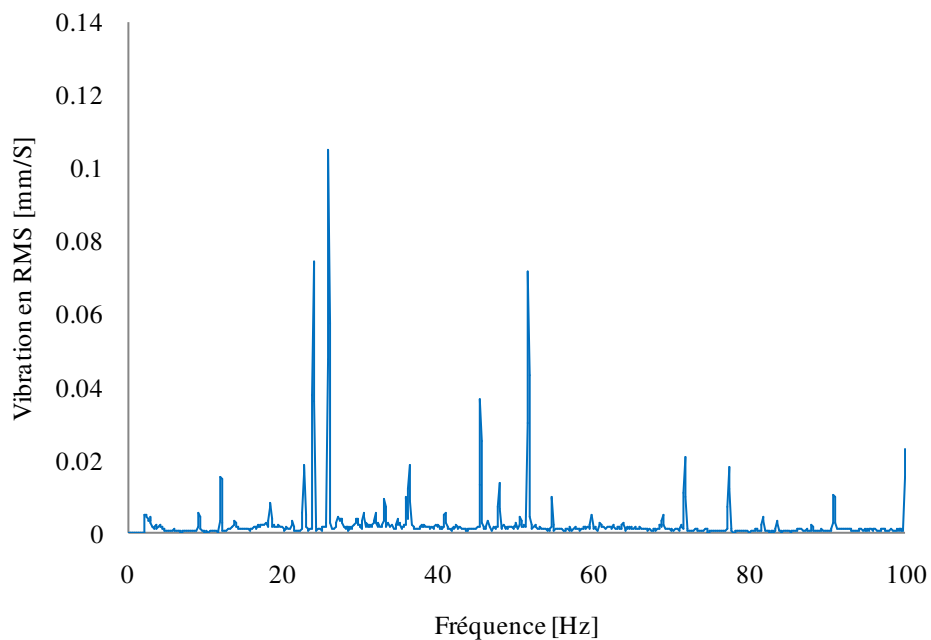


Figure 3.04. Spectre [0-100 Hz] du capteur accéléromètre installé au niveau palier 01.

On a procédé à une analyse d'enveloppe entre 4 à 10 KHz (figure 3.05), pour localiser la source de ce désalignement. Cette analyse montre que la courroie est l'origine de cette signature de désalignement qui reste acceptable.

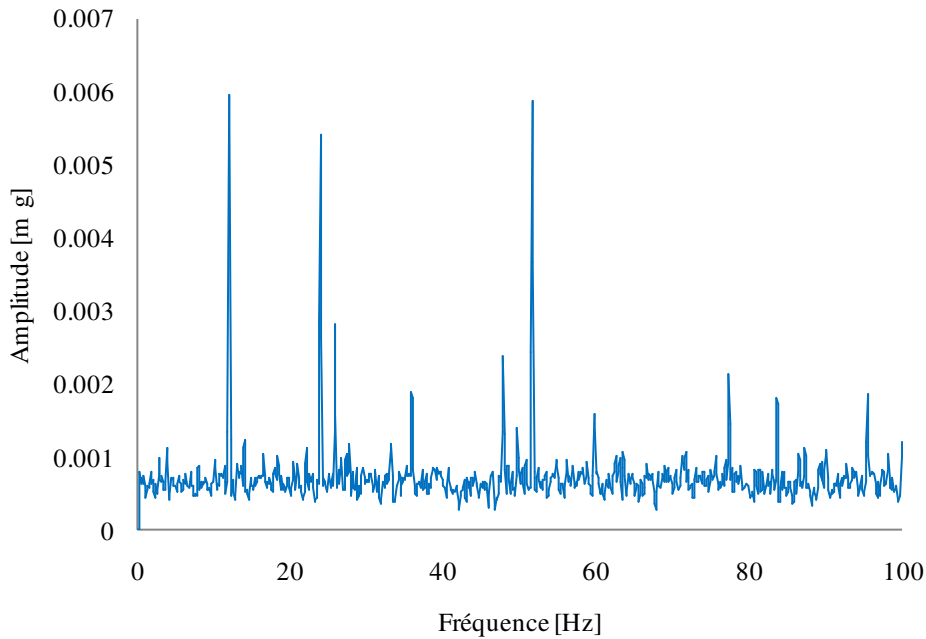


Figure 3.05. Spectre d'enveloppe [4-10 kHz] de l'accéléromètre installé au niveau du palier 01.

3.6. Validation

Pour la validation de la méthode développée on a réalisé une série d'expériences qui rassemblent deux cas d'études. Dans le premier cas, considère les vibrations mesurées au niveau du palier 01 qui est proche du plan d'équilibrage d'un côté (disque 01) et de la roue 6 dents où il y a le capteur de vitesse de l'autre côté (figure 3.06). On calcul la fluctuation de la vitesse à partir de la vibration radiale du rotor qui est mesurée par les capteurs de vibrations. En premier lieu, on compare les spectres de la vibration radiale avec le spectre d'harmonique de la variation angulaire de la vitesse de rotation calculée ; et en deuxième lieu, on confronte les deux spectres d'harmonique de la vitesse de rotation instantanée calculée et mesurée par un capteur de vitesse magnétique. Ensuite, on génère un défaut de balourd et voir l'impact de ce dernier sur la fluctuation de la vitesse de rotation, et faire les mêmes comparaisons.

Dans Le deuxième cas, on considère les vibrations générées par la roue en porte à faux du deuxième rotor (figure 3.19), et cela en étudiant le problème du basculement de cette roue à la fréquence critique, et des comparaisons ont été faites entre la méthode d'analyse spectrale et la variation angulaire de la vitesse de rotation. Finalement, on a appliqué la méthode développée sur un signal vibratoire issu du capteur accéléromètre installé sur le support palier porteur de la roue en porte à faux.

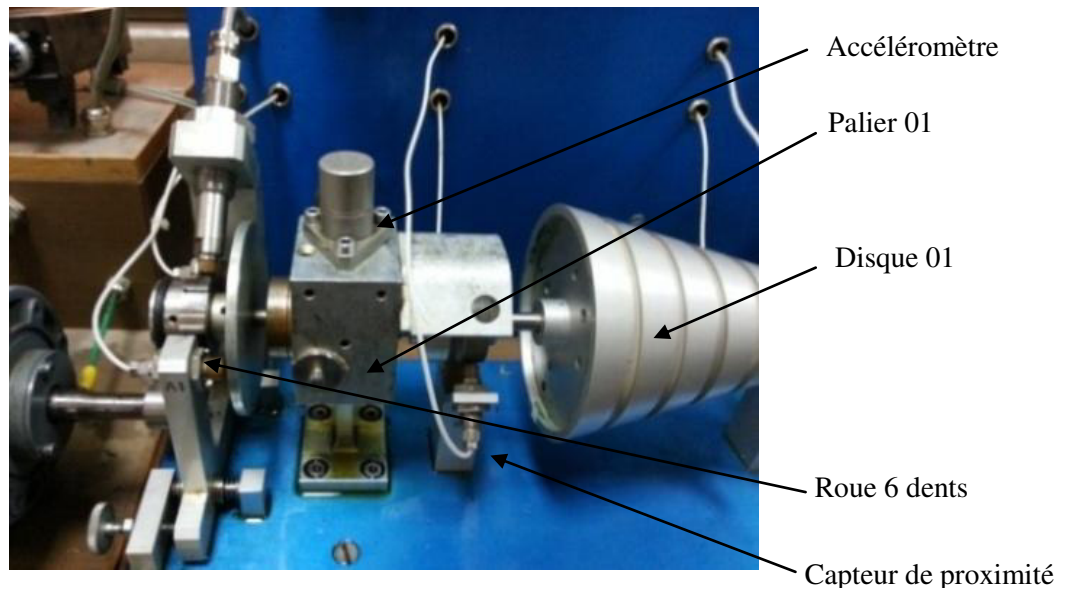


Figure.3.06.Position du palier 01 et capteurs de vibration sur simulateur.

3.6.1. Validation suivant les vibrations générées par un défaut de balourd

Deux cas sont considérés, le premier cas où la vibration est faible (sans balourd), alors que le deuxième cas, on crée un déséquilibre de masse de 6 g au niveau du plan d'équilibrage (disque 01), près du palier 01(figure.3.06).

La figure (3.07), montre les signaux vibratoires issus par les deux capteurs inductifs suivant les directions x et y dans le premier cas.

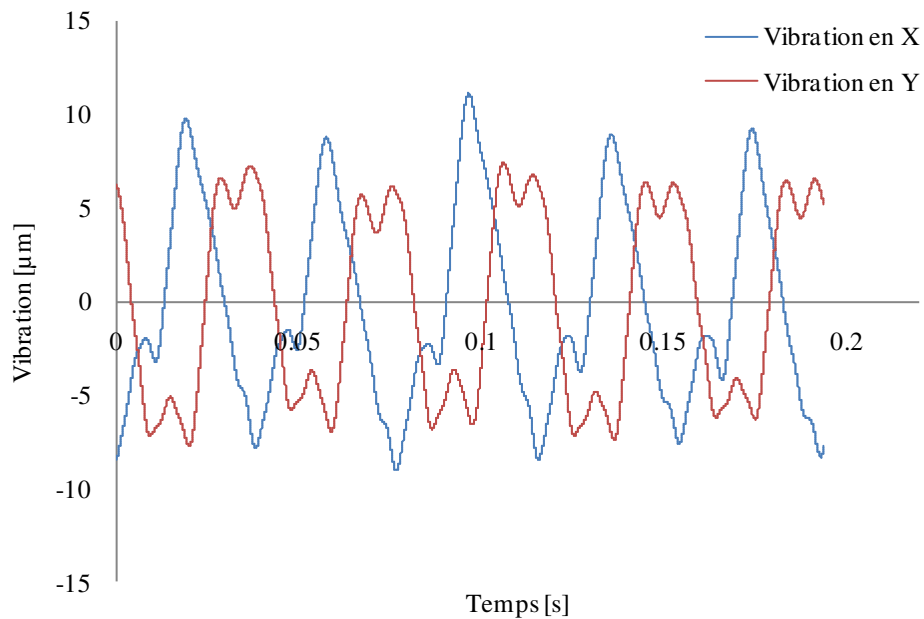


Figure 3.07.Signaux vibratoires mesurés par les deux capteurs inductifs suivant les directions x et y .

Les figures (3.08) et (3.09), montrent les spectres des vibrations radiales mesurées au niveau du palier 01.

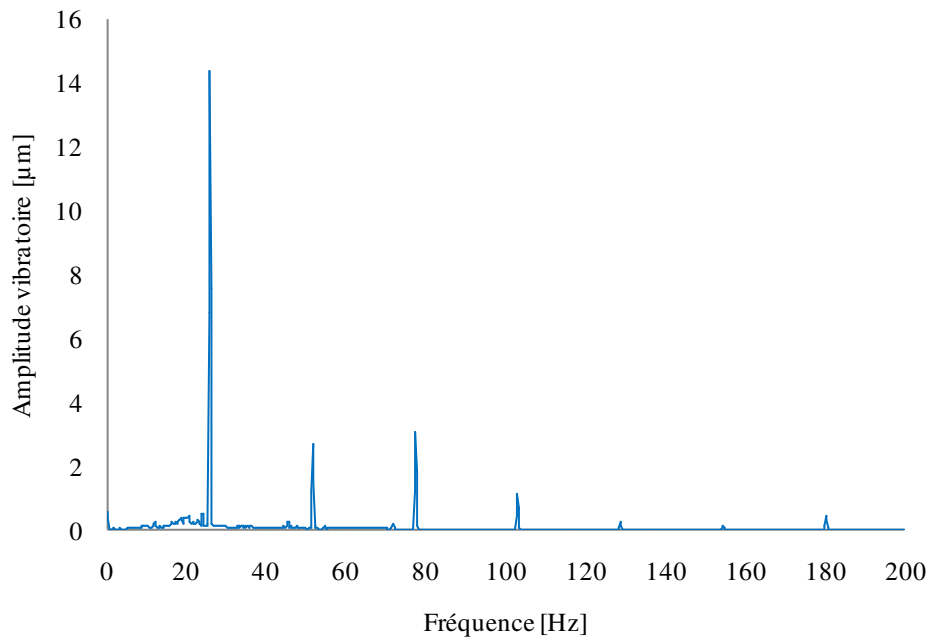


Figure 3.08. Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé sur la direction x .

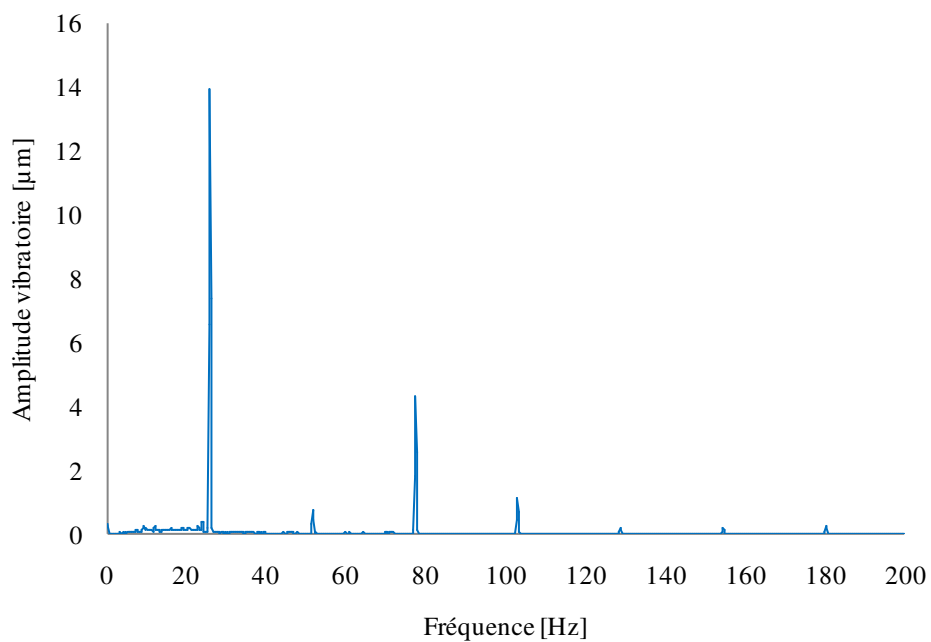


Figure 3.09. Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé sur la direction y .

On calcul la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, en injectant les vibrations radiales du rotor mesurées par les deux capteurs de déplacement dans l'équation (2.107).

Sur la figure (3.10), on a tracé le signal de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation sur un tour de rotation complet en fonction de l'angle de rotation. Le spectre d'harmoniques de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation calculé est représenté sur la figure (3.11). La figure (3.12) représente le spectre de la variation angulaire instantanée mesurée par le capteur de vitesse électromagnétique à l'aide du logiciel StudioVib360.

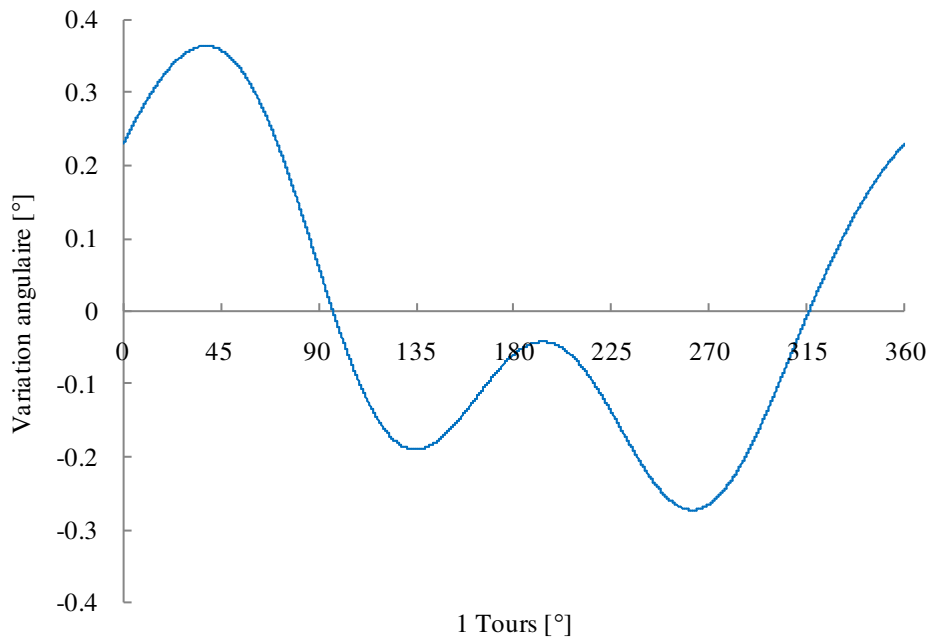


Figure 3.10. Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation.

Il est à noter que le spectre des vibrations radiales et le spectre de la variation instantanée de la vitesse de rotation ont la même signature spectrale.

Si on compare les deux spectres d'harmoniques de la variation angulaire de la vitesse de rotation calculée (figure 3.11) et mesurée (figure 3.12), il est clair qu'on a des signatures vibratoires identiques.

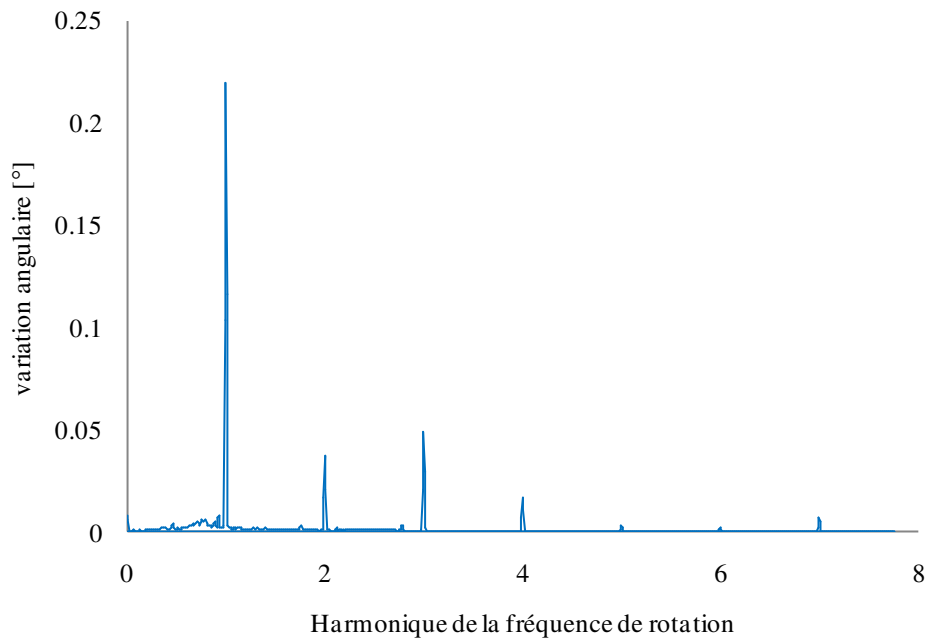


Figure 3.11. Spectre de la variation angulaire instantanée calculée.

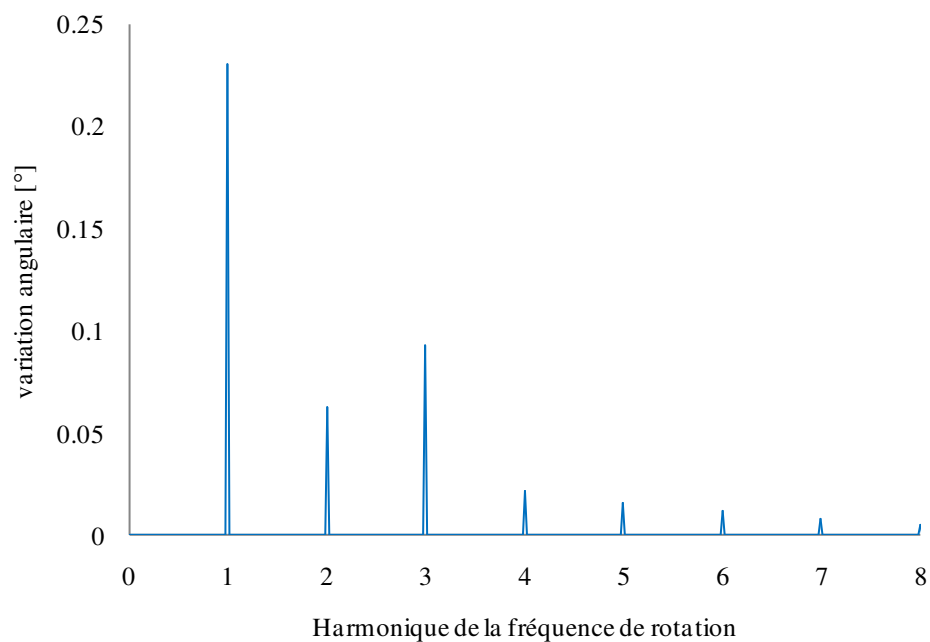


Figure 3.12. Spectre de la variation angulaire instantanée mesurée.

Dans la deuxième analyse, on ajoute un déséquilibre de 6 g au niveau du plan d'équilibrage (disque 01). Le problème du balourd représente la majorité des problèmes de vibrations élevés dans les machines tournantes [85, 86]. La figure (3.13) montre les signaux vibratoires issus des deux capteurs suivant les directions x et y .

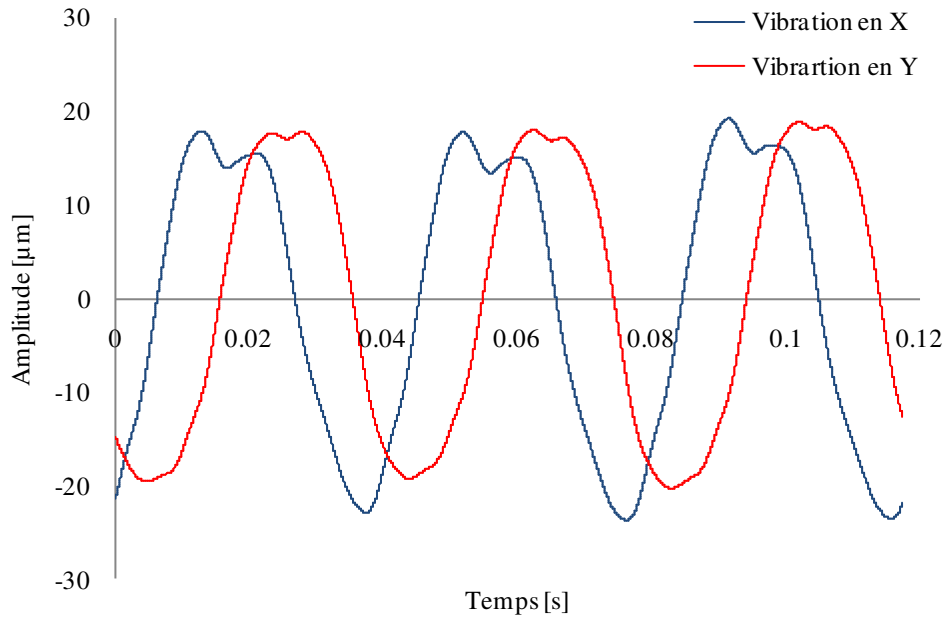


Figure 3.13. Signaux vibratoires issus des deux capteurs suivant les directions x et y .

Les figures (3.14) et (3.15) montrent le spectre des vibrations radiales délivré par les deux capteurs suivant les directions x et y .

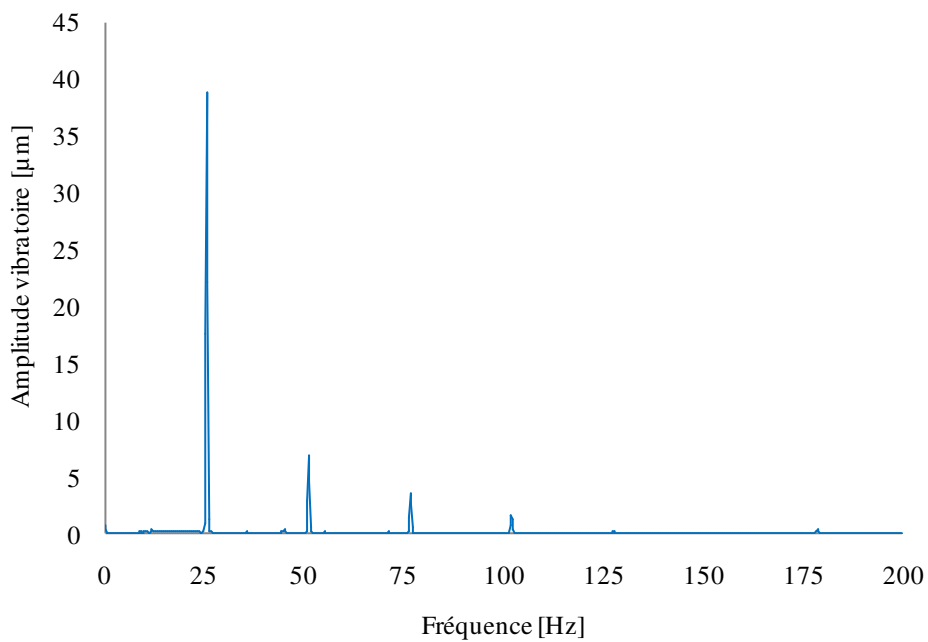


Figure 3.14. Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé suivant la direction x .

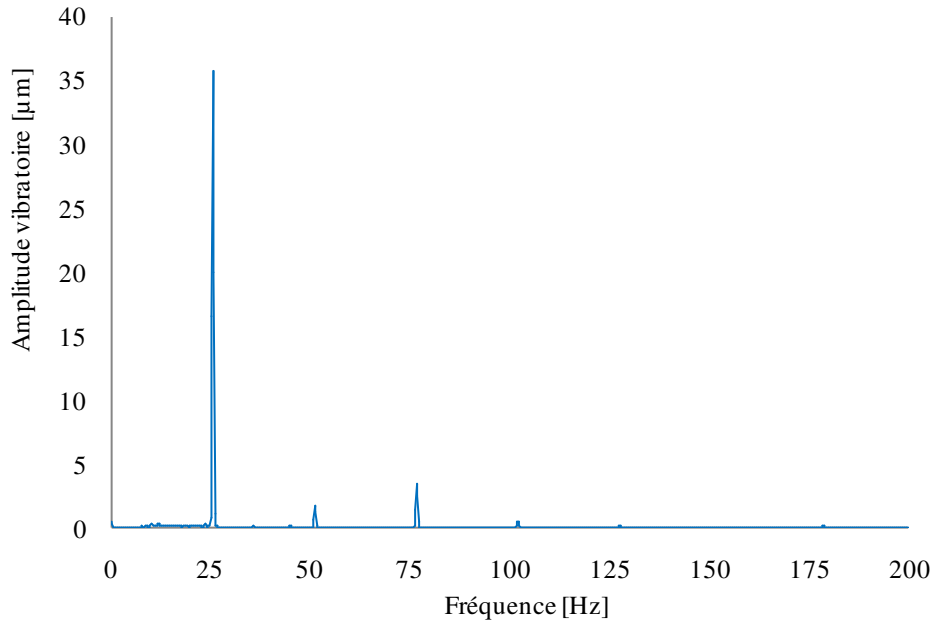


Figure 3.15. Spectre 0-200 Hz délivré par le capteur de vibration installé suivant la direction y

De même que pour la première analyse (sans défaut de balourd), le spectre de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation calculé (figure 3.18) est obtenu en utilisant l'équation (2.107). La figure (3.17) représente le spectre de la variation angulaire mesurée par le capteur de vitesse.

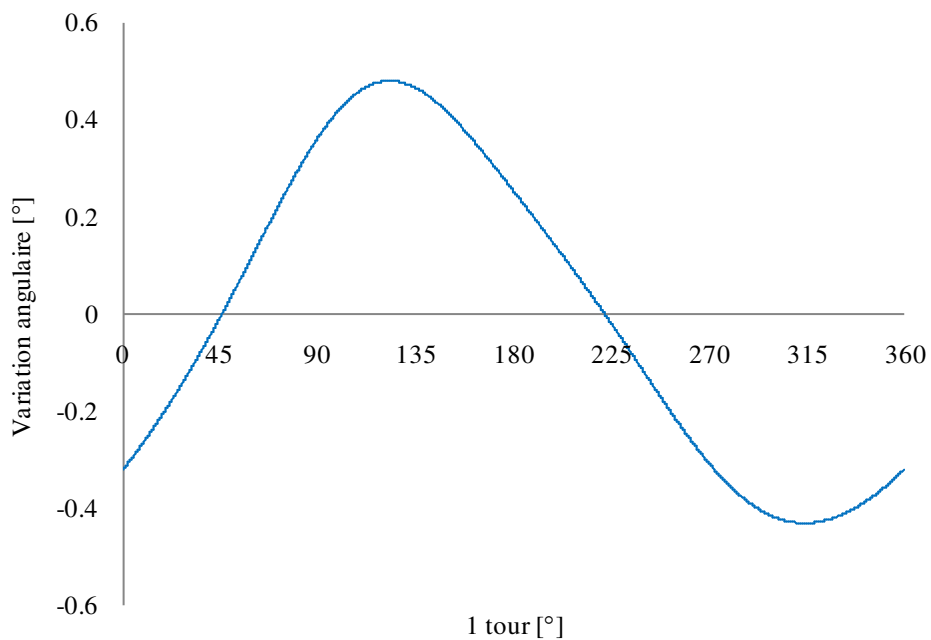


Figure 3.16. Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation.

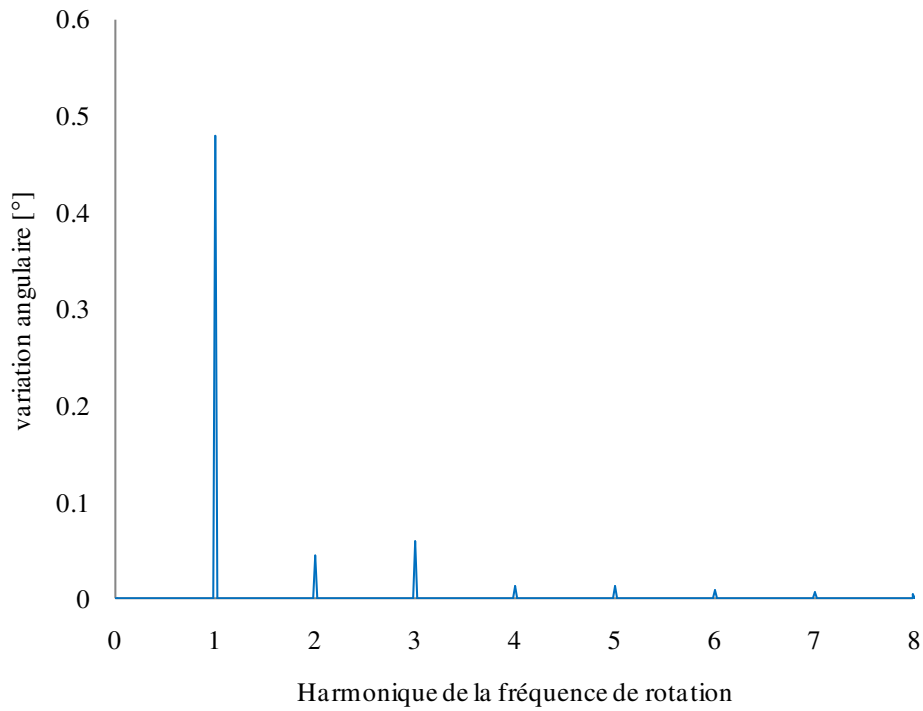


Figure 3.17. Spectre de la variation angulaire instantanée mesurée.

Les spectres des vibrations radiales et le spectre de la variation instantanée calculée de la vitesse de rotation ont la même signature spectrale.

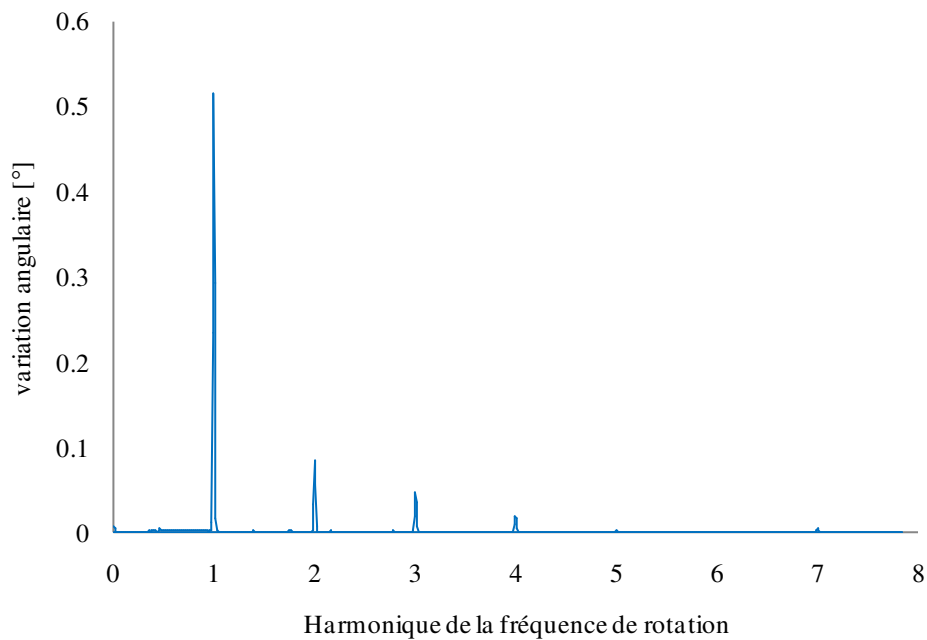


Figure 3.18. Spectre de la variation angulaire instantanée calculée.

La signature spectrale obtenue à partir de la variation de phase instantanée du défaut de déséquilibre est similaire à celle délivrée par la méthode d'analyse spectrale de fréquence de la vibration radiale.

3.6.2. Validation suivant les vibrations générées par un défaut de basculement de la roue en porte-à-faux

3.6.2.1. Validation avec un signal de vitesse de rotation

Un défaut de jeu radial est créé au niveau du palier 04; cela amplifie le basculement et le battement axial de la roue en porte-à-faux lors de l'atteinte de la fréquence le critique de l'arbre. La vibration est mesurée par un accéléromètre placé sur le palier 04. Ce capteur détecte la fréquence de passage des quatre dents de la roue par un champ magnétique créé par un aimant (figure 3.19). Pour mesurer le signal de vitesse, un capteur électromagnétique est placé sur la roue en question.

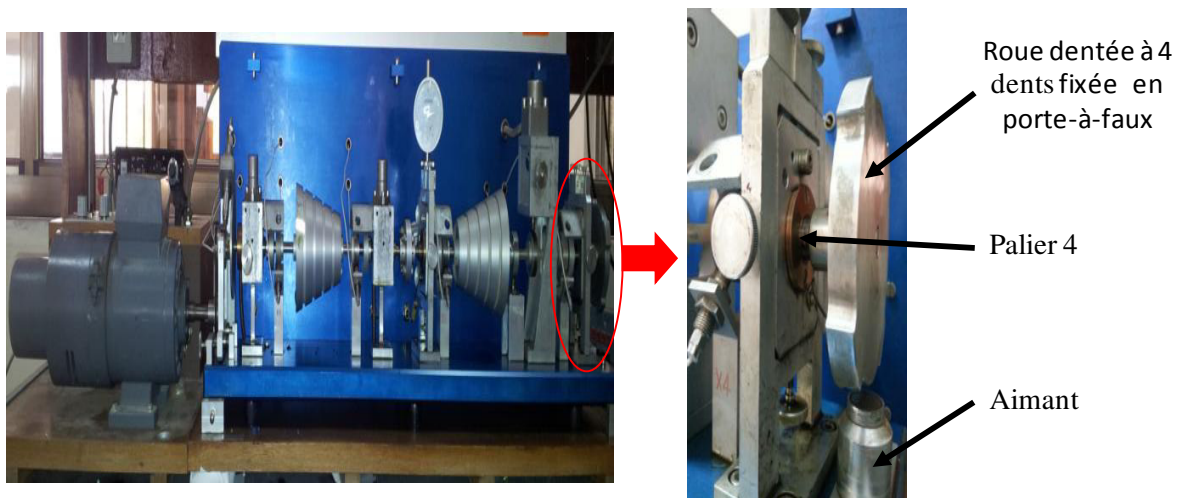


Figure 3.19. La roue en porte à faux du banc d'essai RS3M1..

L'analyse transitoire (phase de démarrage) est utilisée pour déterminer les fréquences critiques de l'arbre du simulateur. La fréquence critique mesurée est de 75 Hz, puisque l'amplitude augmente rapidement à 9,4 mm/s (figure 3.20.a) avec une rotation de phase de 92,92 ° (figure 3.20.b).

L'amplitude enregistrée à la vitesse 3000 tr/min est liée à la structure support. Elle est considérée comme une fréquence critique de la structure support.

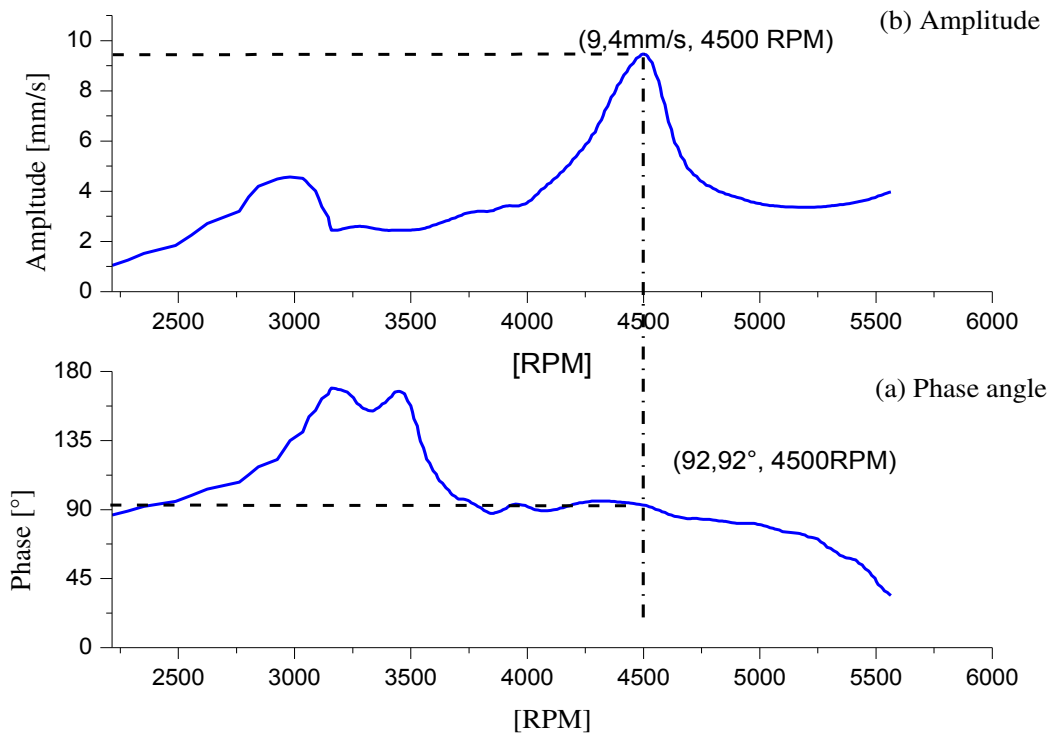


Figure 3.20. Analyse transitoire d'ordre de l'arbre.

La figure (3.21) montre le spectre [0-500 Hz] du signal de vibration pendant le passage à travers la vitesse critique, enregistré par l'accéléromètre placé au palier 04 dans la direction verticale (le nombre de lignes spectrales est égal à 800, la fréquence d'échantillonnage est de 51200 Hz). On note dans ce spectre avec défaut (figure 3.21) la prépondérance de l'amplitude de la fréquence de rotation (6,3 mm/s) avec ses harmoniques; c'est la signature spectrale d'un balourd avec jeux au niveau des paliers. Dans le cas sans défaut, la prépondérance de l'amplitude de la fréquence de rotation (1,3 mm/s) et ses harmoniques ont des amplitudes très faibles.

Pour appliquer la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, on a placé un capteur de vitesse électromagnétique sur la roue en porte-à-faux, en étudiant le comportement vibratoire de la roue à la vitesse critique dans les deux cas.

Le signal de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation pour les deux cas a été représenté sur la figure (3.22) en fonction du temps.

La figure (3.23) représente le spectre de la variation angulaire instantanée de vitesse de rotation,

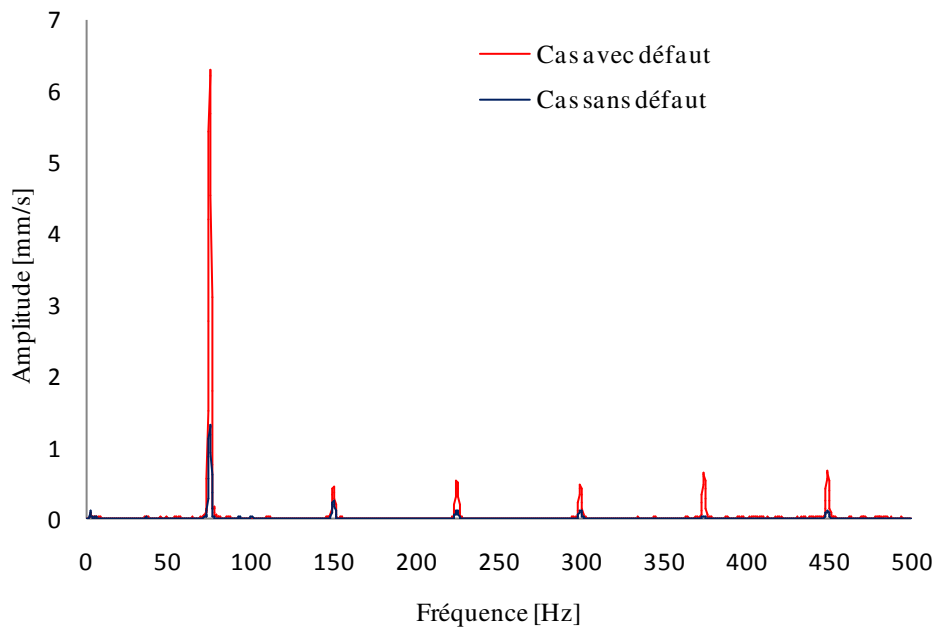


Figure 3.21. Spectre de fréquence [0-500 Hz] du signal de vibration pendant le passage à travers la vitesse critique.

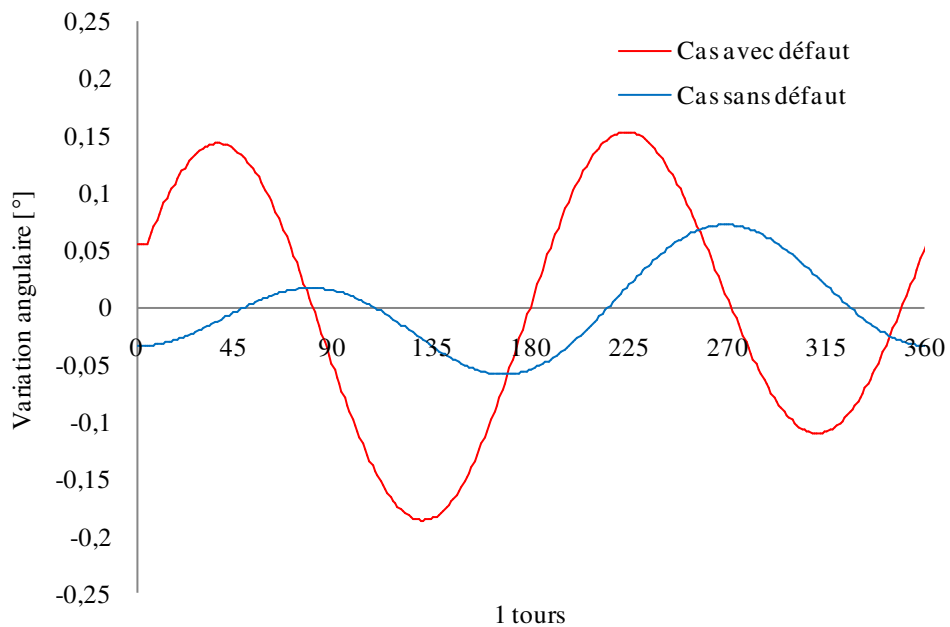


Figure 3.22. Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation nominal.

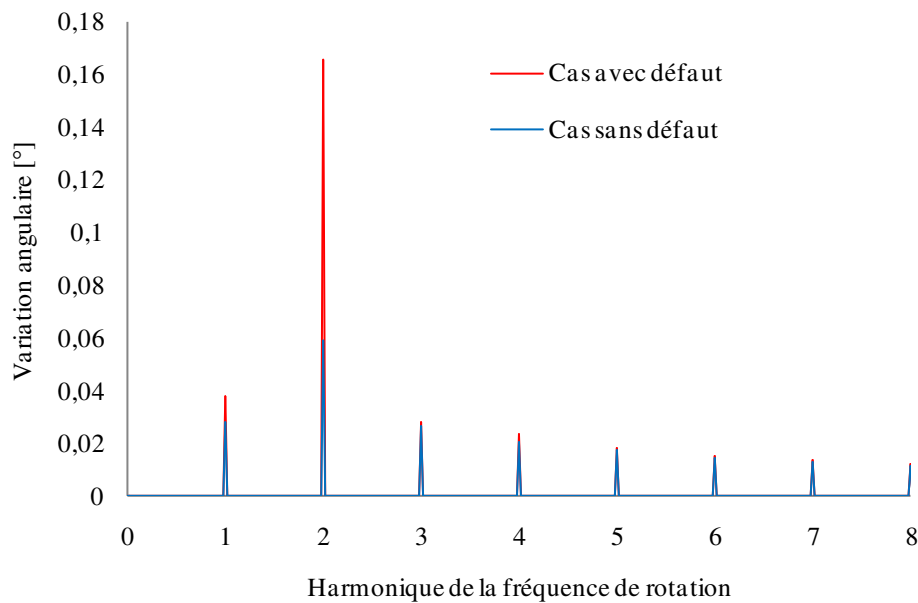


Figure 3.23. Spectre du signal de modulation de phase.

Le dépouillement des spectres de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation montre la domination de l'amplitude du second harmonique de la fréquence de rotation ($H_2=0.17^\circ$) dans le cas avec défaut alors que la première harmonique est de 0.04° . Cette signature révèle le défaut d'un désalignement causé par le problème du basculement de la roue en porte-à-faux en passant par la fréquence critique. Par contre, dans le cas sans défaut, on a la même signature avec des amplitudes très faibles ($H_1=0.03^\circ$ et $H_2 =0.06^\circ$).

Si on compare les deux méthodes, on constate que la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation a bien cerné le problème du basculement de la roue en porte-à-faux au passage par la fréquence critique, par contre, l'analyse spectrale révèle un problème du balourd qui a été existé par le phénomène du basculement.

3.6.2.2. Validation avec un signal vibratoire d'accélération

On a jugé d'utiliser la méthode développée sur un signal vibratoire délivré par un accéléromètre placé au niveau du palier 04. Le signal enregistré est filtré par un filtre passe-bande autour de la fréquence porteuse ($f_0 = 4 \times f_r$, avec f_r la fréquence de rotation de l'arbre). Ce filtre ne permet que les composants de la fréquence de passage du champ magnétique, tandis que les autres composants sont rejetés (figure 3.24).

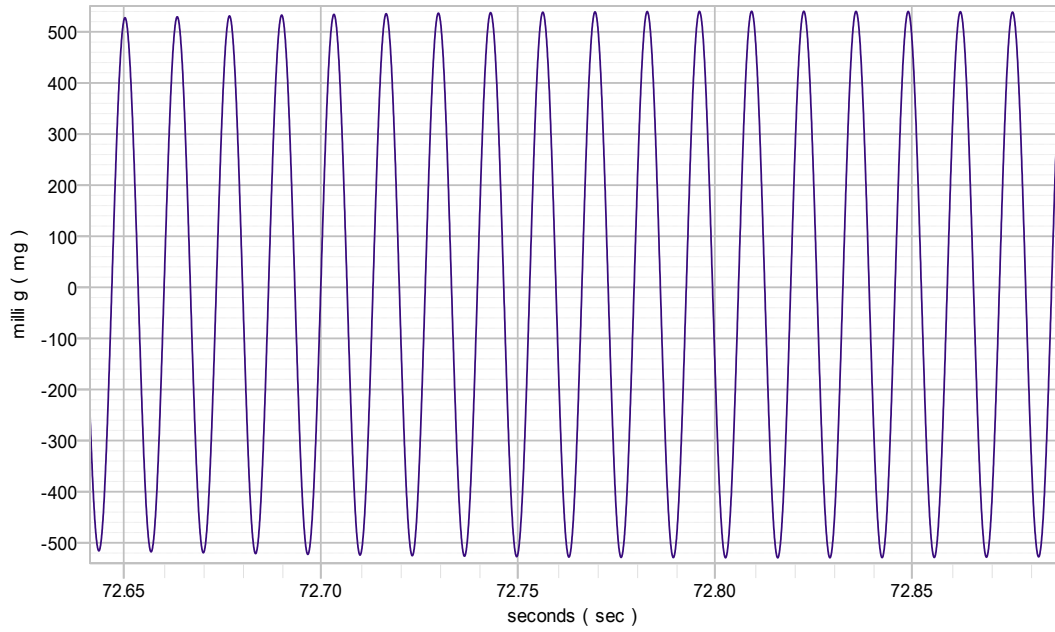


Figure 3.24. Signal filtré autour de la fréquence de passage du champ magnétique.

Nous présentons le signal de modulation de phase sur une révolution complète pour les deux cas (cas sans et avec cas de défaut) dans la figure (3.25).

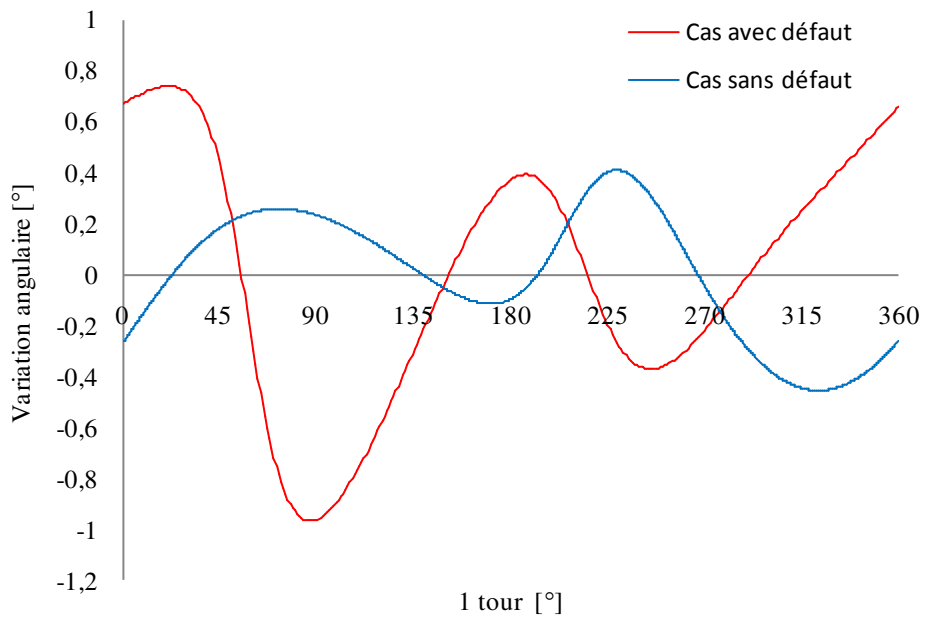


Figure 3.25. Signal de modulation de phase sur un tour complet en fonction de l'angle de rotation nominal.

Dans la figure (3.26), l'analyse du spectre de signal de modulation de phase montre la prédominance de l'amplitude du second ordre de la vitesse de rotation ($H_2=1,253^\circ$). Cela représente la signature spectrale du basculement de la roue, qui a une signature vibratoire similaire à celle du désalignement. Le problème de jeu au niveau du palier est représenté par les troisième, quatrième et cinquième harmoniques. Cette étude de cas en simulateur montre que la méthode de variation de phase du signal de vibration permet de détecter des défauts liés aux variations angulaires de la rotation de l'arbre.

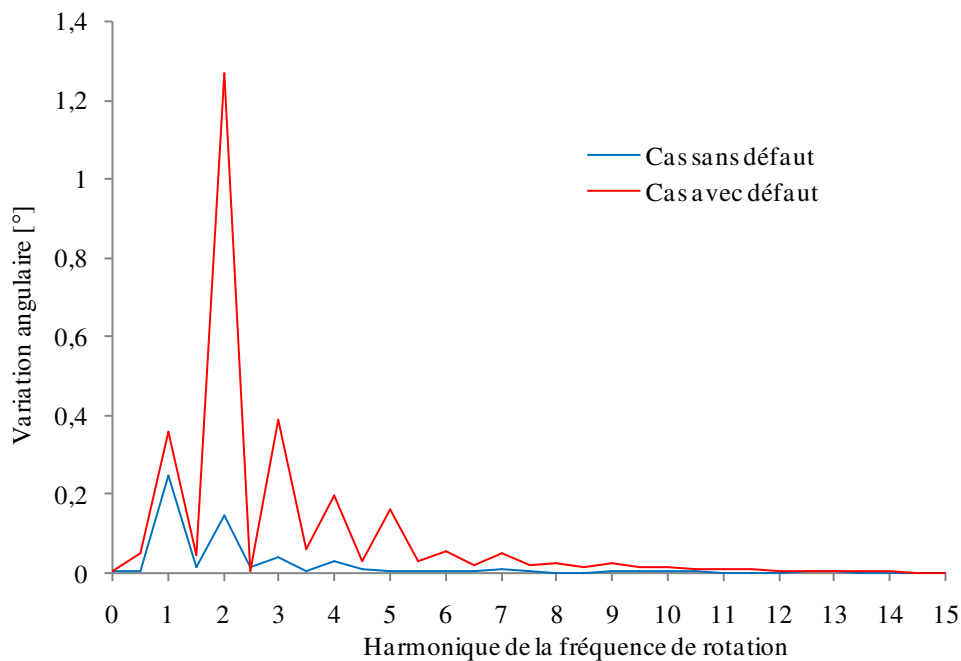


Figure 3.26. Spectre du signal de modulation de phase.

L'application de la méthode de la variation angulaire instantanée de la phase d'un signal vibratoire, est un outil très utile pour faire un diagnostic vibratoire.

Chapitre IV :
Application de la méthode sur
Machines Tournantes

4.1. Introduction

La méthode d'analyse vibratoire développée étant vérifiée et validée dans le simulateur de vibration dans la partie précédente prenons des cas réelles de machines tournantes industrielles qui présentent des cas vibratoires différentes. Quatre machines tournantes industrielles sont prises comme cas d'application ; un compresseur centrifuge industriel de la marque Cooper-Bessemer deux turbine à gaz pour la production électrique respectivement Solar Saturn 10 et Centaur 40 et une turbine à gaz Ms 3002 utilisés dans le transport du gaz.

Vu la complexité de fonctionnement des compresseurs centrifuges (à cause de la turbulence dans l'écoulement du gaz et la non stationnarité) ; le compresseur considéré présentait un défaut qui n'a pas été détecté par l'analyse spectral. Ce défaut a pu être cerné en utilisant la méthode développée dans notre étude. Pour bien détecter le problème et vérifier l'efficacité de cette méthode, on a pris trois cas d'étude (trois configurations) sur les compresseurs centrifuges.

Dans le deuxième cas d'étude on a opté pour une turbine à gaz utilisée dans la production électrique de marque Solar Saturn 10. Cette turbine présente une fréquence critique du rotor où on a appliqué que la méthode des acyclismes dans cette étude. La méthode développée ne peut être appliquée pour ce cas car la fréquence porteuse est très élevée et ne peut être détectée par le capteur de vitesse utilisée.

Une turbine à gaz Centaur 40 pour la production électrique est utilisée dans le troisième cas d'étude. Cette turbine présente un défaut de résonance structurelle, la méthode développée a été appliquée à ce type de défauts et a donné de bons résultats.

Pour le quatrième cas d'application, on a choisi une turbine à gaz GE Ms3002 qui présentait un défaut de balourd. Le comportement vibratoire de cette turbine est complexe à cause de l'écoulement turbulent et la combustion des gaz ainsi que la complexité des éléments qui la comportent et ces accessoires.

4.2. Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur un compresseur centrifuge

La méthode de la variation angulaire instantanée ou la variation de phase du signal de vibration est appliquée à un rotor d'un compresseur centrifuge (Cooper-Bessemer, 7457 kW, 6500 tr/mn) (figure 4.01). C'est un compresseur mono-étage d'une roue de 14 aubes (figure

4.02) dont l'arbre (figure 4.03) est supporté par deux paliers radiaux à 5 patins oscillants (figure 4.04) et un palier de butée axiale à 6 patins oscillants (figure 4.05) (situées entre les deux paliers radiaux) [87]. Le compresseur est accouplé à une turbine à gaz par un accouplement de charge flexible à engrenage à 78 dents. La roue du compresseur est en porte-à-faux donc les paliers sont situés entre la roue et l'accouplement de puissance.



Figure 4.01. Compresseur centrifuge Cooper-Bessemer.



Figure 4.02. Roue 14 aubes du compresseur Cooper-Bessemer.

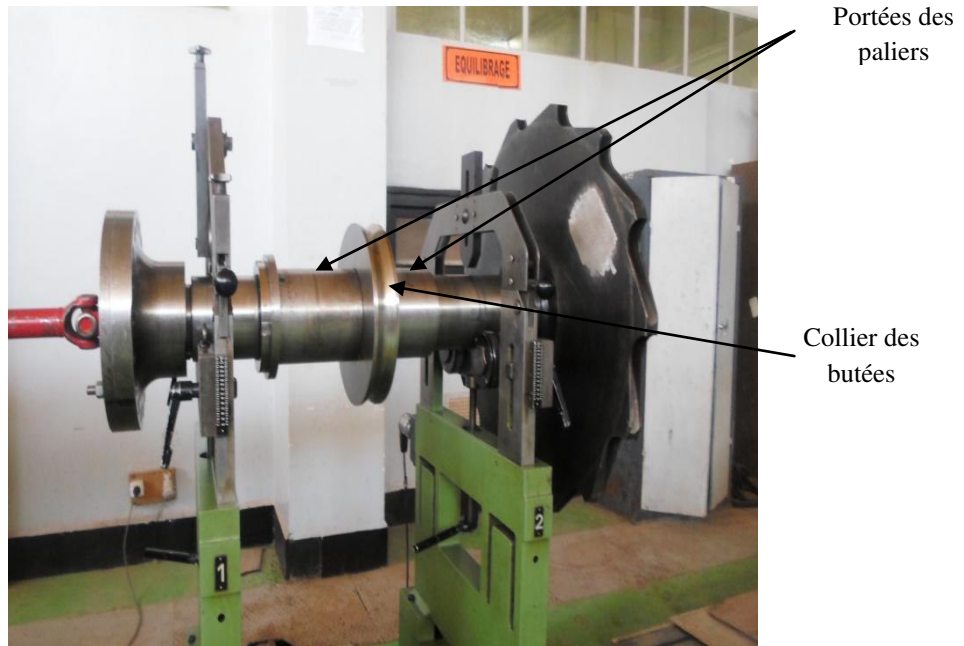


Figure 4.03. Rotor du compresseur centrifuge Cooper-Bessemer.



Figure 4.04. Palier 5 patins oscillants du compresseur Cooper-Bessemer.



Figure 4.05. Butée axiale 6 patins oscillants du compresseur Cooper-Bessemer.

Le compresseur considéré se déclenchait dans sa phase de démarrage en atteignant une certaine vitesse (près de 68 Hz) où on enregistre des niveaux de vibrations élevés (qui dépassent le seuil de déclenchement). Ce même compresseur présentait des niveaux de vibrations acceptables (en dessous du seuil d'alarme) lorsqu'il est mis en série avec un autre compresseur du même type sein.

Dans notre analyse, on a pris trois cas distincts. Dans le premier cas (cas 1), on analyse le compresseur considéré seul (compresseur A). Dans le deuxième cas (cas 2), ce compresseur est enclenché en série avec un autre compresseur du même type sein (compresseur B). Dans le troisième cas (cas 3), on considère que le compresseur sein et cela pour bien cerner le problème vibratoire.

Les tableaux (4.01), (4.02) et (4.03) présentent les paramètres de démarrage et fonctionnement dans les cas successifs.

Tableau 4.01. Paramètres de démarrage du compresseur A (cas 1).

	avant déclenchement	déclenchement
Pression aspiration [bar]	56.5	56.5
Pression refoulement [bar]	56.8	56.5
Débit $\times 1000$ [Nm ³ /h]	824	800
Niveau vibrations [mm/s]	22	25 (trip)
Charge fonctionnement	60%	61.8%

Tableau 4.02. Paramètres de fonctionnement des compresseurs A et B (cas 2).

	Comp. B	Comp. A
Pression aspiration [bar]	46.23	46.2
Pression refoulement [bar]	58.91	58.9
Débit $\times 1000$ [Nm ³ /h]	1763	
Niveau vibrations [mm/s]	1.9	3.5
Charge fonctionnement	89.1%	89.1%

Tableau 4.03. Paramètres de fonctionnement du compresseur B (cas 3).

	Comp. B
Pression aspiration [bar]	50.99
Pression refoulement [bar]	56.58
Débit $\times 1000$ [Nm ³ /h]	1229
Pression aspiration [bar]	7
Pression refoulement [bar]	89%

Tout d'abord, on a effectué une acquisition sur le compresseur A dans le premier cas du décollage jusqu'au déclenchement de l'unité par vibrations. Ces acquisitions ont été faites suivant les paramètres suivants :

- Fréquence d'acquisition = 25600Hz (pour les trois cas).
- Durée de l'acquisition = 440.5 seconde (cas 1).

Le compresseur A (cas1) se déclenche par vibrations à la 313^{ième} seconde. Pour l'analyse spectrale, nous avons pris les 30 secondes avant le déclenchement du compresseur (entre 284 et 314 secondes) (figure 4.06).

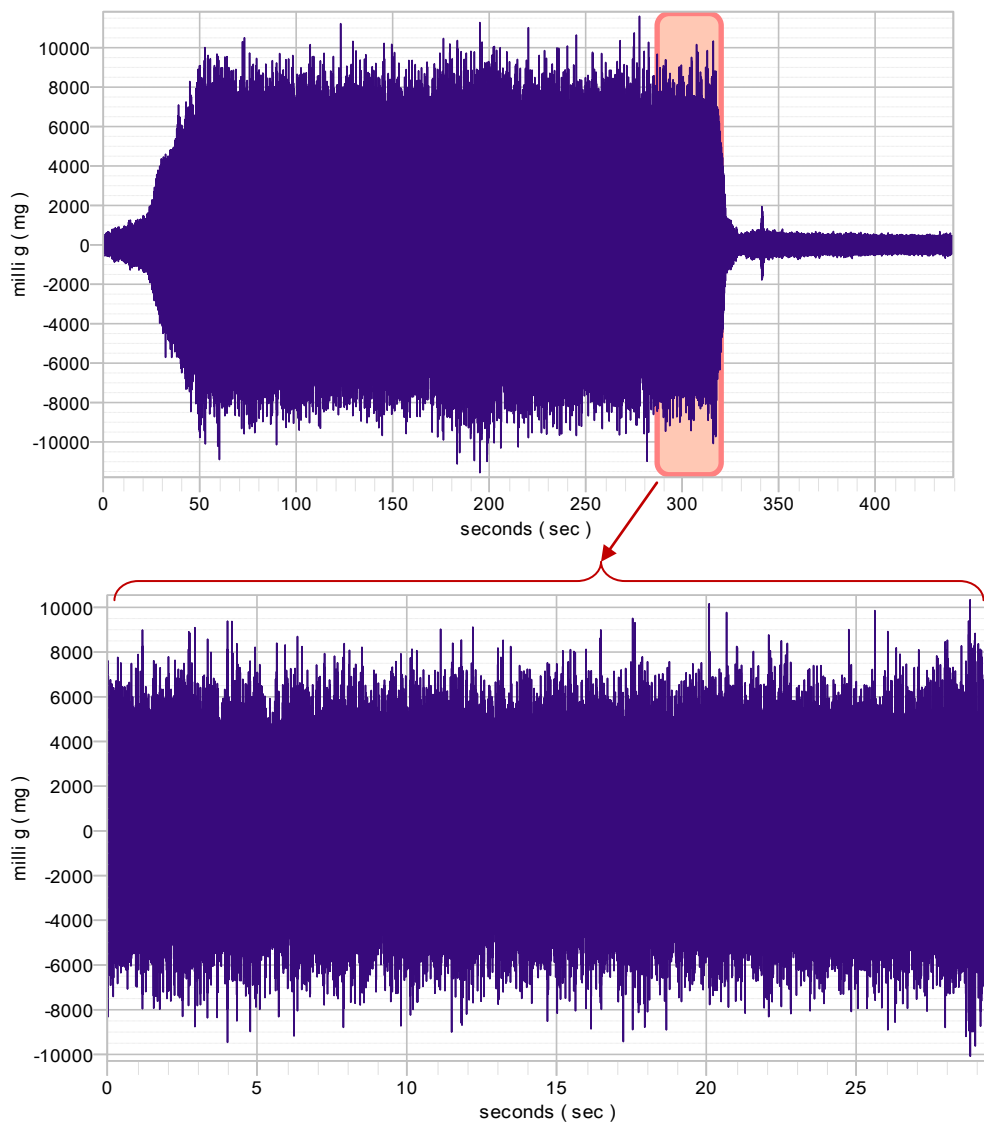


Figure 4.06. Signal vibratoire brut temporel du compresseur du démarrage au déclenchement.

Une première analyse est effectuée sur le signal brut suivant les indicateurs scalaires tel que les niveaux globaux en RMS et les descripteurs de Kurtosis et facteur de crête.

Les niveaux globaux (NG) en accélération sont calculés à partir des gammes de fréquences qui sont définies (10 000 Hz, 1000Hz, et 100 Hz) c'est-à-dire la répartition de l'énergie vibratoire à travers les hautes, moyennes, et basses fréquences.

Les descripteurs Kurtosis et facteur de crête (FC) sont calculés à partir du signal temporel, et permettent de quantifier la distribution des pics (amplitude en fonction du temps), afin d'identifier rapidement la présence d'irrégularités instantanées (impulsions) générées par un endommagement.

Le niveau en vitesse (NV) dans la gamme 0-1000 Hz est complémentaire aux autres critères, il permet de quantifier les sollicitations de fatigue.

On représente dans le tableau (4.04) les niveaux globaux et les descripteurs Kurtosis et facteur de crête ainsi que le niveau en vitesse tirés du signal vibratoire de la figure (4.06).

Tableau 4.04. NG, Kurtosis, FC et NV du signal vibratoire de la figure (4.06).

Compresseur A	Kurtosis	Facteur Crête	Acc.	Acc.	Acc.	Vit. (mm/s) 1000 Hz
			(mg) 100 Hz	(mg) 1000 Hz	(mg) 10000 Hz	
Palier RV	2,80	4,4	19,7	1660,0	2064,6	7,20
Palier RH	3,10	5,1	69,8	1592,4	1789,3	6,80
Palier Ax	2,90	3,0	14,0	2416,3	3131,4	7,60

En analysant les valeurs du tableau (4.04), nous pouvons tirer ce qui suit :

- Les niveaux vibratoires issus des accéléromètres sont élevés en hautes fréquences.
- Les facteurs descriptifs des évènements temporels-instantanés (Kurtosis et facteur de crête) ne mettent pas évidence la présence d'endommagement.

L'analyse spectrale des signaux de vibration enregistrés dans les trois cas révèle une forte turbulence de gaz entre 250 Hz et 450 Hz (figures 7 à 9). Cela ne signifie pas une anomalie dans ce type de compresseur. Cependant, dans le premier cas, ce phénomène est accentué par le défaut. Ce défaut n'a pu être identifié par analyse spectrale

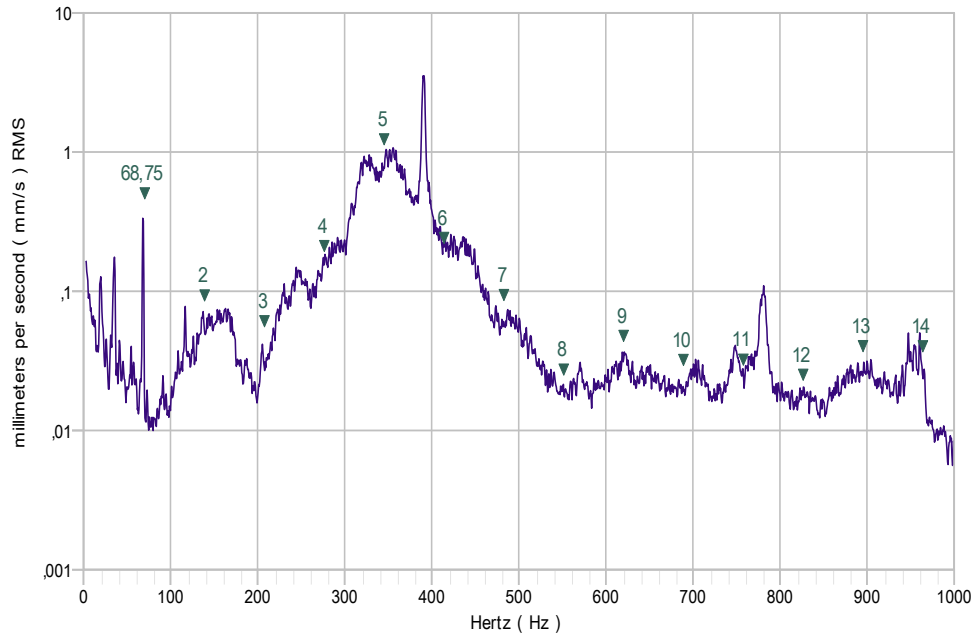


Figure4.07. Spectre de fréquence [0-1000 Hz] au voisinage de la vitesse déclenchement 68 Hz (cas1).

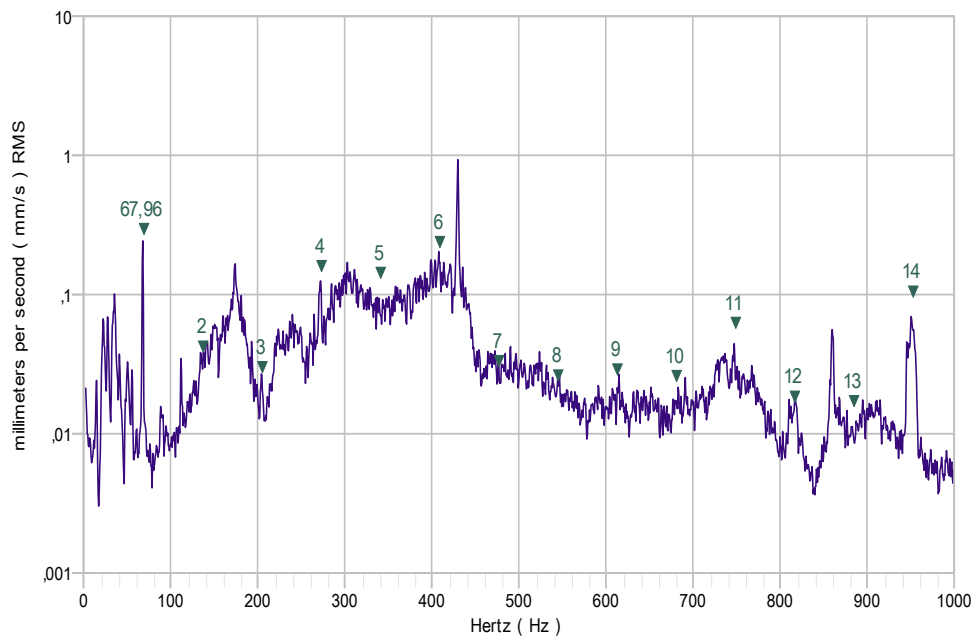


Figure4.08. Spectre de fréquence [0-1000 Hz] au voisinage de la vitesse déclenchement 68 Hz (cas2).

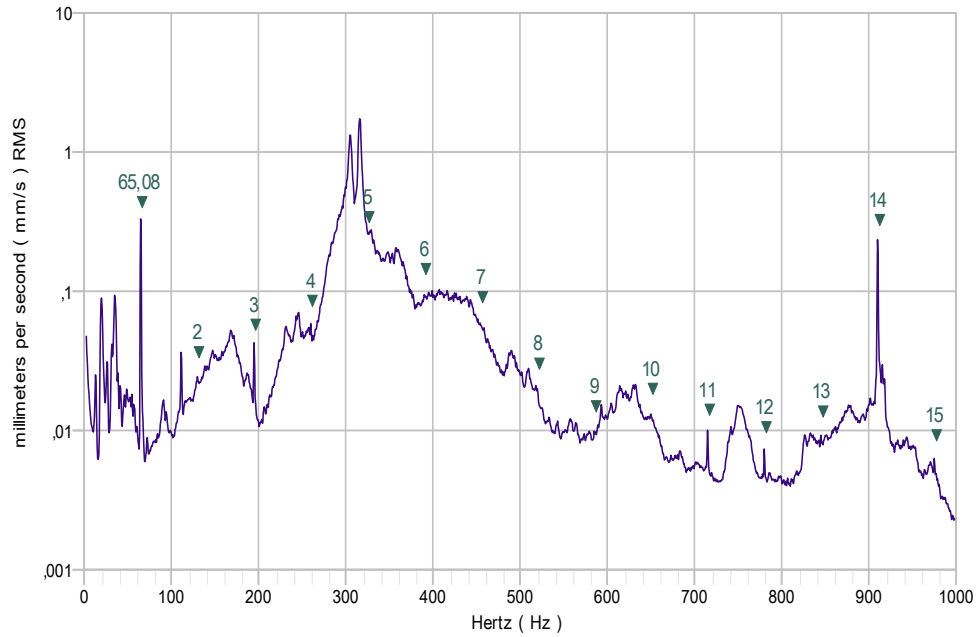


Figure4.09. Spectre de fréquence [0-1000 Hz] au voisinage de la vitesse déclenchement 68 Hz (cas 3).

Une analyse d'ordre a été effectuée sur le premier cas (cas 1) à l'aide du module ORDER STUDIOVIB, on a maintenu la vitesse de déclenchement aussi longtemps que possible avant le déclenchement pour l'acquisition (figure4.06). Une représentation graphique permet de visualiser la contribution des harmoniques aux vitesses critiques. Les figures (4.10-4.12) montrent respectivement la contribution des harmoniques selon la direction verticale, horizontale et axiale (cas 1). Dans les trois directions, nous notons la domination des 5^{èmes} et 6^{èmes} ordres, correspondant respectivement au palier à cinq patins (5 patins) et au palier à buttée (6 patins). On remarque la dominance du 1^{er} ordre dans la direction horizontale. Il est également intéressant de noter que, dans la direction axiale, la domination du 14^{ème} ordre correspondant au passage des aubes de la roue.

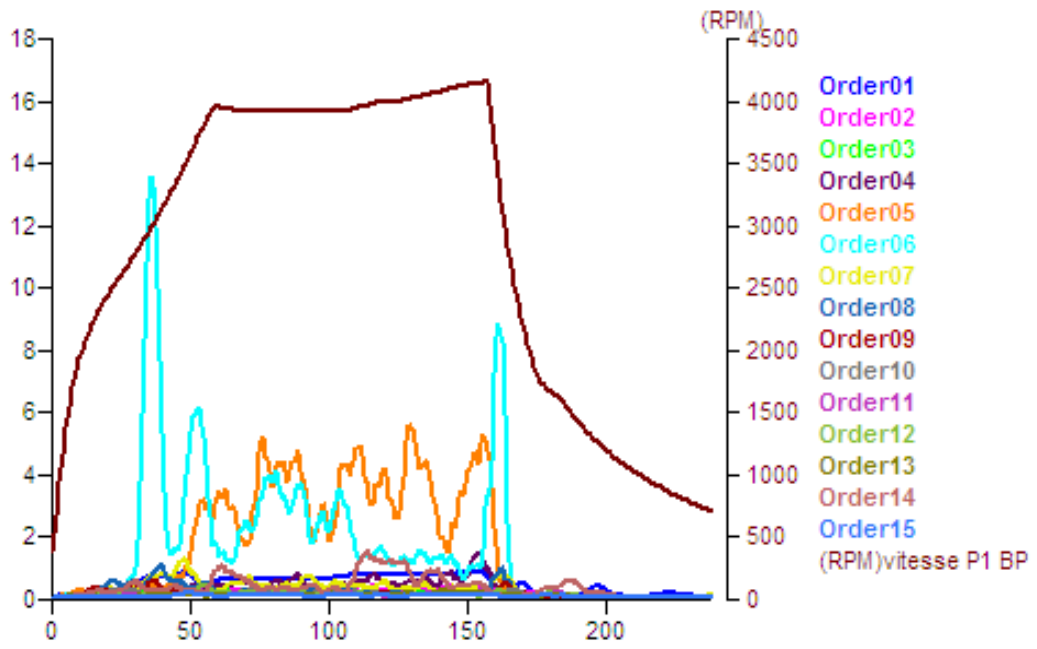


Figure 4.10. Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction verticale (cas 1).

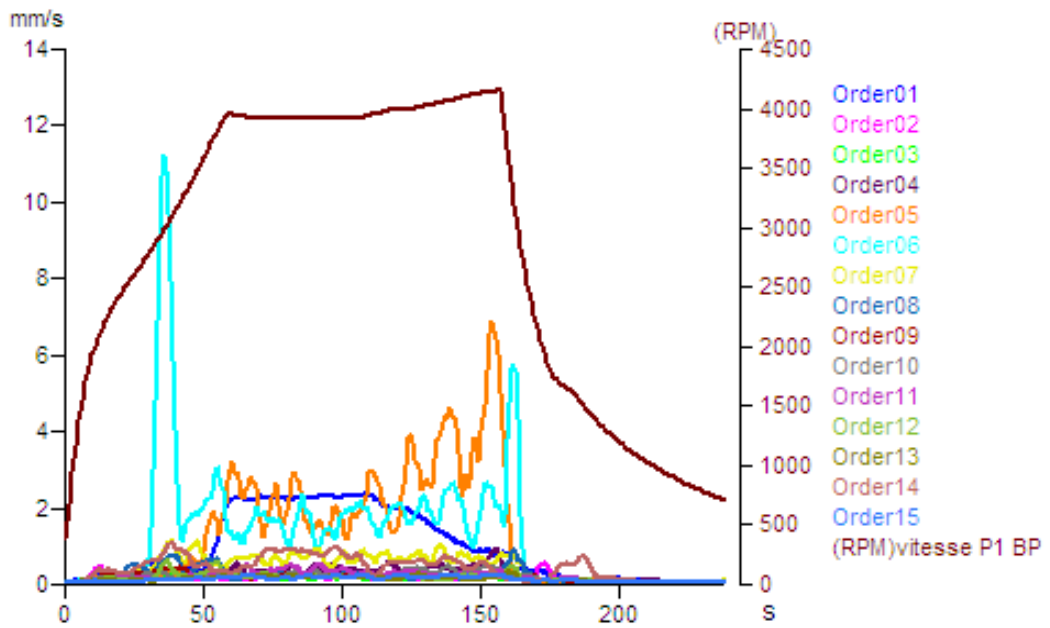


Figure 4.11. Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction horizontale (cas 1).

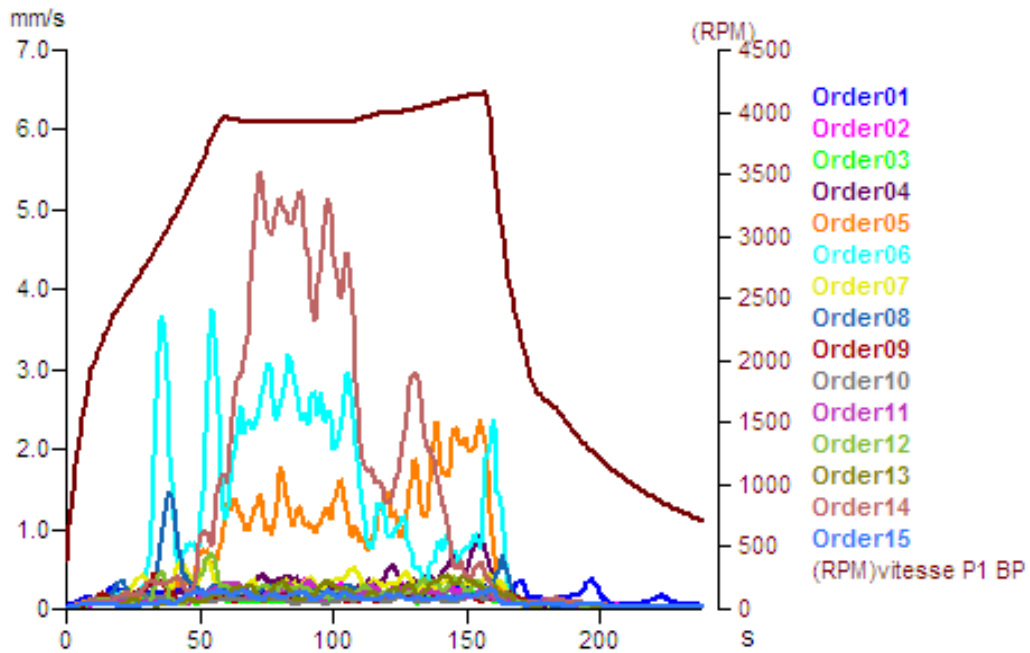


Figure 4.12. Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction axiale (cas 1).

Ce dernier révèle l'existence d'un défaut dans la roue dans la direction axiale. Effectivement, l'analyse d'ordre jusqu'à la vitesse d'instabilité dans la direction axiale des deux autres cas (cas 2 et 3) révèle l'élévation du 14^{ème} ordre dans le second cas (compresseur A en deuxième position), alors que cet ordre est beaucoup plus faible pour le troisième cas (compresseur B) (figures 4.13 et 4.14).

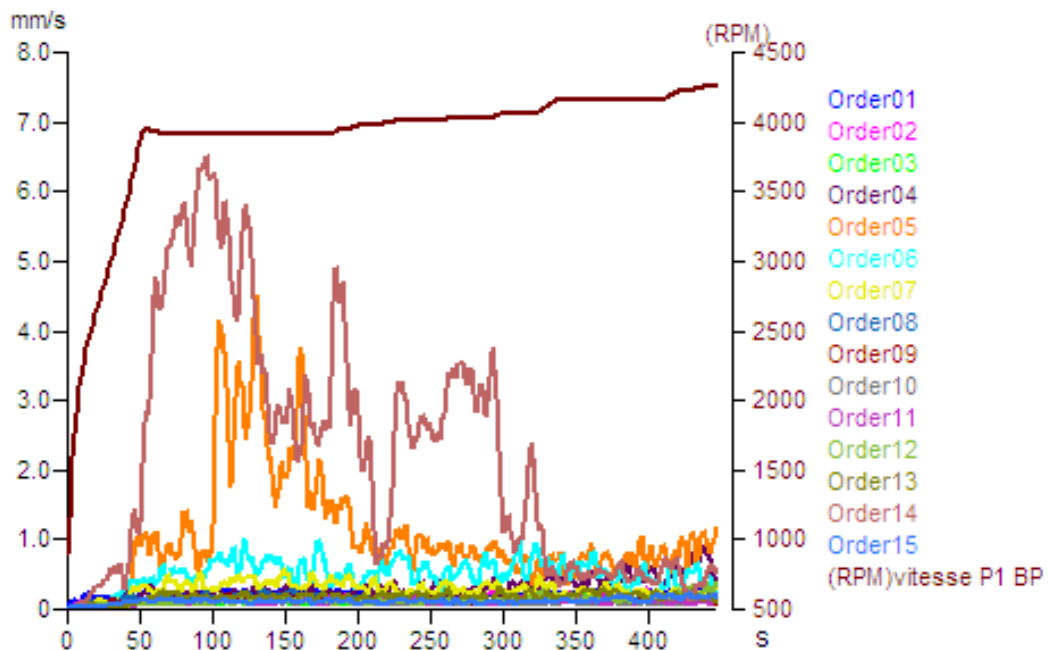


Figure 4.13. Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction axiale (cas 2).

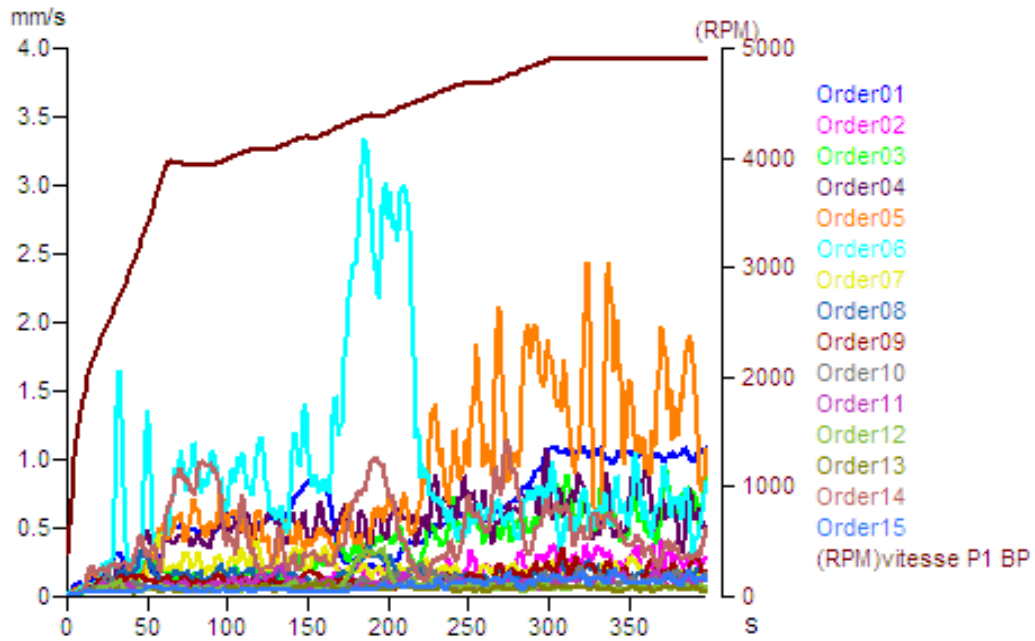


Figure 4.14. Analyse d'ordre du signal vibratoire dans la direction axiale (cas 3).

Pour l'utilisation de la méthode développée dans notre travail, on effectue un filtrage par le filtre passe-bande autour de la fréquence de passage des aubes de la roue ($14 \times f_r$, avec f_r la fréquence de rotation du rotor) (figure 4.15). Cette fréquence est considérée comme fréquence porteuse dans la modulation de phase. Sur la figure (4.16), on donne le signal de modulation de phase sur une révolution (cas 1, 2 et 3), en utilisant l'équation (2.121). Les spectres des harmoniques des signaux de modulation de phase des trois cas respectivement sont représentés sur la figure (4.17).

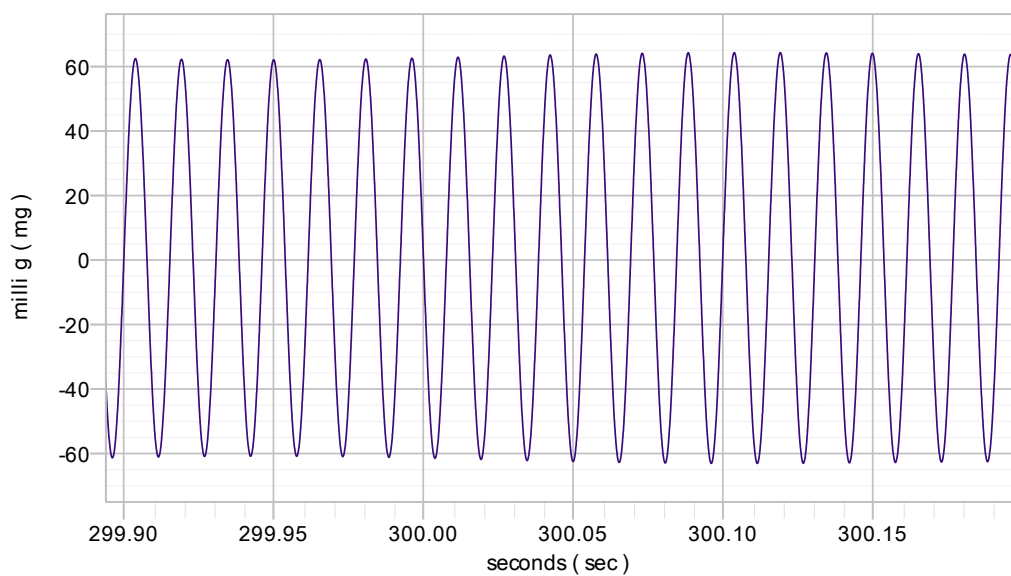


Figure 4.15. Signal filtré autour de la fréquence porteuse (cas 1).

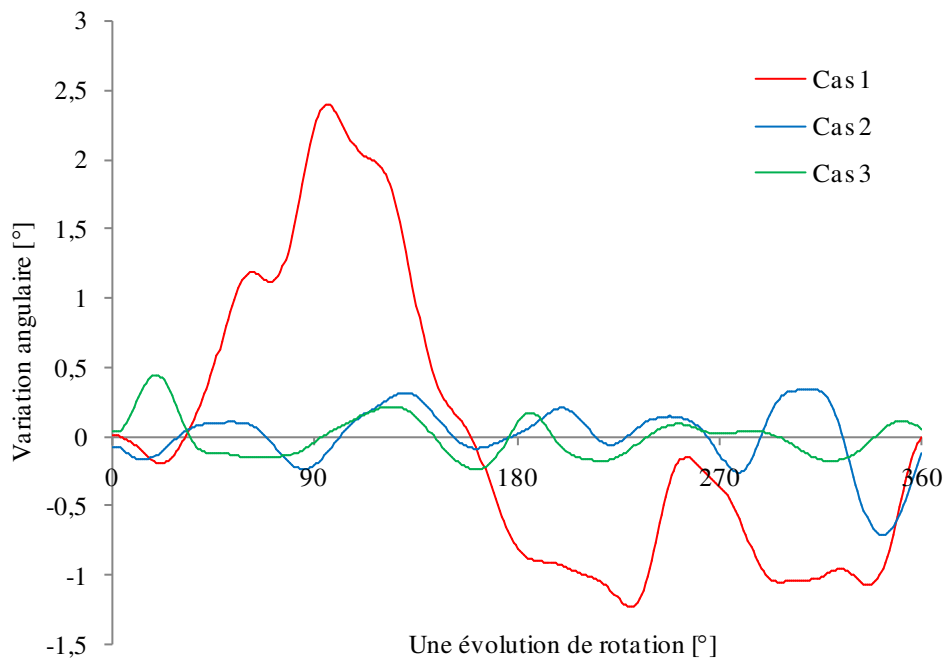


Figure 4.16. Variation angulaire instantanée pour une révolution versus angle de rotation nominal (cas 1, 2 et 3).

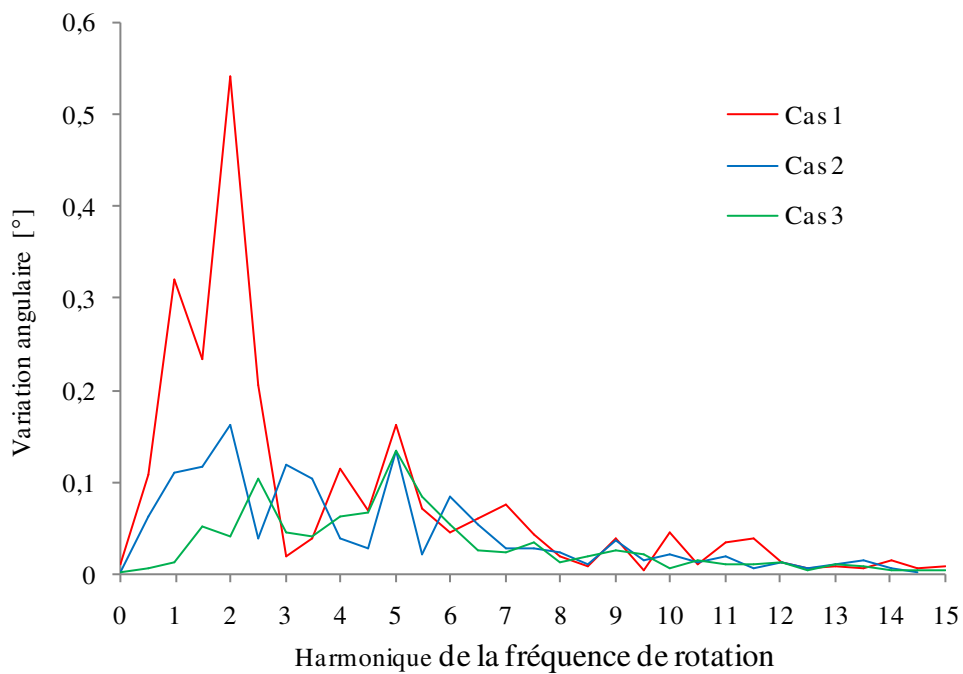


Figure 4.17. Spectre des harmoniques de la variation angulaire instantanée (cas 1, 2 et 3).

Dans les trois cas, à la fréquence critique, on remarque la présence de la cinquième harmonique correspondante à la fréquence du palier porteur à patins (5 patins). La présence de cette fréquence reflète une instabilité du rotor causée par des forces statiques insuffisantes exercées sur le rotor. Les forces dynamiques, qui sont les plus importantes que les forces statiques, créent une instabilité dans le palier, ce qui se manifeste par la présence de sous-harmoniques et le cinquième harmonique de la fréquence de rotation. Avec une signature de désalignement dans les deux cas 1 et 2, ce phénomène est plus important dans le premier, lorsqu'il est engagé seul, avec un flux plus élevé, produisant un basculement de la roue (en porte-à-faux). L'amplitude du basculement diminue dans le cas 2, par rapport au cas 1, avec la présence d'harmoniques (6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 et 14) qui révèlent une signature de jeu radial avec un défaut de frottement. Cette signature révèle le problème du basculement et défaut d'un jeu radial au niveau du palier. Ce défaut n'existe pas dans le troisième cas (cas 3).

Nous pouvons interpréter que près de la vitesse critique, le palier du compresseur (près de la roue) subit des forces dynamiques très importantes amplifiées par le montage en porte-à-faux de la roue 14 aubes. Cette contrainte exceptionnelle entraîne une usure prématurée des paliers provoquant le basculement axial de la roue.

Rappelons que ce défaut n'a pu être détecté par l'analyse spectrale à cause de la non-stationnarité du signal vibratoire et de la turbulence élevée due à l'écoulement des gaz. Ces problèmes ont pu être contournés en appliquant la méthode de la variation angulaire instantanée. En représentant cette dernière suivant un spectre des harmoniques, on a pu facilement analyser et tirer le défaut.

4.3. Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur turbine à gaz affectée par un problème de résonance de l'arbre.

La méthode développée a été testée sur une turbine à gaz (SolarSaturn10, 1185kW, 22300 tr/mn) (figure 4.18). C'est une turbine mono-arbre supporté par trois paliers lisses. Elle présente une fréquence de résonance d'arbre autour de 125 Hz [88]. Cette turbine est utilisée dans la production de l'électricité, elle entraîne un alternateur via un réducteur de la marque Solar.



Figure 4.18. Turbine à gaz Solar Saturn 10.

Après la révision générale, la turbine déclenche par un pic vibratoire allant de 3 à 25.89 mm/s avec un seuil de déclenchement 17mm/s, à la vitesse 22300 tr/min. Un deuxième démarrage a été effectué après une investigation mécanique ayant constaté un problème de non fermeture de la vanne anti-pompage (figure 4.19), la turbine disjoncte à 18 500 tr/min à cause des vibrations qui atteignent 25 mm/s.



Figure 4.19. Vanne anti-pompage.

Une acquisition a été faite avec une fréquence d'échantillonnage égal à 25600 Hz, pour les deux démarrages.

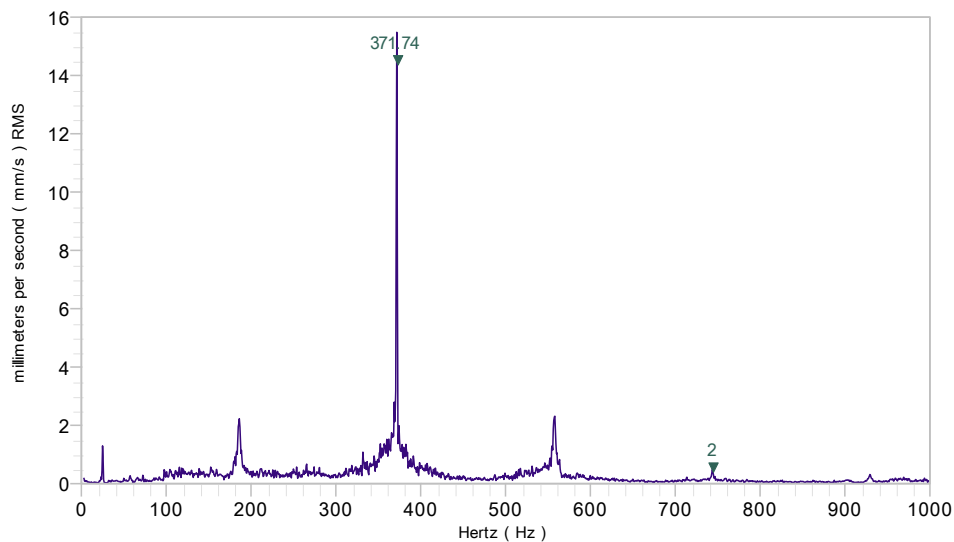


Figure 4.20. Spectre 0-1000Hz du premier démarrage de la turbine.

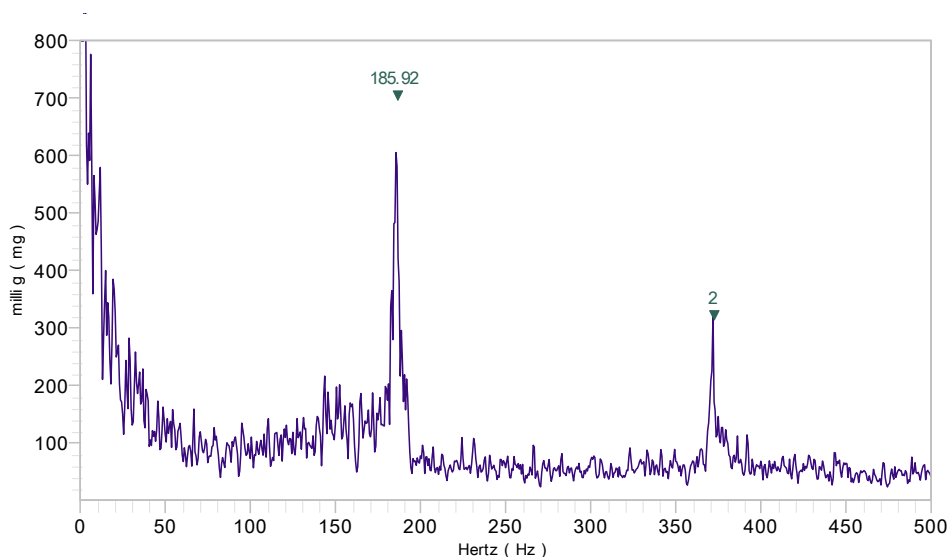


Figure 4.21. Spectre d'enveloppe entre [5000-10000z] du premier démarrage de la turbine.

Dans la figure (4.20), l'analyse spectrale du signal vibratoire du premier démarrage montre la prédominance de l'amplitude de la fréquence de rotation (15.98mm/s), avec la présence de la composante un demi de la fréquence de rotation (2.2mm/s). Cela représente la signature spectrale du frottement [89, 90]. Une analyse d'enveloppe a été faite entre [5000-10000z] (figure 2.21) qui indique que la dominance de l'amplitude de la fréquence de rotation est excitée par le demi de la fréquence de rotation. Cette signature de frottement apparaît clairement dans le spectre du deuxième démarrage sans utiliser la technique d'analyse

d'enveloppe, en plus de l'apparence du problème du fouettement d'huile au niveau des paliers révélée par la présence de la fréquence 0.43 de la vitesse de rotation (figure 2.22). Notons que la turbine, dans le deuxième démarrage, n'a pas atteint la vitesse 22300 tr/min et que l'analyse a été faite à la vitesse 18 500 tr/min.

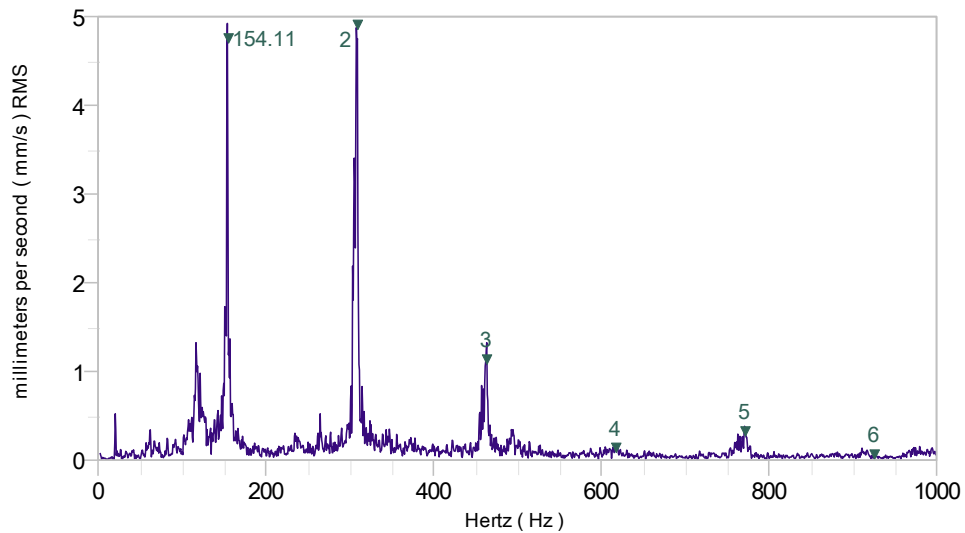


Figure 4.22. Spectre 0-1000Hz du deuxième démarrage de la turbine.

Pour procéder à l'analyse de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, le signal a été enregistré par le capteur de vitesse (figure 4.23 et 4.24) installé au niveau du deuxième étage de la turbine (31 aubes) (figures 4.25 et 4.26).



Figure 4.23. Capteur de vitesse de la turbine.

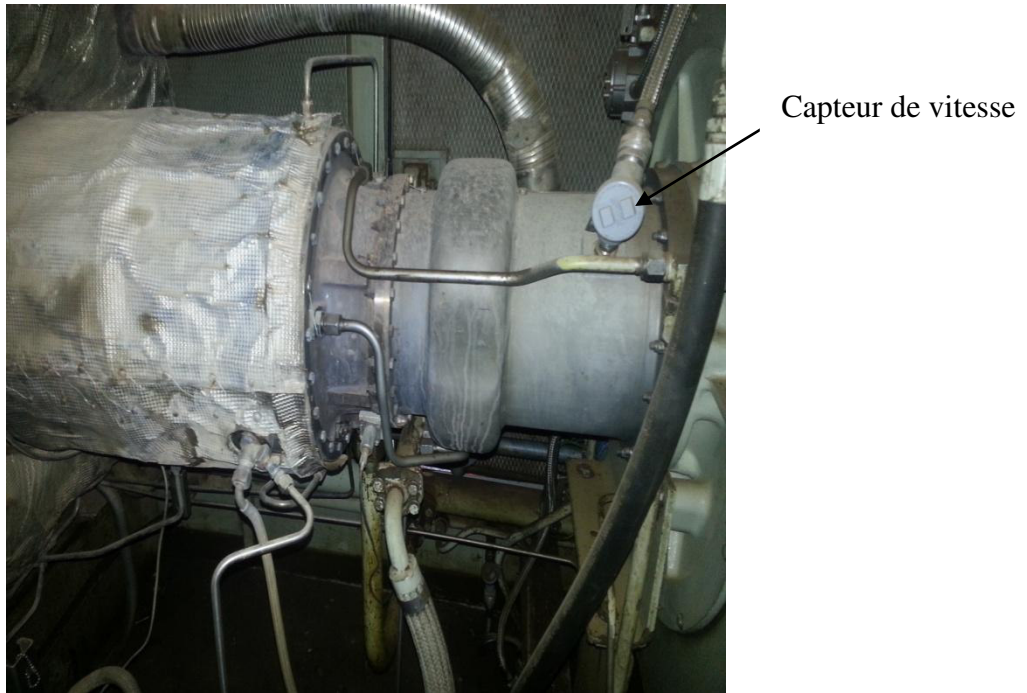


Figure 4.24. Emplacement du capteur de vitesse dans la turbine



Figure 4.25. Troue d'emplacement du capteur de vitesse dans la turbine (au niveau du deuxième étage compresseur).

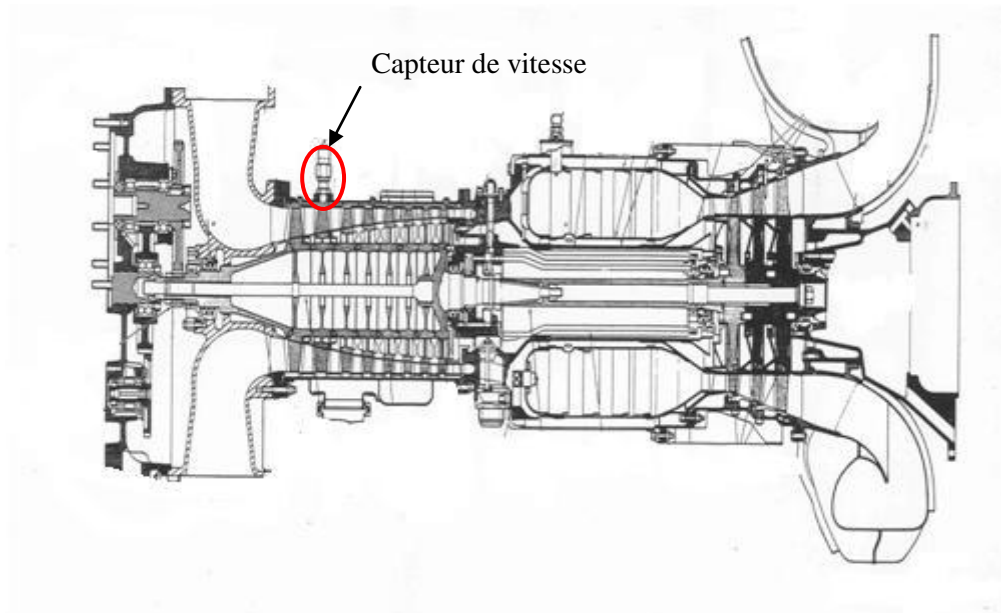


Figure 4.26. Schéma de la turbine Solar Saturn 10 avec emplacement du capteur de vitesse[92].

La figure (4.27) montre le signal de vitesse au moment du déclenchement du premier démarrage. On constate une modulation en amplitude où la fréquence de modulation est égale à 123.91 Hz (un tiers de la fréquence de rotation 371.74 Hz) qui est considérée comme une fréquence critique de l'arbre. On représente la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation dans le premier démarrage et le deuxième démarrage par les figures (4.28) et (4.29) respectivement.

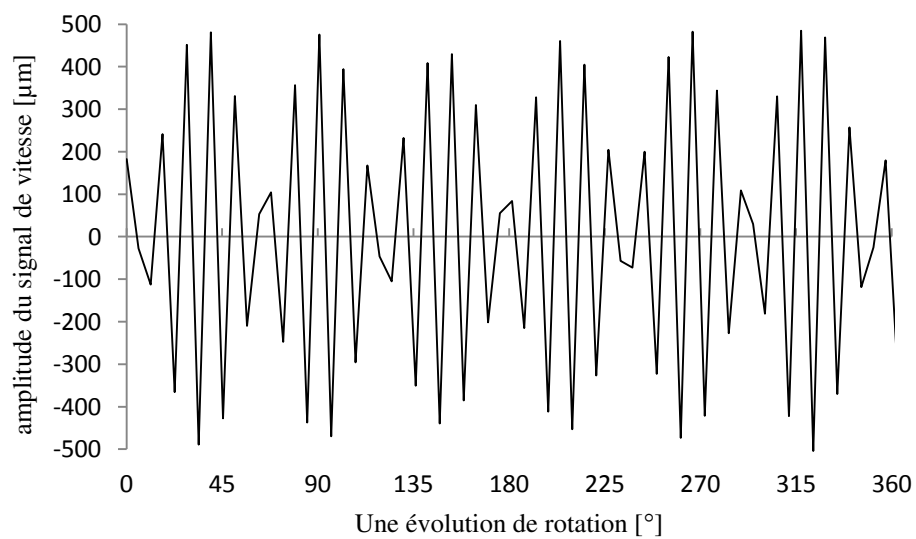


Figure 4.27. Signal de vitesse au moment du déclenchement lors du premier démarrage.

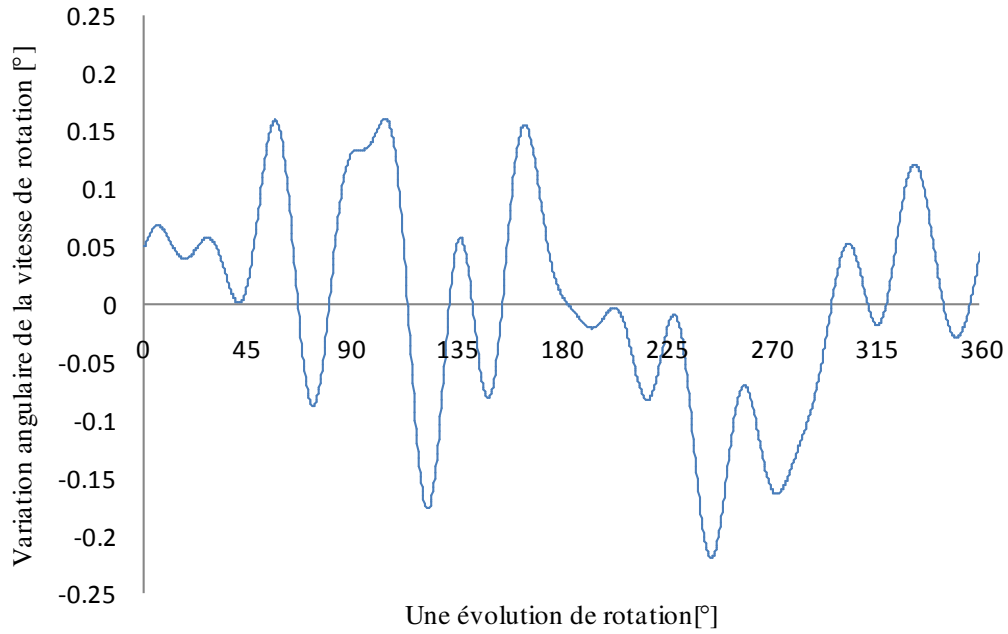


Figure 4.28. Variation angulaire instantanée pour une révolution versus angle de rotation nominal (premier démarrage).

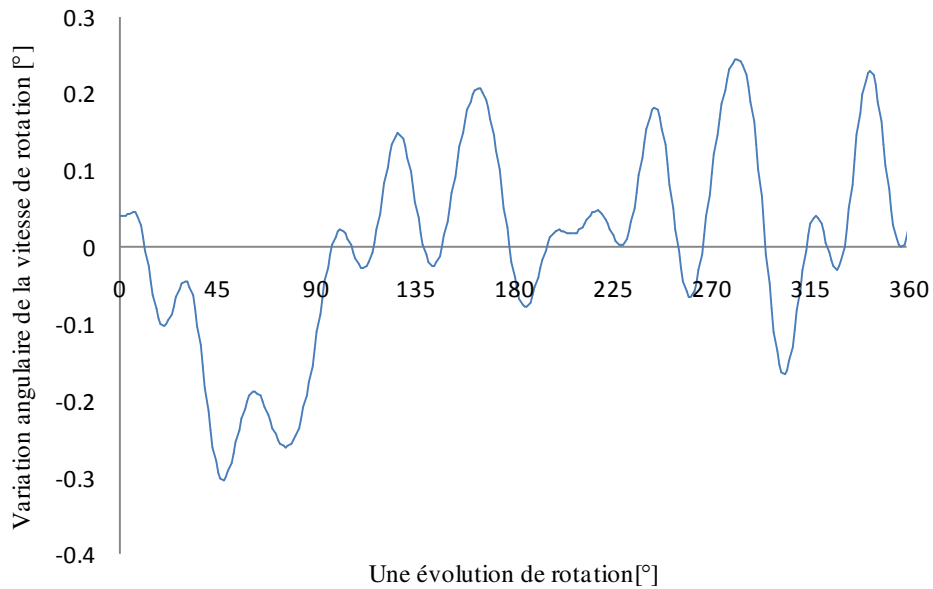


Figure 4.29. Variation angulaire instantanée pour une révolution versus angle de rotation nominal (deuxième démarrage).

L'analyse de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation (figure 4.30) montre la signature du frottement au premier démarrage révélée par la dominance de la demi-fréquence de rotation. En revanche dans le deuxième démarrage on remarque l'augmentation

des autres harmoniques de la vitesse de rotation et qui représente une signature de jeu (figure 4.31).

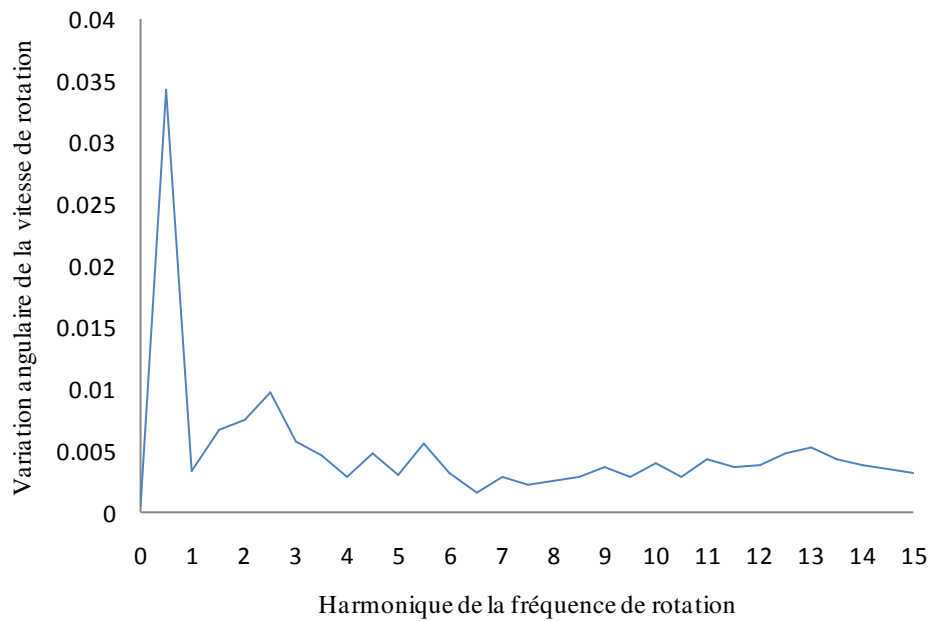


Figure 4.30. Spectre des harmoniques de la variation angulaire instantanée (premier démarrage).

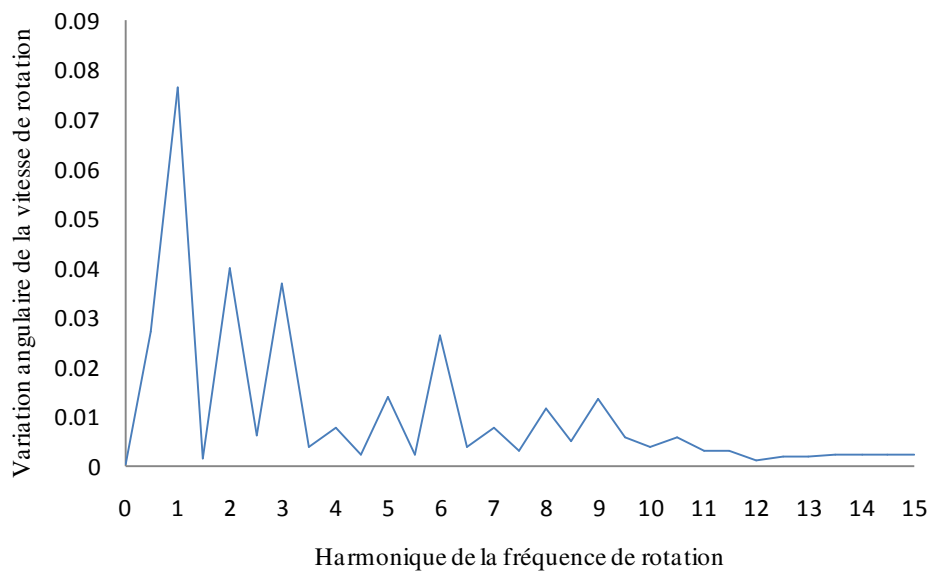


Figure 4.31. Spectre des harmoniques de la variation angulaire instantanée (deuxième démarrage).

La méthode développée dans notre travail ne peut être appliquée pour ce cas car d'après le théorème de Shannon les fréquences qui peuvent être captées par le capteur de vibration installé sur la turbine sont inférieures ou égales à la fréquence d'échantillonnage (256000 Hz) divisé par 2.56 [91], donc la fréquence maximum captée est de 10000 Hz. Ce qui est moins que la fréquence de passage d'aubes ($31 \times 371.74 \text{ Hz} = 11523.94 \text{ Hz}$).

Une investigation mécanique a été faite en démontant la turbine pour inspecter les paliers. Le tableau (4.05) montre que tous les jeux dans les paliers sont hors tolérance. Sachant que la turbine à fonctionnée seulement 15 minutes après la révision générale. On représente dans les images des figures (4.32), (4.33) et (4.34) l'usure dans le palier 2, butée et portée du palier 1 respectivement.

Tableau 4.05. Jeux dans les paliers de la turbine avant et après incident.

	Jeux après Révision	Jeux après incident	Pourcentage d'usure
Palier 1	0.06 mm	0.162 mm	170%
Palier 2	0.066 mm	0.127 mm	92.42%
Palier 3	0.086 mm	0.104 mm	20.93%
butée	0.139 mm	0.38 mm	173.38%

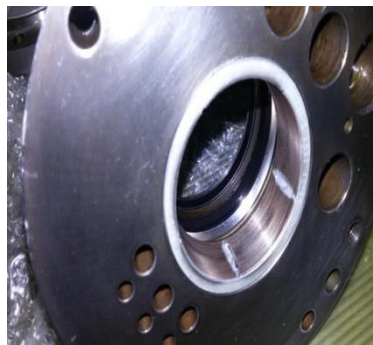


Figure 4.32. Palier 2 après usure.

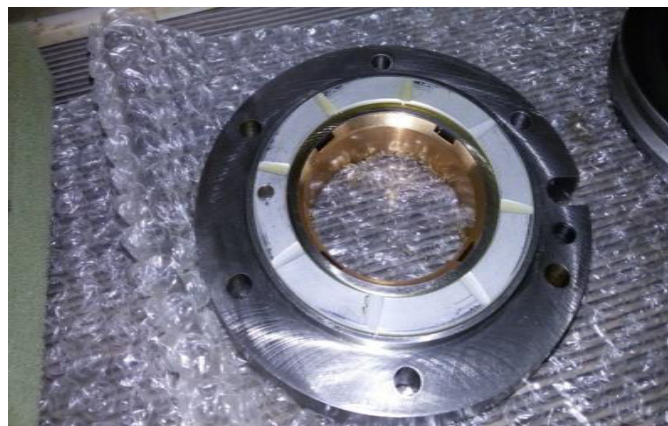


Figure 4.33. Butée après usure.



Figure 4.34. Portée du palier 1.

Le fonctionnement avec une vanne anti-pompage ouverte provoque le phénomène du décrochage tournant au niveau des aubes des derniers étages du compresseur axial de la turbine, ce dernier entraîne des frottements au niveau du labyrinthe d'étanchéité où le jeu est minimum qui augmente la rigidité du système [93]. Ces frottements révélés par la fréquence du demi de la vitesse de rotation (185 Hz) qui excite la fréquence de résonance de la turbine (125 Hz). Ceci crée des instabilités au niveau des paliers ; notamment le palier à butée qui est le plus sollicité à cause des efforts axiaux de l'écoulement (tableau 4.05).

A partir du signal de la vitesse de rotation, on a pu confirmer que la fréquence propre de la turbine a été excitée par le problème de frottement qui a été clairement révélé par la méthode d'analyse de la variation angulaire de la vitesse de rotation au premier démarrage. Contrairement, l'analyse spectrale n'a pas détecté le problème de frottement dès le premier démarrage, seulement quand nous avons utilisé l'analyse d'enveloppe pour pousser l'analyse, ou après le deuxième démarrage.

4.4. Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur une turbine à gaz affectée par un problème de résonance structurelle.

Comme nous l'avons remarqué dans l'exemple précédent, que la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation est efficace dans la détection du problème de résonance de l'arbre. Nous allons la tester sur un autre type de résonance structurelle qui affecte une turbine à gaz (SolarCentaur40, 3500 kW, 14 944 tr/mn) (figure 4.35). C'est une turbine mono-arbre utilisée dans la production de l'électricité. Elle présente une fréquence de résonance propre (structurelle) autour de 465Hz.



Figure 4.35 Turbine à gaz (Solar Centaur 40).

Cette fréquence est due au type de fixation de la turbine qui a été posé sur une tige supportée par quatre ressorts en parallèle (figure 4.36)[94]. Au démarrage, lorsque la fréquence de rotation de la turbine atteint 232 Hz, sa deuxième harmonique existe la fréquence propre de la structure support (465 Hz),

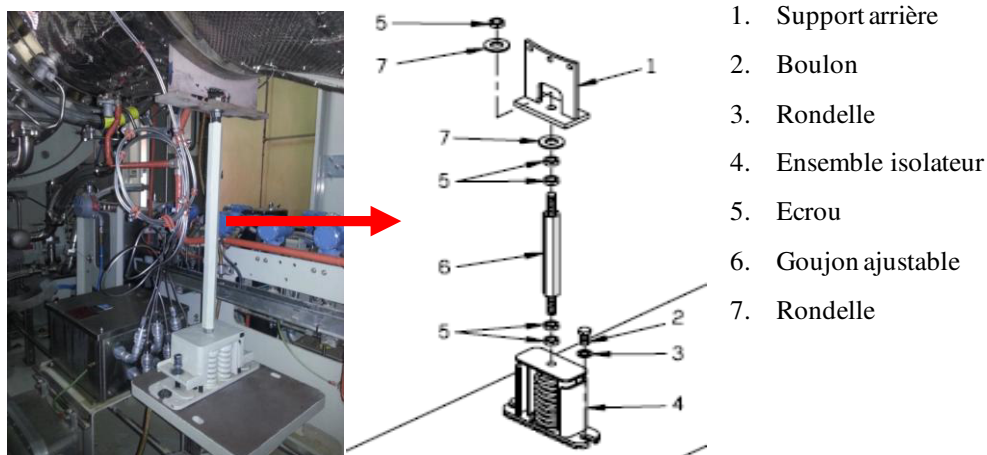


Figure 4.36 Support de fixation de la turbine à gaz[94]

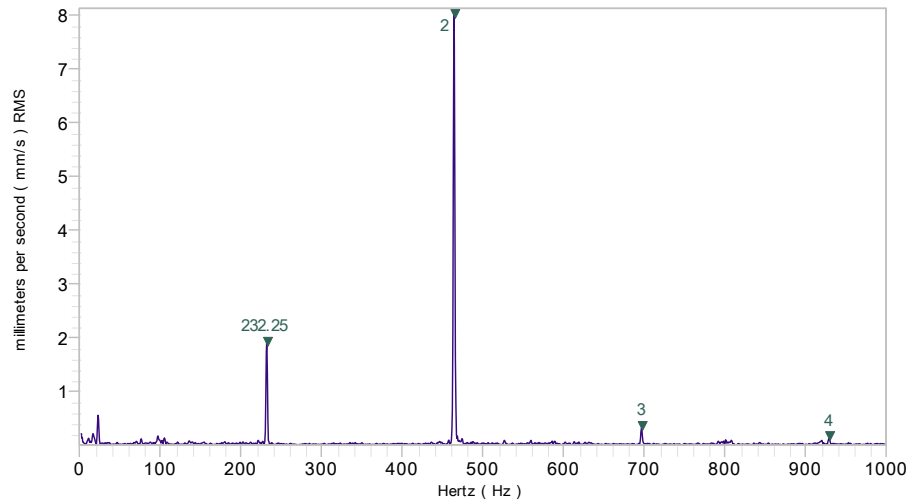


Figure 4.37 Spectre 0-1000 Hz à la fréquence critique

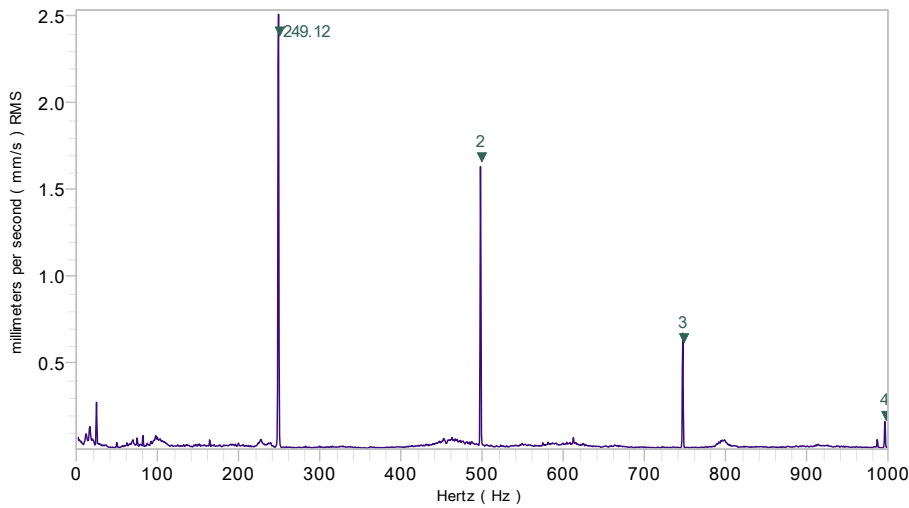


Figure 4.38 Spectre 0-1000 Hz à la vitesse de fonctionnement après la fréquence critique

Une acquisition a été faite avec une fréquence d'échantillonnage égale à 25600 Hz. L'analyse spectrale (figure 4.37) montre la dominance de la deuxième harmonique qui est une signature de désalignement due au basculement de la turbine à cause de l'excitation du mode propre de la structure support de fixation (figure 4.36).

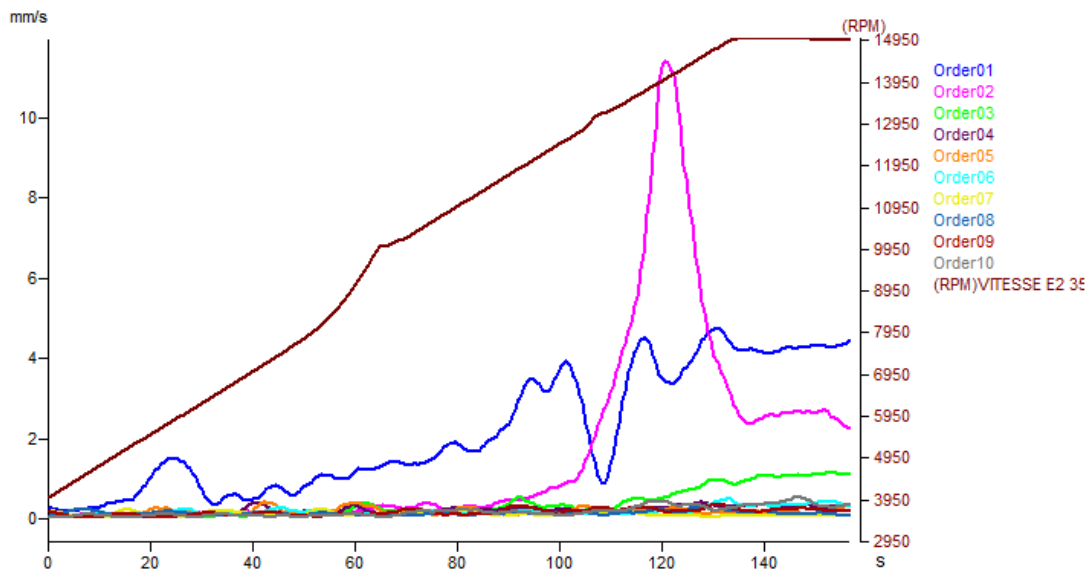


Figure 4.39. Analyse d'ordre lors du démarrage de la turbine Solar Centaur 40.

Les mêmes résultats sont obtenus par l'analyse d'ordre (figure 4.39), on constate une nette augmentation de l'amplitude du deuxième ordre (deuxième harmonique) de la vitesse de rotation jusqu'à ce qu'il atteigne 12 mm/s à 233 Hz, une fois que la vitesse de rotation s'éloigne de cette vitesse critique l'amplitude de la deuxième harmonique commence à diminuer. Par contre dans le premier ordre, on observe deux crêtes distinctes à 228.33 et 245 Hz qui représentent une résonance différenciée (Split Resonance) dû à l'anisotropie du notre système qui a une rigidité horizontale différente à la rigidité verticale, et le capteur de vibration n'est pas aligné sur les principaux axes de raideur.

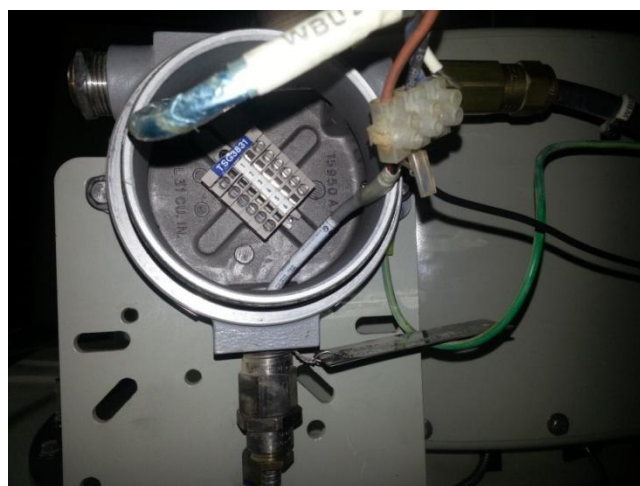


Figure 4.40. Branchement sur le pickup: Mesure capteur de vitesse.

Pour procéder à l'analyse de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, le signal a été enregistré du capteur de vitesse (figure 4.40) installé au niveau du deuxième étage de la turbine (35 aubes).

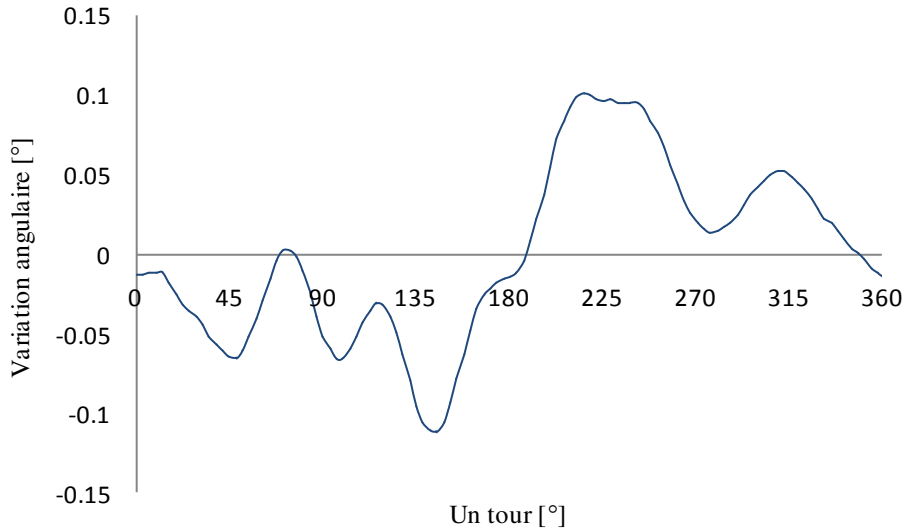


Figure 4.41. Signal de la variation angulaire.

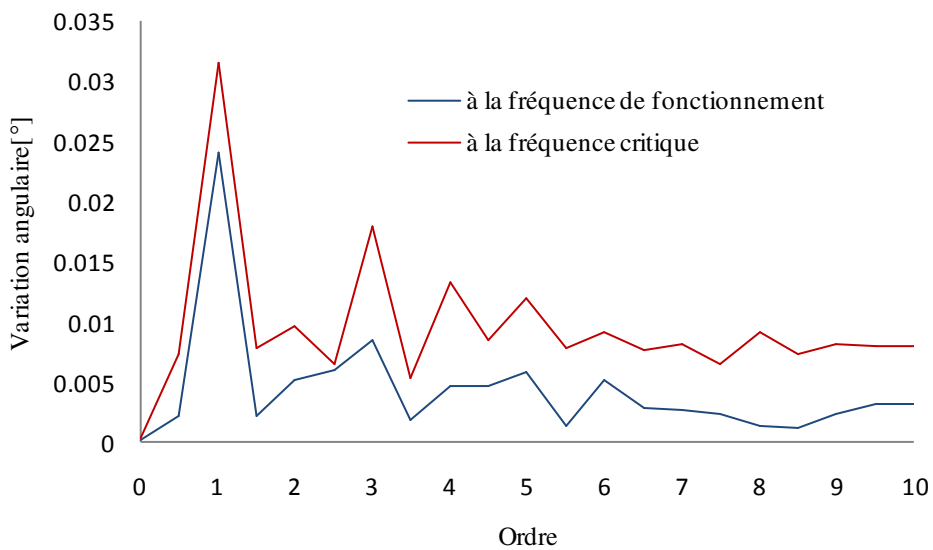


Figure 4.42 Spectre d'harmonique de la variation angulaire instantanée

L'analyse de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation (figure 4.42) montre que la machine à la vitesse critique présente une légère augmentation de la première et ses harmoniques qui seront diminués après cette fréquence propre. Ce léger changement ne reflète pas clairement le comportement de la machine à la fréquence de résonance car la variation angulaire de la vitesse de rotation a une relation directe avec les vibrations radiales relative de l'arbre par rapport à son palier, alors que l'ensemble arbre et palier vibre. Par

contre par la méthode spectrale et analyse d'ordre qui ont basées sur la vibration absolue de la machine en utilisant un repère indépendant de la machine, on constate clairement le problème de vibration de la machine à la vitesse critique.

L'application de la méthode proposée sur le signal vibratoire mesuré par capteur de vibration installé sur la machine en filtrant la fréquence de passage d'aubes ($35 \times f$) (figure4.43).

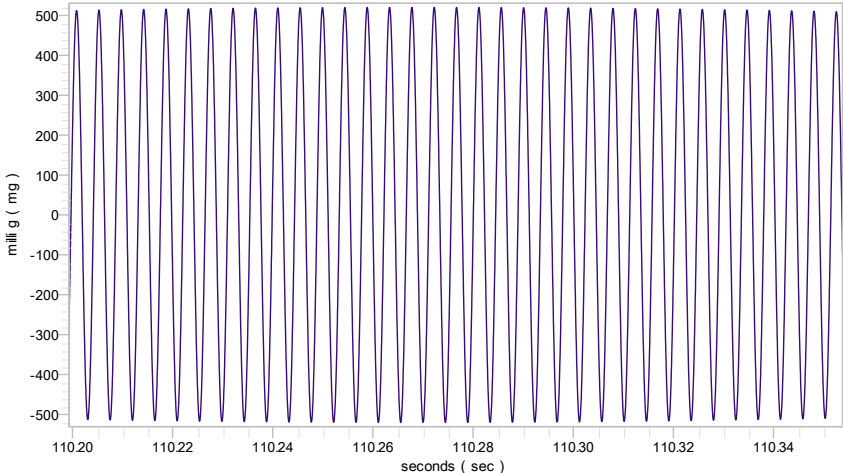


Figure 4.43. Signal vibratoire filtré autour de la fréquence de passage d'aubes (35 aubes).

La figure 4.44 montre la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré.

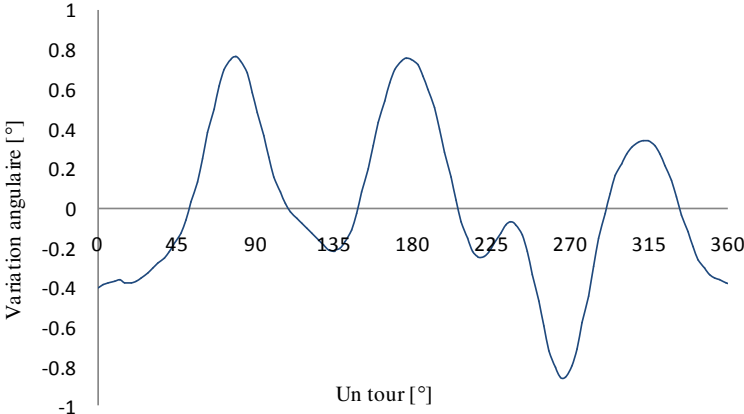


Figure 4.44. Variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré.

La figure 4.45 montre le Kurtosis du signal vibratoire filtré avec la variation de la vitesse de rotation. On remarque que le facteur de Kurtosis augmente jusqu'à 9 aux deux crêtes de la résonance différenciée (figure 4.45 -4.46).

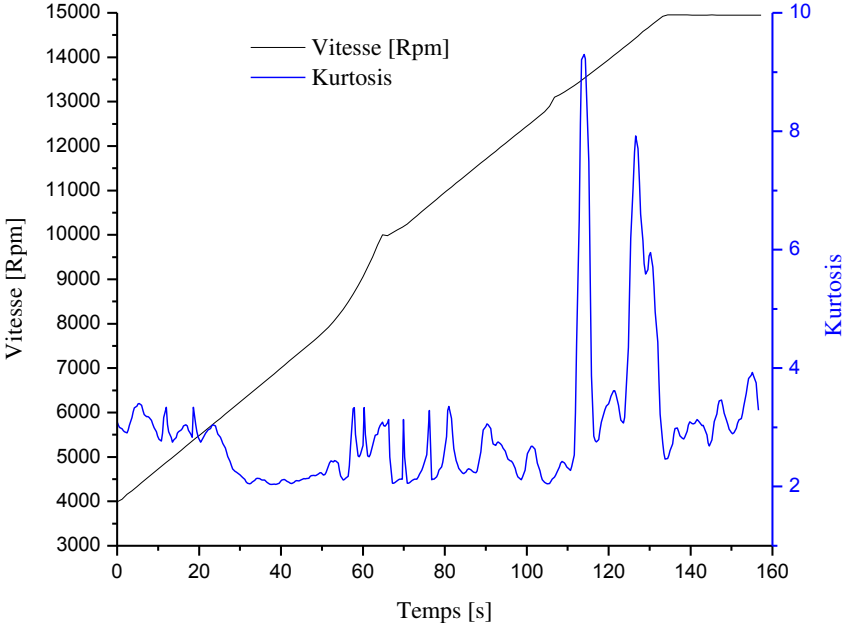


Figure 4.45.Variation du Kurtosis en fonction du temps et de la vitesse.

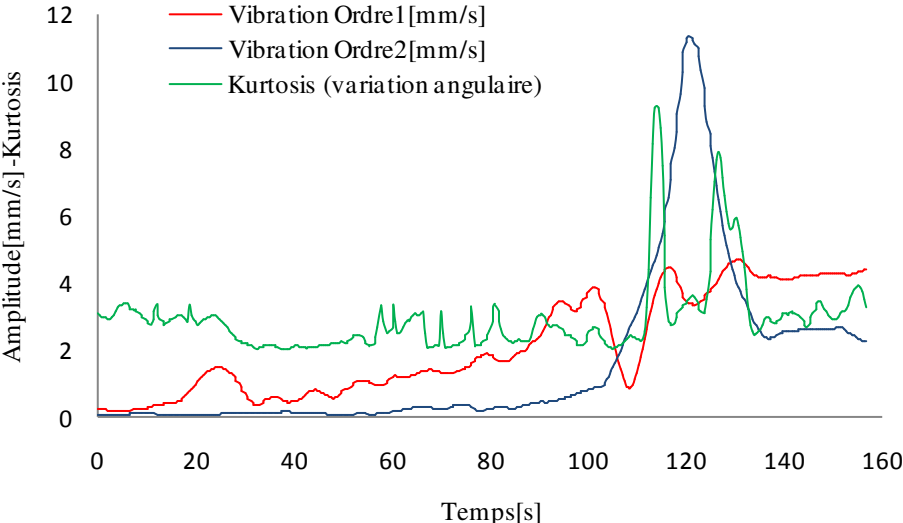


Figure 4.46.Relation entre le Kurtosis de la variation angulaire et la vibration de la machine et la vibration de l'ordre 1 et 2 en fonction du temps.

Le spectre de cette variation angulaire instantanée à la fréquence de résonance (figure 4.47) montre la prépondérance de l'ordre 2, due au basculement de la turbine à cause de l'excitation du mode propre de la structure et le support de fixation (figure 4.36). Ceci est similaire au spectre des vibrations mesurées par le capteur de vibration.

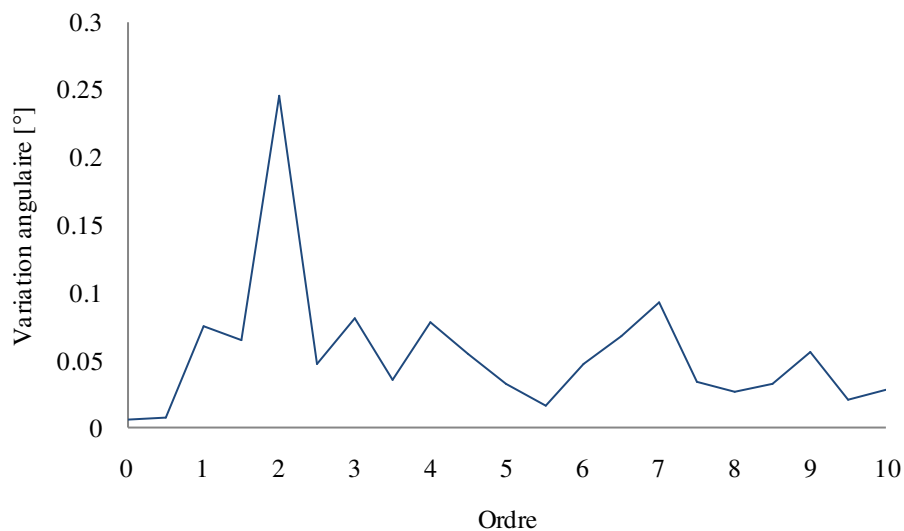


Figure 4.47. Spectre de la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré.

4.5. Application de la méthode de la variation angulaire instantanée sur une turbine à gaz affectée par un problème de balourd.

La méthode proposée est appliquée à une turbine à gaz (GE 3002, 8 000 kW, 7100 tr/mn[95]) (figure 4.48). C'est une turbine à deux arbres supportés par quatre paliers. Les paliers N°1 et N°2 supportent le compresseur axial et la turbine haute pression (arbre N°1) et les paliers N°3 et N°4 supportent le rotor de la turbine basse pression (arbre N°2). Cette turbine présente des vibrations élevées au niveau du palier N°1 du compresseur axial. Le niveau vibratoire a une relation directe avec la vitesse de rotation.

Une analyse d'ordre (figure 4.49) montre la prépondérance de l'ordre un (01) qui a une relation directe avec l'augmentation de la vitesse de rotation, c'est un symptôme d'un problème du balourd. Ce qui a été confirmé par une analyse spectrale (figure 4.51) qui a clairement montré la signature vibratoire d'un déséquilibre massique au niveau du palier N°1 du compresseur axial.



Figure 4.48 Turbine à gaz de la marque GE MS3002.

Un équilibrage sur site a été fait pour réduire la composante du balourd en ajoutant une masse de correction de 160 g à l'angle de 288° (figure 4.50) au niveau de l'arbre d'accouplement coté palier N°1. Le résultat était très positif en constatant une diminution de la valeur vibratoire de 9.9 mm/s (figure 4.51) à 1.4 mm/s (figure 4.52)

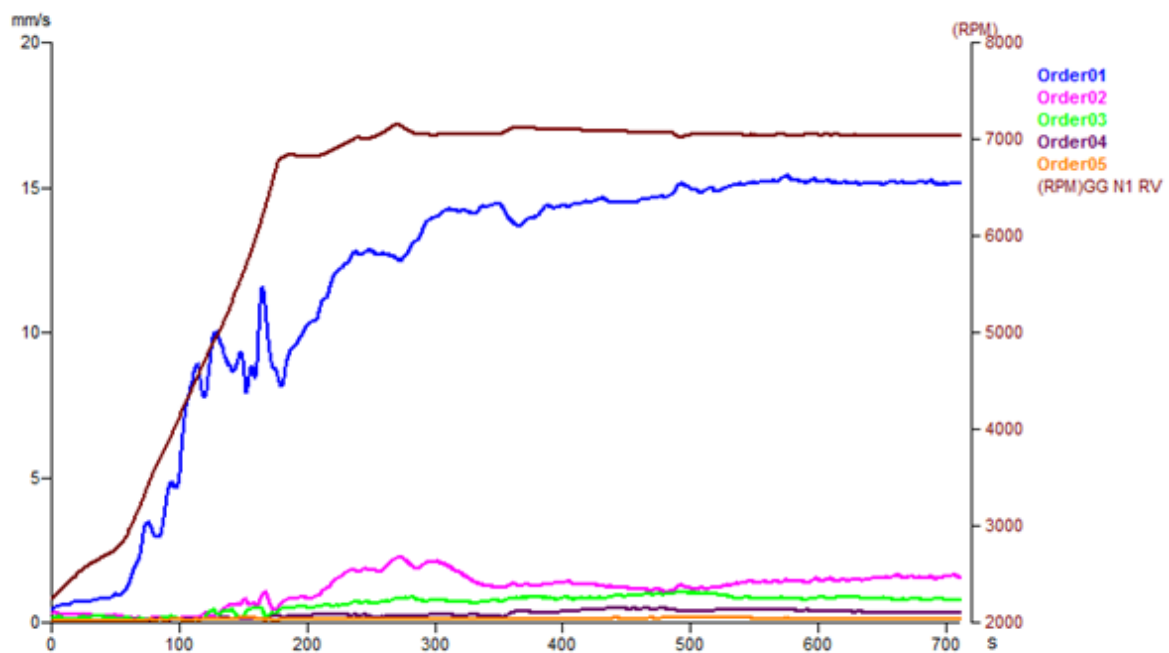


Figure 4.49. Analyse d'ordre en régime transitoire.

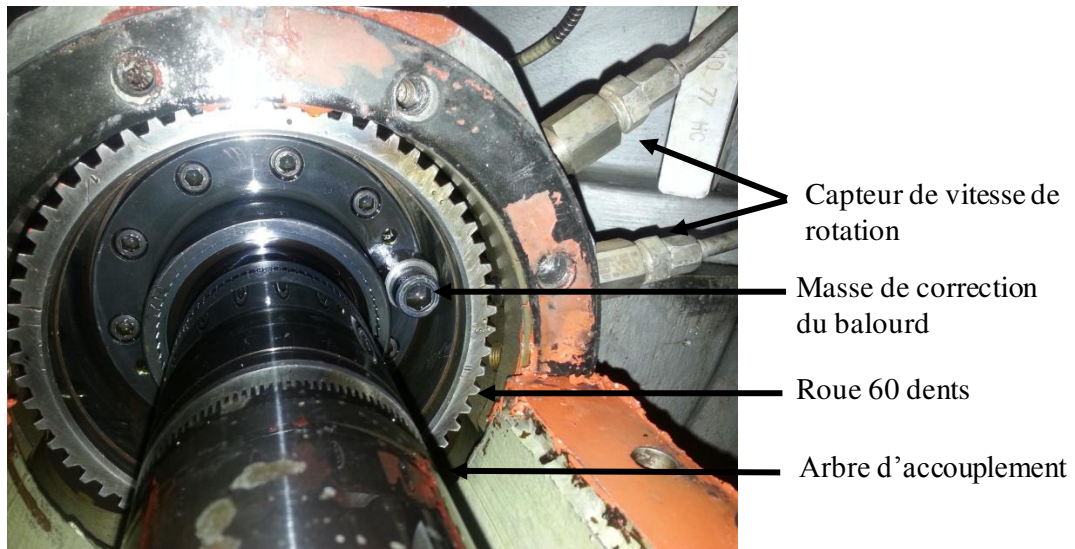


Figure 4.50. Equilibrage de l'arbre de la turbine.

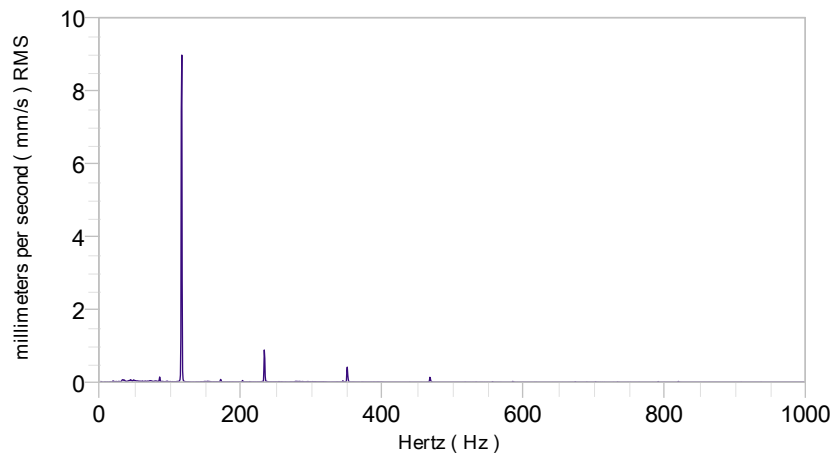


Figure 4.51. Spectre 0-1000 Hz avant équilibrage.

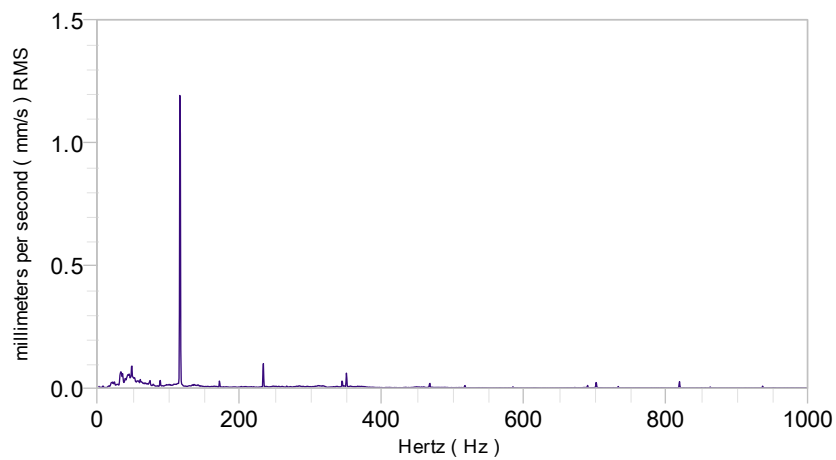


Figure 4.52. Spectre 0-1000 Hz après équilibrage.

Pour l'application de la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, on utilise le signal du capteur de la vitesse de rotation installé sur la roue 60 dents au niveau du palier N°1 (figure 4.53).

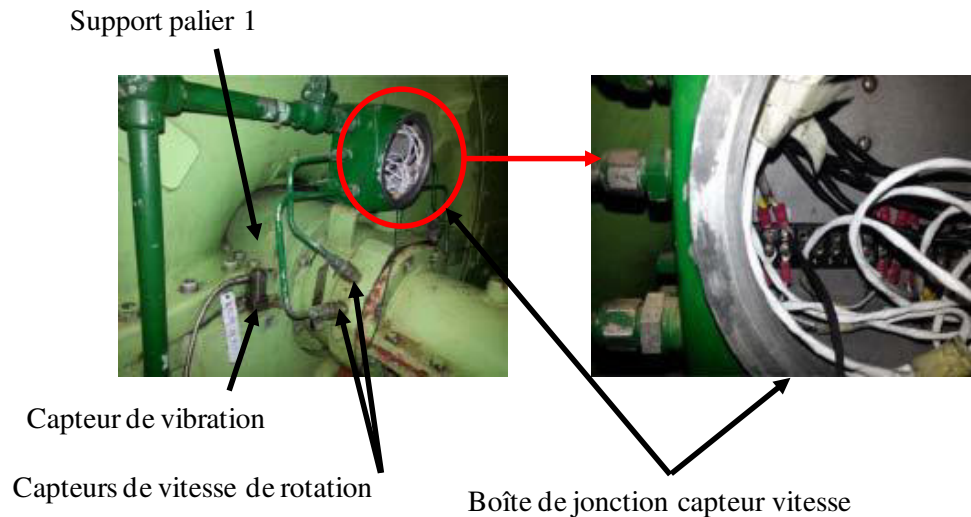


Figure 4.53 Branchement sur le pickup: Mesure capteur de vitesse

La figure 4.54 représente le signal de la variation angulaire de la vitesse de rotation avant et après intervention.

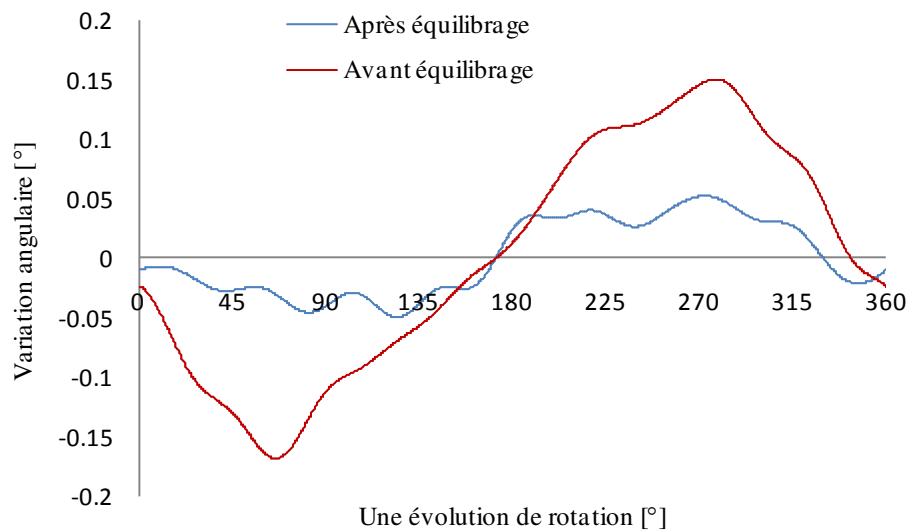


Figure 4.54. Variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation.

La figure 4.55 montre les spectres des harmoniques de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation. On remarque que l'amplitude de la composante fondamentale a diminuée de 0.1° avant équilibrage à 0.028° après équilibrage. Ce dernier confirme l'influence des défauts du balourd sur la fluctuation de la vitesse de rotation, et on constate

qu'on a la même signature vibratoire de ce défaut entre les spectres des vibrations et le spectre d'harmoniques de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation.

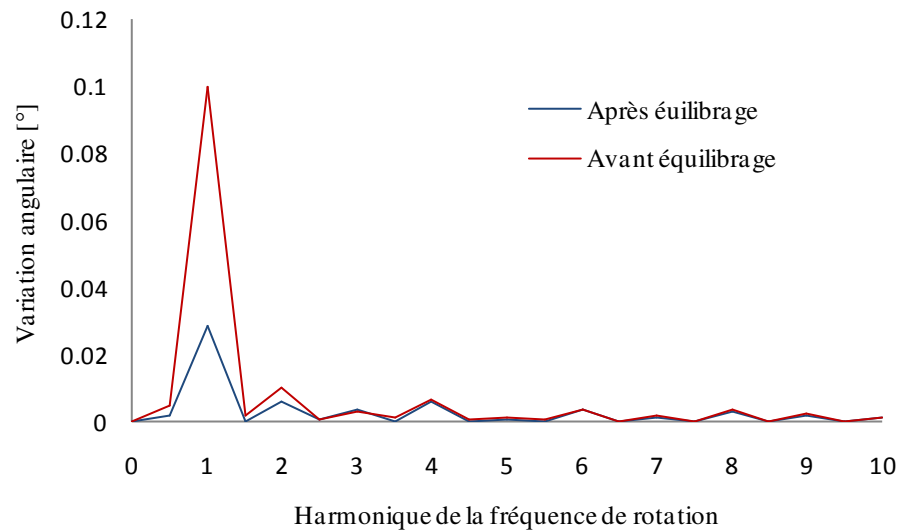


Figure 4.55 Spectre de variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation

L'application de la méthode proposée sur le signal vibratoire mesuré par capteur de vibration installé au niveau du palier N°1, en filtrant la fréquence de passage des aubes du 1^{er} étage du compresseur axial ($32 \times f$).

La figure 4.56 représente la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré autour de la fréquence passage des aubes avant et après équilibrage.

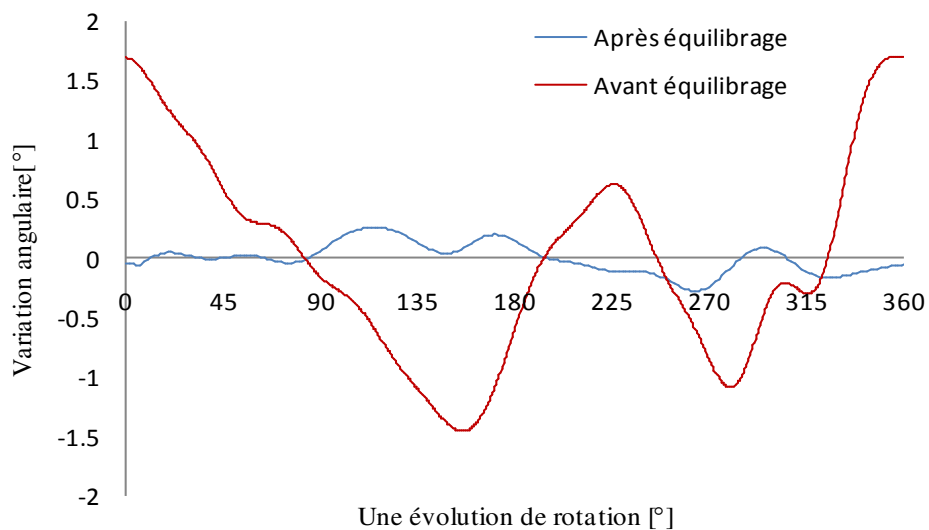


Figure 4.56 Variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré autour de la fréquence de passage des aubes du compresseur.

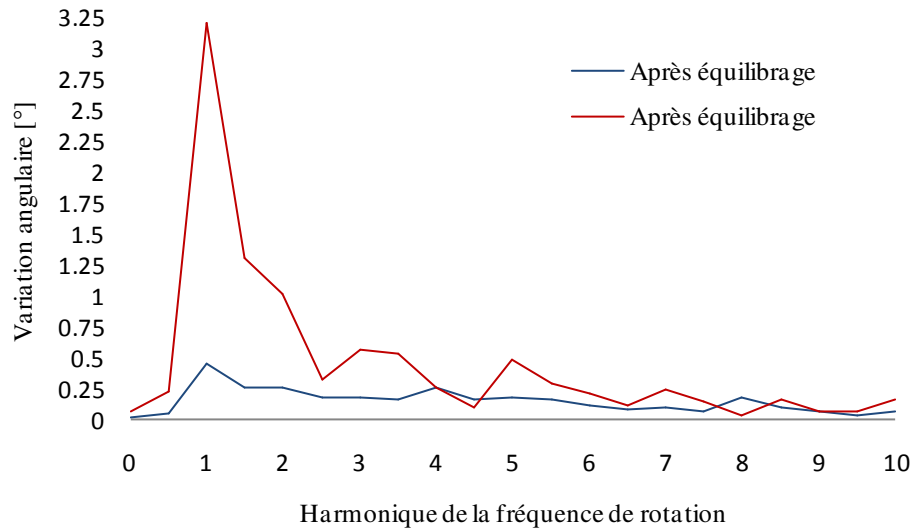


Figure 4.57. Spectre de la variation angulaire instantanée du signal vibratoire filtré autour de la fréquence de passage des aubes du compresseur

La figure 4.57 représente le spectre d'harmonique de la variation angulaire instantanée, on constate une nette amélioration, où la variation angulaire diminue de 3.25° avant équilibrage à 0.5° après équilibrage soit une amélioration de 84.61% . Cette amélioration dans la méthode de l'analyse spectrale de 9.9 mm/s à 1.4 mm/s était de 85.85% .

Conclusion Générale

Conclusion

La méthode d'analyse développée dans notre travail est basée sur la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation. Elle est tirée de la méthode d'acyclisme qui est définie comme la fluctuation de la vitesse de rotation autour d'une valeur moyenne [61]. Cette dernière s'est développée durant ces dernières années. D'abord, elle a été appliquée aux moteurs thermiques à combustion interne et aux boîtes de vitesses. Durant notre recherche bibliographique, nous n'avons trouvé aucune application de cette méthode dans les machines tournantes, sauf quelques travaux et essais effectués par des entreprises industrielle qui n'était pas la base d'une recherche où un sujet d'articles scientifiques. Notre travail peut être considéré comme une application originale de la méthode de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation sur les machines tournantes.

Les fluctuations de la vitesse de rotation sont générés par le mouvement de flexion de l'ensemble des éléments constituant une machine tournante [61]. Pour confirmer cette théorie, il faut prouver qu'il y a une relation directe entre les vibrations radiales de la machine et la fluctuation de sa vitesse de rotation, c'était le premier objectif de ce travail. On a développé une équation à travers laquelle on a prouvé qu'il existe une relation entre les vibrations radiales et la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation.

Pour la validation expérimentale de cette méthode proposée, on a utilisé premièrement un simulateur de vibration et réalisé une série d'expériences qui rassemblent deux cas d'études. Dans la première, On calcul la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation, en créant des vibrations radiales du rotor mesurées par deux capteurs de déplacement (en créant un défaut de balourd). La comparaison de son spectre d'harmoniques avec les spectres des vibrations radiales montre une même signature vibratoire. Ce qui est logique parce que nous avons utilisé une équation linéaire dans le calcul de la variation angulaire instantanée et les inputs de cette équation sont les vibrations radiales. Mais l'importante comparaison était entre le spectre de la variation angulaire instantanée calculée à partir des vibrations radiales et ceux mesurée, il est clair qu'on a des signatures vibratoires comparables. Ceux-ci sont similaires aux spectres des vibrations radiales mesurées par les capteurs de vibrations suivant les direction x et y . Ce qui confirme l'influence des défauts du balourd sur la fluctuation de la vitesse de rotation et qu'on a la même vibratoire de ce défaut entre les spectres des vibrations

radiales et le spectre d'harmoniques de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation.

Le deuxième cas d'étude sur simulateur, un jeu au niveau du palier a été créé pour amplifier le phénomène du basculement de la roue en porte-à-faux du simulateur lors de l'atteinte de la fréquence critique de l'arbre (75 Hz). L'analyse spectrale montre que, en cas de défaut, la prépondérance de l'amplitude de la fréquence de rotation avec ses harmoniques. Ceci est la signature spectrale d'un balourd avec jeux au niveau du palier. Dans le cas sans défaut, l'amplitude de la fréquence de rotation, ses harmoniques et ses sous-harmoniques ont des amplitudes très faibles. Cependant, l'utilisation de la méthode proposée montre la dominance de la deuxième harmonique de la fréquence de rotation dans le cas avec défaut. Cette signature révèle le défaut d'un désalignement causé par le problème du basculement de la roue en porte-à-faux en passant par la fréquence critique. D'autre part, dans le cas sans défaut, on a la même signature avec des amplitudes très faibles.

Si on compare les deux méthodes, on voit que la méthode de la variation angulaire de la vitesse de rotation a déterminé le problème de basculement de la roue en porte-à-faux au passage par la fréquence critique, par contre, l'analyse spectrale révèle le problème du balourd qui a été excité par le phénomène du basculement. Au lieu d'utiliser le signal de la vitesse de rotation, on a appliqué la méthode développée sur un signal vibratoire délivré par un accéléromètre en filtrant le signal enregistré par un filtre passe-bande autour de la fréquence porteuse qui est la fréquence de passage du champ magnétique. Le spectre d'harmoniques de la variation angulaire instantanée du signal vibratoire montre la prédominance de l'amplitude du second ordre de la vitesse de rotation. Cela représente la signature vibratoire du basculement de la roue. Le problème de jeu au niveau du palier est montré par la présence du troisième, quatrième et cinquième harmonique de la fréquence de rotation.

On remarque qu'on a les mêmes résultats si on compare l'application de la méthode de la variation angulaire instantanée du signal vibratoire et de la vitesse de rotation, sauf que les amplitudes angulaires dans le signal vibratoire de l'accéléromètre sont plus grandes à celles délivrées par le capteur de vitesse de rotation. Ceci est dû à la nature de l'accéléromètre qui mesure l'accélération vibratoire absolue du système et que le signal vibratoire du rotor obtenu par l'accéléromètre passe à travers des éléments mécanique (film d'huile, palier, support palier et support de fixation du capteur) avec un retard de Δt plus grand que celui du signal de vitesse de rotation. Et pour construire le signal porteur on filtre le signal vibratoire brut autour de la fréquence porteuse et on intègre deux fois pour avoir le déplacement.

Cette étude de cas de la roue en porte-à-faux par les deux procédés, vitesse de rotation et signal vibratoire montre bien le phénomène du basculement et le défaut de jeu au niveau du palier mieux que l'analyse spectrale.

Cette méthode a été appliquée sur des cas réels complexes qui présentaient des défauts compliqués. Ces cas réels sont un compresseur centrifuge et des turbines à gaz industriels.

Pour le cas du compresseur centrifuge qui contient une roue en porte-à-faux, on a appliqué la méthode sur le signal vibratoire d'un accéléromètre parce que le capteur de vitesse était trop loin de la roue en porte-à-faux du compresseur. Le compresseur se déclenchait dans sa phase de démarrage en atteignant une certaine vitesse (près de 68 Hz qui est fréquence critique). Trois configurations ont été appliquées, la première on a considéré le compresseur avec défauts seul, la deuxième on le relie avec un compresseur semblable sein et dans la troisième, on considère seulement le compresseur sein. L'analyse spectrale des signaux de vibration à cette vitesse, dans les trois configurations révèle une forte turbulence de gaz entre 250 Hz et 450 Hz. Cela ne signifie pas une anomalie dans ce type de compresseur. Cependant, dans le premier cas, ce phénomène est accentué. L'analyse spectrale n'a pu identifier la cause réelle de ce phénomène. Par contre, avec la présente méthode d'analyse, on remarque la présence de la cinquième harmonique correspondante à la fréquence du palier porteur à patins (5 patins). La présence de cette fréquence reflète une instabilité du rotor causée par des forces statiques insuffisantes exercées sur le rotor. L'interprétation des signaux est faite près de la vitesse critique, le palier du compresseur (près de la roue) subit des forces dynamiques très importantes amplifiées par le montage en porte-à-faux de la roue 14 aubes. Cette contrainte exceptionnelle entraîne une usure prématurée des paliers et crée un problème de dégagement radial provoquant le basculement axial de la roue.

Rappelons que ce défaut n'a pu être détecté par l'analyse spectrale à cause de la non-stationnarité du signal vibratoire et de la turbulence élevée due à l'écoulement des gaz. Ces problèmes ont pu être contournés en appliquant la méthode de la variation angulaire instantanée. En représentant cette dernière suivant un spectre des harmoniques, on a pu facilement analyser et tirer le défaut. Ce défaut dans le spectre des harmoniques a une signature similaire à celle d'un spectre des fréquences du signal brut.

Nous avons ensuite utilisé comme cas réel une turbine à gaz industriel (Solar Saturn10, 1185 kW, 22300 tr/mn) pour la production électrique. Cette turbine présentait un problème de résonance de l'arbre de rotation. L'analyse de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation a été faite par l'intermédiaire d'un capteur de vitesse installé au niveau du deuxième étage de la turbine (31 aubes). La détection du problème dans ce cas d'étude a été

faite par la méthode des acyclismes et non par la variation instantanée de la vitesse de rotation en se basant sur le signal de vibration et sur la fréquence porteuse. Ceci est dû à la fréquence porteuse trop élevée pour qu'elle soit captée par les capteurs. Et cela peut être considéré comme une limite de la méthode développée.

Par contre la méthode développée dans le présent travail a donné de bons résultats sur les deux cas d'études suivants. Une turbine Solar Centaur 40(3500 kW, 14 944 tr/mn) qui présentait un défaut de résonance structurelle et une turbine à gaz GE 3002 (8 000 kW, 7100 tr/mn) affectée par un problème de balourd. Suivant les spectres du signal de la variation angulaire instantanée de la vitesse de rotation qui ont donné des signatures similaires aux ceux des signatures des spectres des signaux vibratoires (analyse fréquentielle) pour les même défauts on a pu tirer aisément les anomalies dans les deux cas.

L'avantage de la technique proposée est d'utiliser d'un seul capteur de vitesse, qui peut être utilisé pour mesurer la vitesse de rotation de l'arbre et ses fluctuations pour l'analyse. D'autre part, dans la méthode classique d'analyse spectrale des vibrations, au moins trois capteurs seraient nécessaires ; un capteur pour la vitesse de rotation et deux pour la vibration radiale de l'arbre dans deux directions x et y .

Enfin, on peut considérer la méthode de variation de phase instantanée de la vitesse de rotation, comme une méthode simple, qui tient compte de la dynamique des arbres en torsion et en flexion.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Singiresu S. Rao, Mechanical Vibration, Prentice Hall, 5ème Édition, 2011.
- [2] Michael Woods, Mary B. Woods, Ancient Machine Technology: From Wheels To Forges, Twenty-First Century Books, 2011.
- [3] Jan Pajak, Signal Processing In The “Zhang Heng Seismograph” For Remote Sensing Of Impending Earth quakes, 1st International Conference On Sensing Technology November 21-23, 2005 Palmerston North, New Zealand
- [4] Eleanor Robson, Jacqueline Stedall, The Oxford handbook of the history of mathematics, Oxford University Press, 2009.
- [5] J.S. Rao, History of Rotating Machinery Dynamics, History of mechanism and machine science volume 20 , Springer Science + Business Media B.V. 2011, DOI 10.1007/978-94-007-1165-5
- [6] Rajiv Tiwari, Analysis And Identification In Rotor-Bearing Systems , 2010
- [7] Joseph Martin, Pierre Wauters, Éléments De Thermodynamique Technique , Editeur Louvain-La-Neuve : Presses Universitaires De Louvain 2014
- [8] W.G. Scaife , Charles Parsons-Manufacturer, Journal of Materials Processing Technology, 33 (1992) 323-330 323 Elsevier
- [9] Se Young Yoon, Zongli Lin, Paul E. Allaire, Control of Surge in Centrifugal Compressors by Active Magnetic Bearings Theory and Implementation, Advances in Industrial Control, Springer, 2013. DOI 10.1007/978-1-4471-4240-9
- [10] Hao WU, Jianwen WANG, Qi AN, Vibratory Behaviors Of Jeffcott System On Cylindrical Roller Bearings, Front. Mech. Eng. China 2009, 4(3): 305–309, DOI 10.1007/S11465-009-0036-7
- [11] Qinkai Han, Fulei Chu, Parametric Instability Of A Jeffcott Rotor With Rotationally Asymmetric Inertia And Transverse Crack, Nonlinear Dyn(2013) 73:827–842. DOI 10.1007/S11071-013-0835-6
- [12] Donald E. Bently (1924-2012), Orbit, Volume 33, N°1, Jan 2013

- [13] British Standard ISO 18436-2:2014, Condition Monitoring And Diagnostics Of Machines — Requirements For Qualification And Assessment Of Personnel Part 2: Vibration Condition Monitoring And Diagnostics,
- [14] API Standard 670 Fourth Edition, December 2000, Machinery Protection Systems
- [15] British Standard ISO7979:2009, Mechanical Vibration — Evaluation Of Machine Vibration By Measurements On Rotating Shafts
- [16] British Standard ISO 10816 :2001, Mechanical Vibration —Evaluation Of Machine Vibration By Measurements On Non-Rotating Parts.
- [17] Andrew K.S. Jardine, Daming Lin, DraganBanjevic. A Review On Machinery Diagnostics And Prognostics Implementing Condition-Based Maintenance .Mechanical Systems AndSignal Processing 20 (2006) 1483–1510, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.09.012>
- [18] ShyamPatidar, Pradeep Kumar Soni, An Overview On Vibration Analysis Techniques For The Diagnosis Of Rolling Element Bearing Faults, International Journal Of Engineering Trends And Technology (IJETT), Volume 4, Issue5- May 2013, Page 1804-1809.
- [19] Jérôme Antoni, MenadSidahmed,Contrôle Et Diagnostic A Partir Des Signaux Acoustiques Et Vibratoires, Spécial Congrès Surveillance 5, Acoustique Et Techniques N° 38 Page 9-15, 2004.
- [20] D.S.G. Pollock, A Handbook Of Time-Series Analysis, Signal Processing And Dynamics , Signal Processing And Its Applications, 1999
- [21] G. Udny Yule, On A Method Of Investigating Periodicities In Disturbed Series, With Special Reference To Wolfer's Sunspot Numbers ; Philosophical Transaction Of The Royal Society A, Phil. Trans. R. Soc. Lond. A 1927 226, Published 1 January 1927, Doi: 10.1098/Rsta.1927.0007
- [22] Jean-Jacques Dreesbeke, Philippe Tassi, George Udnyyule Ou Comment (Ne Pas) Parler De Corrélation, Statistique Et Analyse Des Données, Tome 15, No 1 (1990), P. 25-43
- [23] R. Serrato, M.M. Maru, L.R. Padovese, Effect Of Lubricant Viscosity Grade On Mechanical Vibration Of Roller Bearings, Tribology International 40 (2007) 1270–1275

- [24] OnkarL. Mahajan, Abhay A. Utpat, Study Of Effect Of Solid Contaminants In The Lubricant On Ball Bearings Vibration ; International Journal Of Instrumentation, Control And Automation (IJICA) ISSN: 2231-1890, Vol-1 ISS-3,4, 2012
- [25] P. D. Mcfadden, Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of the Meshing , Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, APRIL 1986, Vol. 108/165
- [26] Christian N. Komgom, Njuki W. Mureithi, Aouni A. Lakis, Application Of Time Synchronous Averaging, Spectral Kurtosis And Support Vector Machines For Bearing Fault Identification , Proceedings of PVP2008 , ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference , July 27-31, 2008, Chicago, Illinois, USA
- [27] Jann N. Yang And Silian Lin, Identification Of Parametric Variations Of Structures Based On Least Squares Estimation And Adaptive Tracking Technique, Journal Of Engineering Mechanics, Vol. 131, Issue 3 (March 2005).
[HTTPS://DOI.ORG/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(2005\)131:3\(290\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(2005)131:3(290))
- [28] A. Oulmane, A.A.Lakis, and N. Mureithi, A Method for Analyzing Rotating Machinery Faults using Time-Frequency Application, International Journal of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management Volume 16 No2, April 2013 pages 21-34.
- [29] Roger Balian, Physique fondamentale et énergétique : les multiples visages de l'énergie, Conférence introductive de l'Ecole d'Eté de Physique sur l'énergie Caen – 27 août 2001
- [30] J. W. Cooley & J. W. Tukey, An Algorithm For The Machine Calculation Of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 90 (Apr., 1965), pp. 297-301
- [31] Christian Lalanne, Vibration Tests: a Brief Historical Background, Sinusoidal Vibration: Second Edition - Volume 1, Copyright 0 2009, ISTE Ltd.
- [32] Michael T. Heideman, Don H. Johnson, C. Sidney Burrus, Gauss and the History of the Fast Fourier Transform, Department of Electrical& Computer Engineering Rice University Houston, Texas (Received February 28, 1985)
- [32] Michael T. Heideman, Don H. Johnson, C. Sidney Burrus, Gauss And The History Of The Fast Fourier Transform, Call For Papers, International Conference. On Mathematics

In Signal Processing At University Of Bath, Claverton Down, Bath, UK September 17th-19th, 1985

- [33] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Surveillance des machines par analyse des vibrations, Paris, Dunod, 2009, ISBN 978-2-10-054190-4
- [34] Massimo Cavacece, Alberto Introini, Analysis of Damage of Ball Bearing of Aeronautical Transmissions by auto-Power Spectrum and Cross-Power Spectrum, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 124, Issue2, 180-185., 2002.
DOI: 10.1115/1.1448320
- [35] Md. ArifulHoque, Vibration Analysis Of The RMHS (Raw Material Handling System) Booster Fan, Proceedings Of 50th Iastem International Conference, Dhaka, Bangladesh, 1st-2nd April 2017, ISBN: 978-93-86291-88-2
- [36] M. El Badaoui, F. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière, Diagnostic d'un train d'engrenages par analyse cepstrale synchrone, Seizième Colloque Gretsi, 15-19 Septembre 1997, Grenoble
- [37] Cécile Capdessus, Menad Sidahmed, Applications Analyse Des Vibrations D'un Engrenage Cepstre, Corrélation, Spectre Toothed Gearing Vibrations Analysis Cepstrum, Correlation, Spectrum, Traitement Du Signal, Volume 8 - N° 5 Page 365-372
- [38] IonBratu, Sorin Pater, Mircea Vereş, Gh. Abrudan, Analyse De L'erreur De Transmission D'un Engrenage, Annals Of The Oradea University. Fascicle Of Management And Technological Engineering, Volume VI (XVI), 2007
- [39] M. El Badaoui, F. Guillet, J. Daniere, New Applications Of the Real Cepstrum To Gear Signals, Including Definition Of Arobust Fault In Dicator, Mechanical Systems And Signal Processing 18 (2004) 1031–1046
- [40] R. B. Randall, Brtiel&Kjaer, Naerum, Denmark, A New Method of Modeling Gear Faults, Journal of Mechanical Design APRIL 1982, Vol. 104/261
- [41] P.D. Mcfadden, J.D. Smith, Vibration Monitoring Of Rolling Element Bearings By The High Frequency Resonance Technique A Review, Tribology International, February 1984 Vol17 No 1.

- [42] D. Ho And R. B. Randall , Optimisation Of Bearing Diagnostic Techniques Using Simulated And Actual Bearing Fault Signals, *Mechanical Systems And Signal Processing* (2000) 14(5), 763-788
DOI:10.1006/mssp.2000.1304, available online at <http://www.idealibrary.com>
- [43] A. Oulmane, A.A.Lakis and N. Mureithi , Application of Fourier Descriptors & Artificial Neural Network to Bearing Vibration Signals for Fault Detection & Classification, *Universal Journal of Aeronautical & Aerospace Sciences* 2 (2014), 37-54
- [44] D. Gabor, *Theory Of Communication*, The Paper Was First Received 25Th November, 1944, And In Revised form 24th September, 1945
- [45] E. Wigner , On The Quantum Correction For Thermodynamic Equilibrium, June 1, 1932
Physical Review Volume 40
- [46] Yue Min ZHU, Françoise Peyrin, Robert Goutte, Transformation De Wigner-Ville : Description D'un Nouvel Outil De Traitement Du Signal Et Des Images, *ANN. Télécommun*, 42, N° 3-4, 1987, Pp. 105-118
- [47] J. Ville, *Theory And Applications Of The Notion Of The Analytic Signal*, *Cables Et Transmissions*, 2e A., No 1, Pp. 61-74, 1948
- [48] W. J. Staszewski, K. Worden And G. R. Tomlinson, Time–Frequency Analysis In Gearbox Fault Detection Using The Wigner–Ville Distribution And Pattern Recognition, *Mechanical Systems And Signal Processing*(1997)11(5) 673-692
- [49] QingfengMeng ,LiangshengQu, Rotating Machinery Fault Diagnosis Using Wigner Distribution, *Mechanical Systems and Signal Processing* (1991) 5(3), 155-166
- [50] Yves Meyer, Stéphane Jaffard , Olivier Rioul, L'analyse par ondelettes,pour la science , Septembre 1987,pp28-37
- [51] Baoping Tang, Wenyi Liu, Tao Song, Wind Turbine Fault Diagnosis Based On Morlet Wavelet Transformation And Wigner-Ville Distribution, *Renewable Energy* 35 (2010) 2862-2866
- [52] Wensheng Su, Fengtaowang, Hongzhu,Zhixinzhang,ZhenggangGuo, Rolling Element Bearing Faults Diagnosis Based On Optimal Morlet Wavelet Filter And Autocorrelation Enhancement, *Mechanical Systems And Signal Processing* 24 (2010) 1458–1472

- [53] Yuan Yunlong, Zhang Zhenxiang, Fault Diagnosis of Rolling Rearing Based on the Wavelet Analysis, 2010 2nd International Asia Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics
- [54] Robert Bond Randall, Vibration-Based Condition Monitoring Industrial, Aerospace And Automotive Applications, John Wiley 2011
- [55] W. R. Bennett, Statistics Of Regenerative Digital Transmission, The Belt, System Technical Journal, November 1958
- [56] ErchinSerpedin, FlaviuPanduru, Ilkay Sarı, Georgios B. Giannakis, Bibliography On Cyclostationarity, Signal Processing 85 (2005) 2233–2303
- [57] C. Capdessus, M. Sidahmed, J. L. Lacoume, Cyclostationary Processes: Application In Gear Faults Early Diagnosis, Mechanical Systems And Signal Processing (2000) 14(3), 371-385 , Available Online At [Http://Www.Idealibrary.Com](http://www.idealibrary.com)
Doi:10.1006/Mssp.1999.1260
- [58] Dalpiaz G, Rivola A, Rubini R, Gear Fault Monitoring: Comparison Of Vibration Analysis Techniques. In: ProcOf The 3rd IntConf On Acou And VibSurv Meth And Diag Tech, 13–15/10/1998, Senlis, France, Pp 623–637
- [59] Riccardo Rubini , MenadSidahmed, Diagnostics Of Gear Systems Using The Spectral Correlation Density Of The Vibration Signal, IFAC Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes, Kingston Upon Hull, UK, 1997
- [60] Suresh Venugopal, Ronald A. Wagstaff and J. P. Sharma, Exploiting phase fluctuations to improve machine performance monitoring, IEEE Transactions on Automation Science and Engineering, Vol. 4, No. 2, (2007), 153-166.
- [61] AgnèsKonieczka, Jean-Paul Vilain, CédricPlasse, Taken speed acyclisms into account so as to improve the control of an induction machine - Application to an Integrated Starter Alternator, 2004 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)
- [62] Ligier, J.-L. and Baron, E., "Acyclisme et vibrations: Applications aux moteurs thermiques et aux transmissions", Analyses avancées et expérimentales, Technip Ophrys Editions, Vol. 2, (2002)

- [63] Tuma, J., Angular Vibration Measurements Of The Power Driving Systems, Acta Metallurgica Slovaca, Vol. 10, (2004), 245-252.
- [64] Binh, L.K. and Tuma, J., Diagnostic gasoline engine by phase demodulation method, Technical University of Ostrava, Mechanical Series, Vol. LVII, No. 2, (2011).
- [65] Tuma, J., Phase Demodulation Of Impulse Signals In Machine Shaft Angular Vibration Measurements, Tenth international congress on sound and vibration, 7-10 July 2003, Stockholm, Sweden
- [66] P. Charles, Jyoti K. Sinha, F. Gu, L. Lidstone, A.D. Ball, Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis, Journal of Sound and Vibration 321 (2009) 1171 – 1185
- [67] Ren Yunpeng and Hu Tianyou, Yang Ping and Liu Xin, Approach to Diesel Engine Fault Diagnosis Based on Crankshaft Angular Acceleration Measurement and its Realization, Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics & Automation Niagara Falls, Canada • July 2005
- [68] G. Sika, P. Velex, Analytical And Numerical Dynamic Analysis Of Gears In The Presence Of Engine Acyclism, Proceedings Of The ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences & Computers And Information In Engineering Conference Idetc/Cie 2007, September 4-7, 2007, Las Vegas, Nevada, USA
- [69] G. Sika, Ph. Velex, Instability analysis in oscillators with velocity-modulated time-varying stiffness—Applications to gears submitted to engine speed fluctuations, Journal of Sound and Vibration 318 (2008) 166 – 175
DOI: 10.1016/j.jsv.2008.04.008
- [70] G. Sika, Ph. Velex, Analytical and Numerical Dynamic Analysis of Gears in the Presence of Engine Acyclism, Journal of Mechanical Design, DECEMBER 2008, Vol. 130 / 124502-1
DOI: 10.1115/1.2991136
- [71] Fakher Chaari, Mohamed Haddar, Modeling of Gear Transmissions Dynamics in Non-stationary Conditions, Cyclostationarity: Theory and Methods, Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer International Publishing Switzerland 2014
DOI: 10.1007/978-3-319-04187-2_8

- [72] NoussaBouchaala, FakherChaari, Mohamed TaoufikKhabou, TaharFakhfakh, Mohamed Haddar, Influence Of The Non-Linear HertzianStiffness On The Dynamics Of A Spur Gear System Under Transient Regime And Tooth Defects, *Int. J. Vehicle Noise And Vibration*, Vol. 7, No. 2, 2011
- [73] M.T. Khabou, N. Bouchaala, F. Chaari, T. Fakhfakh, M. Haddar, Study of a spur gear dynamic behavior in transient regime, *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011) 3089–3101
DOI:10.1016/j.ymssp.2011.04.018
- [74] G. Zaza, A. D. Hammou, A. Benchatti, H. Saiah , Fault Detection Method on a Compressor Rotor Using the Phase Variation of the Vibration Signal, *International Journal of Engineering, IJE TRANSACTIONS B: Applications* Vol. 30, No. 8, (August 2017) 1176-1181.
DOI: 10.5829/ije.2017.30.08b.09
- [75] Georges Spinnler, *Conception des machines: principes et applications, Dynamique, Tome 2*, Paris, 1997
- [76] Federico Cheli , Giorgio Diana, *Advanced Dynamics of Mechanical Systems*, Springer International Publishing Switzerland 2015,
DOI 10.1007/978-3-319-18200-1
- [77] JunboJia, *Essentials of Applied Dynamic Analysis*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2014.
DOI 10.1007/978-3-642-37003-8
- [78] Yulin Wu, Shengcai Li, Shuhong Liu, Hua-Shu Dou, ZhongdongQian, *Vibration Of Hydraulic Machinery*, Springer ScienceBusiness Media Dordrecht 2013
DOI 10.1007/978-94-007-6422-4
- [79] N. D. P. Barltrop A. J. Adams Atkins , *Dynamics Of Fixed Marine Structures*, Third Edition Oil&Gas Engineering Limited, Epsom, Uk The Marine TechnologyDirectorate Ltd 1991.
- [80] *Diagnosis Vibration Of Rotating Equipment*, June 1989, Japan Cooperation Center Petroleum Industry Development

- [81] Claude Pichot , Alain Boulenger Et Christian Pachaud, Diagnostic Vibratoire En Maintenance Préventive , Paris 1998
- [82] Adrian D. Nembhard, Jyoti K. Sinha , Akiluyunusa-Kaltungo, Experimental Observations In The Shaft Orbits Of Relatively Flexible Machines With Different Rotor Related Faults, Measurement 75 (2015) 320–337
- [83]: Marc Van Droogenbroeck, ELEN008-0 Principes Des Télécommunications Analogiques Et Numériques , (Version 6.14), Février 2013
- [84] Tuma, J., Vehicle Gearbox Noise And Vibration: Measurement, Signal Analysis, Signal Processing And Noise Reduction Measures, John Wiley & Sons, ISBN: 978-1-118-35941-9, (2014).
- [85] John J. Yu, Relationship of Influence Coefficients Between Static-Couple and Multiplane Methods on Two-Plane Balancing, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power JANUARY 2009, Vol. 131 / 012508-1
- [86] John J. Yu, Relationship Of Influence Coefficients Between Static-Couple And Multi-Plane Methods On Two-Plane Balancing, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany
- [87] Compresseur Centrifuge RF2/1B-30, Manuel d'exploitation et d'entretien
- [88] Student Workbook Technical Training Department, Vibration Measurement And analysis ,cours N°4.100, Solar Turbines ,1995
- [89] John J. Yu, ONSET OF $\frac{1}{2}X$ VIBRATION AND ITS PREVENTION, Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA
- [90] John J. Yu, Onset of $\frac{1}{2} X$ Vibration and Its Prevention, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power FEBRUARY 2010, Vol. 132 / 022502-1
- [90] Anders Brandt, Kjell Ahlin, Sampling and Time-Domain Analysis, SOUND & VIBRATION/MAY 2010
- [92] Solar Saturn 10, Technical Manual , Operation and Maintenance instruction

[93] John J. Yu ,P. Goldman, D. E. Bently, A. Muzynska, Rotor/Seal Experimental and Analytical Study on Full Annular Rub, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, APRIL 2002, Vol. 124
DOI: 10.1115/1.1416691

[94]Instructions de maintenance, Ensemble alternateur entraîné par turbine à gaz Centaur 40, Volume II

[95] Programme de formation, Entretien du matériel, Volume II Mécanique ,Sonatrach, Gazoduc HassiR'mel/Arzew

Annexe

Article



Fault Detection Method on a Compressor Rotor Using the Phase Variation of the Vibration Signal

G. Zaza^{*a}, A. D. Hammou^b, A. Benchatti^a, H. Saiah^c

^a Laboratoire de Mécanique, Université de Laghouat, Laghouat, Algérie

^b Laboratoire de Génie des Procédés, Université de Laghouat, Algérie

^c Laboratoire de Impédance, Paris, France

PAPER INFO

Paper history:

Received 07 October 2016

Received in revised form 15 May 2017

Accepted 07 July 2017

Keywords:

Phase Modulation
Vibration Analysis
Hilbert Transform
Fault Detection

ABSTRACT

The aim of this work is the application of the phase variation in vibration signal for fault detection on rotating machines in the non stationary cases. The vibration signal from the machine is modulated in amplitude and phase around a carrier frequency. The modulating signal in phase is determined after the Hilbert transform and is used, with the Fast Fourier Transform, to extract the harmonics spectrum in phase. This method is first validated on a simulator of vibration, then it is used for detecting potential faults on a rotor of a centrifugal compressor. In the case study of the centrifugal compressor, the nature of the defect was not revealed by the spectral analysis of amplitude of the non stationary vibration signal, unlike with the proposed method.

doi: 10.5829/ije.2017.30.08b.09

1. INTRODUCTION

Vibration signals measured from a rotating machine are complex multi component signals generated by the different components of this machine. The analysis of shaft vibration signature is the prevailing method for the analysis of the machine dynamics and health monitoring [1]. Most early signal-processing techniques for machine monitoring have utilized the FFT to transform the time domain to the frequency domain, where the machine vibration signals could be analyzed [2]. However, in many practical cases, this tool showed a weakness in the defect detection. The FFT could not diagnose all the defects successfully because this method is unable to analyze nonlinear and non-stationary signals [3]. So in such cases, it is necessary to use another detection method. For example, the works in this domain established by Mobki et al. [4].

A fault in any rotating machinery is likely to introduce amplitude and phase modulations [2]. The phase angles of the vibration signals were generally ignored in fault detection; though the amplitude is

widely used. Recently, research has been conducted to improve performance monitoring by exploiting the information contained in the phase angles of vibration signals. The magnitudes of the fluctuations in the phase angles of the rotational frequencies vary as the severity of the faults increases. The phases of the rotational signals, especially those from steady-state rotating machine components that are in good condition, have nearly constant phase rates or nearly zero angular acceleration [2].

This technique is mostly used in fault detection for the reciprocating internal combustion engine and gearbox. Binh and Tuma [5] have derived the phase modulation signal from the instantaneous crankshaft angular acceleration measured signal. They noted that many faults caused by faulty combustion and mechanics in multi cylinder engines can be detected through this method.

Tuma [6] determines the transmission error in a gear using the instantaneous angular variation of the rotational speed. The measurement method is based on the phase demodulation of the impulse signals using the theory of the analytical signals.

*Corresponding Author's Email: gharbidml@gmail.com (Z. Gharbi)

In this study, this technique is derived from the acyclisms extraction method which is based on the angular variation of the rotation speed [7]. Generally used in reciprocating engines, the speed sensor, positioned at the flywheel, registers the rotation speed and the carrier frequency (flywheel teeth frequency). Then, the angular variation caused by the torsional vibration will produce a phase modulation, and create a periodic micro-variation of the rotation speed. Vyrubal [8] proposes a method for the estimation of the relationship between the rotor's radial vibration and the instantaneous angular variation of the rotational speed using optical sensor.

In our case, we use the acceleration sensor where the carrier frequency is defined from the impulsion signals caused by blade pass or mechanical impact. Then, the acceleration signal is filtered around this frequency. The signal obtained is a modulated signal in amplitude and phase. The phase modulation is extracted using the Hilbert transform.

2. PHASE DEMODULATION USING THE HILBERT TRANSFORM

The vibration signal from the machine is filtered around the carrier frequency f_0 . We obtain a modulated signal in amplitude and phase $x(t)$ around this frequency:

$$x(t) = A(t)\cos(2\pi f_0 t + \varphi(t)) \quad (1)$$

where, $A(t)$ and $\varphi(t)$ are amplitude and phase modulations.

Periodic phase modulations can be written as:

$$\varphi(t) = \sum_{k=1}^n \beta_k \cdot \sin(2\pi k f_m t + \phi_k) \quad (2)$$

f_m and ϕ_k are respectively frequency and initial phase of the phase modulation and the index k represents the order of the harmonic.

Applying the Hilbert transform:

$$y(t) = H[x(t)] = x(t) * \frac{1}{\pi t} \cong A(t) \cdot \sin(2\pi f_0 t + \varphi(t)) \quad (3)$$

where, $y(t)$ is the Hilbert transform.

The analytical signal is given by:

$$x_a(t) = x(t) + jy(t) \quad (4)$$

where, $x(t)$ and $jy(t)$ are respectively the real and the imaginary part of the analytical signal.

Which gives:

$$x_a(t) = A(t) [\cos(2\pi f_0 t + \varphi(t)) + j \sin(2\pi f_0 t + \varphi(t))] \quad (5)$$

When we determine the real part and the imaginary part, we respectively define the amplitude and phase as follows:

$$\begin{cases} |A(t)| = |x_a(t)| \\ \varphi(t) + 2\pi f_0 t = \arg(x_a(t)) = \arctan\left(\frac{y(t)}{x(t)}\right) \end{cases} \quad (6)$$

The phase modulation signal $\varphi(t)$ is the fluctuation of the phase angle around the linear term $2\pi f_0 t$, which can be considered as a nominal angle of rotation while the argument of the cosine is an actual angle of rotation. The principal value of the argument belongs to either the $(-\pi, \pi)$ or $(0, 2\pi)$ interval. It is also called the wrapped phase, and therefore it is needed to unwrap into [9]:

$$\varphi(t) = \arg(x_a(t)) + 2\pi n(t) \quad (7)$$

where, $n(t)$ is a sequence of integer numbers.

The harmonics spectrum of $\varphi(t)$ is thus determined by the Fast Fourier Transform.

$$FFT(\varphi(t)) = FFT(\arg(x_a(t)) + 2\pi n(t)) \quad (8)$$

3. VALIDATION WITH VIBRATION SIMULATOR

The validation of the phase variation method in fault detection is made via a vibration simulator RS3M1 (Figure 1). It is a rotating machine with mechanical configurations to simulate the effects of defects such as: imbalance, misalignment and looseness.

Recording and acquisition of vibration signal are respectively produced using the piezoelectric accelerometers (Survitec brand sensitivity [100mV/g]) and National Instruments PCI card. The sensors are located at the bearing 4 along the vertical, horizontal, and axial directions. The processing of the recorded signal is taken via the STUDIOVIB360 software (Impedance).

A radial clearance defect is created at the bearing 4 (plain journal bearing). This creates an axial tilting of the cantilevered wheel when reaching the critical frequency of the shaft.

The carrier frequency is determined by an accelerometer placed on the bearing 4. This sensor detects the passing frequency of the four teeth of the wheel by a magnetic field created by a magnet (Figure 1).

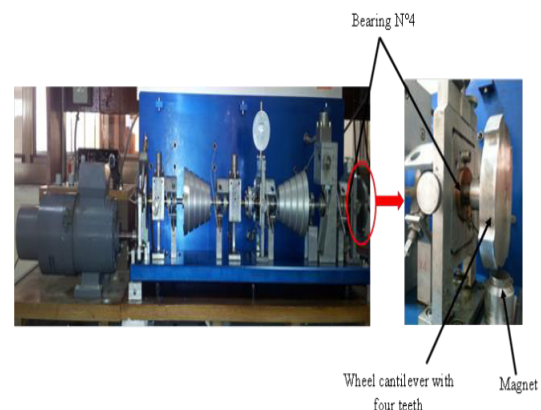


Figure 1. Vibration simulator RS3M1

The transient analysis (phase of start-up, stop and speed variation) is used to determine the critical frequencies of the simulator shaft and real excited modes. At these frequencies, there will be a large amplitude of vibration with a phase shift. The measured critical frequency is 75 Hz, since the amplitude increases rapidly to 9.4 mm/s (Figure 2a) with a 92.92° phase rotation (Figure 2b).

The increased amplitude at the speed 3000 RPM is related to the structure support with a high participation of the connecting assembly. It considered as a critical frequency of the support structure. The literature [10] discussed the influence of the critical frequency of the structure on mechanical deformation using modal analysis.

Figure 3 shows the spectrum [0-500 Hz] of the vibration signal during the passage through the critical speed, recorded by the accelerometer placed at the bearing 4 in the vertical direction (the number of spectral lines equals to 800, the frequency of sampling is 51200Hz). We note in this spectrum with defect (Figure 3) the preponderance of the rotation frequency amplitude (6.3 mm/s) with the harmonics and sub-harmonics. It is the spectral signature of looseness and friction caused by the tilt of the wheel. In the case without defect (Figure 3), the preponderance of the rotation frequency amplitude (1.3 mm/s) with the harmonics and sub-harmonics have very weak amplitudes.

The recorded signal is filtered by a band pass filter around the carrier frequency ($f_0 = 4 \times f_r$, with f_r the shaft rotation frequency). This filter permits only the components of the passage frequency of the magnetic field, while the other components are rejected.

We present the phase modulating signal on one complete revolution for the two cases (healthy-like case and with defect case) in Figure 4, using Equation (7).

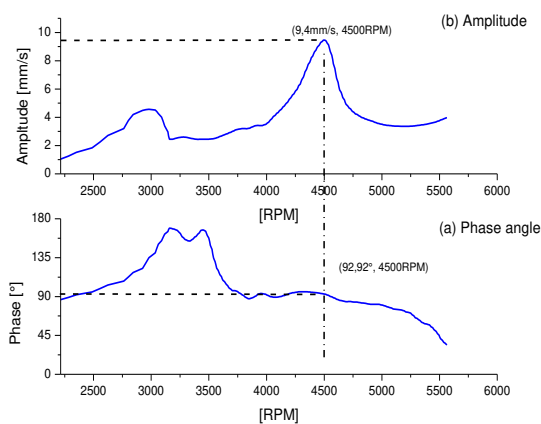


Figure 2. Transient analysis for shaft critical speed.

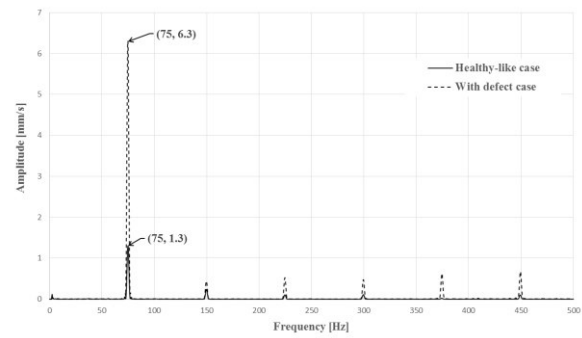


Figure 3. Frequency spectrum [0-500 Hz] of the vibration signal during passage through the critical speed

In Figure 5, analysis of the phase modulating signal spectrum (Equation (8)) shows the predominance of the amplitude of the second order of the rotation speed ($H2=1.253^\circ$). This represents the spectral signature of the axial tilt of the wheel, as it provides a similar vibration to that of misalignment. The looseness is represented by the third, fourth, and fifth orders. This case study in simulator shows that the method of the phase variation of vibration signal allows the detection of defects related to angular variations of the shaft rotation.

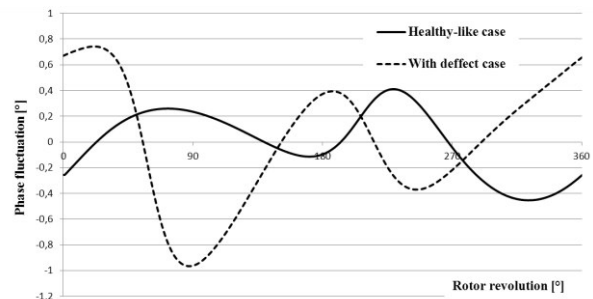


Figure 4. Phasemodulating signal on one complete revolution as a function of the nominal angle of rotation.

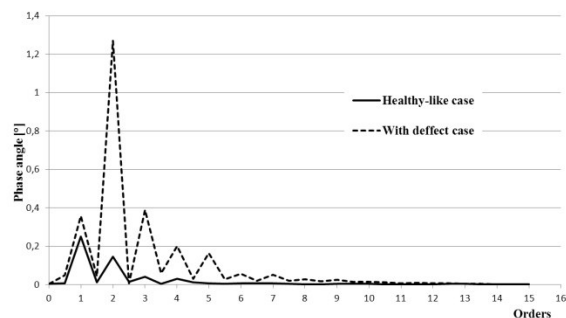


Figure 5. Phase modulating signal spectrum

4. A COMPRESSOR ROTOR FAULT DETECTION

The faults detection method using the phase variation of the vibration signal is applied to a centrifugal compressor rotor (7457 kW, 6500 RPM). This centrifugal compressor has a vibration instability when passing through a certain speed (near 68Hz) when engaged alone (case 1). This vibration instability causes tripping and stops the machine. However, when it is engaged in a series, with a similar compressor, the instability is smaller without stopping (case 2). When the second compressor is engaged alone, no vibration problem is recorded at the already mentioned speed (case 3). These three cases were considered in the analysis.

We present in Figure 6 the compressor rotor and the wheel (cantilevered) with 14 blades. The same instruments previously used for acquiring and processing in the simulator of vibration are used. For all three cases, the accelerometers were placed at the bearing near the compressor wheel. In the analysis, we consider only the corresponding speed instability and just before the time of tripping.

Spectral analysis of the vibration signals of the three cases reveals a strong gas turbulence between 250 Hz and 450 Hz (Figures 7-9). This does not mean an anomaly in this type of compressor. However, in the first case this phenomenon is accentuated by a default. This default is undefined in this case by spectral analysis.



Figure 6. Centrifugal compressor rotor.

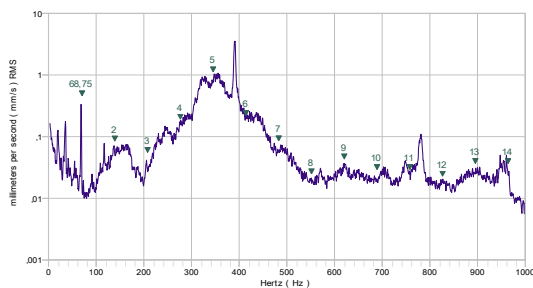


Figure 7. Frequency spectrum [0-1000 Hz] for the first case compressor at speed near 68 Hz

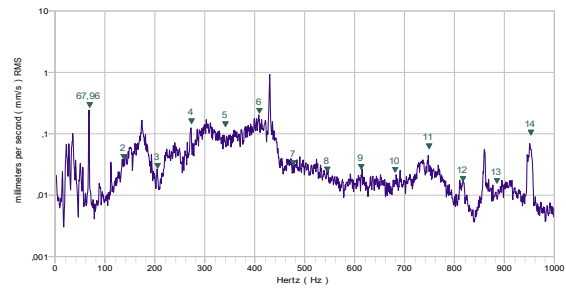


Figure 8. Frequency spectrum [0-1000 Hz] for the second case compressor at speed near 68Hz

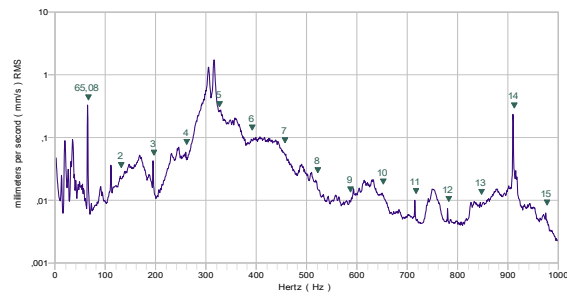


Figure 9. Frequency spectrum [0-1000 Hz] for the third case compressor at speed near 68 Hz

An order analysis was performed using the ORDER STUDIOVIB module. This analysis provides the magnitude and its harmonic decomposition. It is used from start to trigger of the compressor (case 1), so that to keep the tripping speed as long as possible before stopping (~ 300 s).

Figures 10-12, show respectively the contribution of harmonics during the analysis period according to the vertical, horizontal, and axial direction (case 1). In the three directions, we notice the dominance of the 5th and 6th orders, corresponding respectively to the journal bearing (5 pads) and the thrust bearing (6 pads). There is the dominance of the 1st order in the horizontal direction. It is also interesting to note that, in the axial direction, the dominance of the 14th order corresponding to the passage of the blades of the wheel.

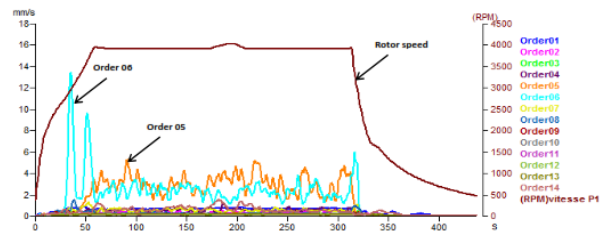


Figure 10. Distribution of orders vs time in the vertical direction (case 1)

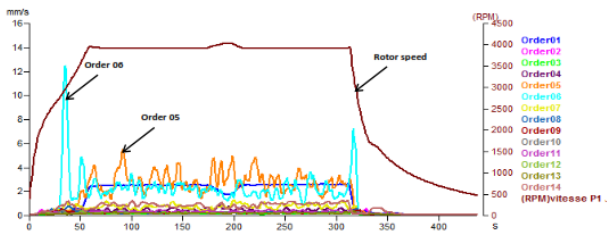


Figure 11. Distribution of orders vs time in the horizontal direction (case 1)

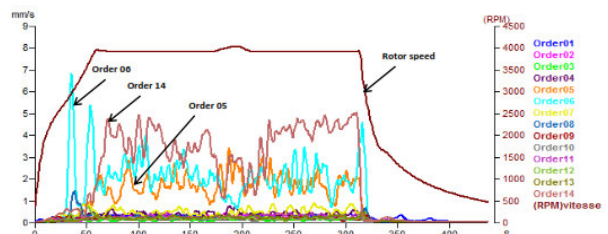


Figure 12. Distribution of orders vs time in the axial direction (case 1)

The latter reveals the existence of a defect in the wheel in the axial direction. Effectively, analysis of order up to the speed of instability in the axial direction of the two other cases reveals elevation of the 14th order in the second case (compressor with instability), while this order is much lower for the third case (safe compressor) (Figures 13 and 14).

The filtering by the band pass filter in this case is around the wheel blades passage frequency ($f_0 = 14 \times f_r$, with f_r the rotor rotation frequency).

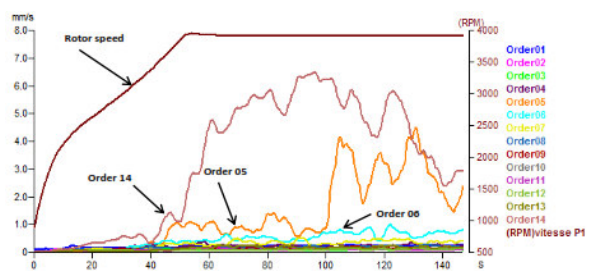


Figure 13. Distribution of orders vs time in the axial direction (case 2)

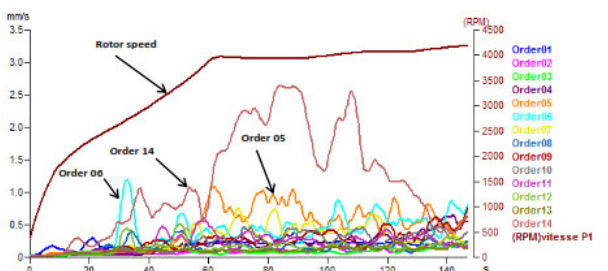


Figure 14. Distribution of orders vs time in the axial direction (case 3)

The filtered signal of the first case (case 1) gives a modulation in amplitude and phase. In Figure 15, the phase modulating signal on one revolution (three cases) using Equation (7) is given. The harmonics spectrums of the phase modulating signals of the three cases respectively are represented in Figure 16 (Equation (8)).

In all three cases, close to the critical speed, we notice the presence of the fifth harmonic corresponding to the frequency of the journal bearing (5 pads). The presence of this frequency reflects a rotor instability caused by insufficient static forces exerted by the pads on the rotor. The dynamic forces, which are the most important than the static forces, create an instability in the bearing, and this is manifested by the presence of sub-harmonics and the fifth harmonic of the rotation frequency. With a signature of misalignment in both cases 1 and 2, this phenomenon is more prominent in the first, when engaged alone, with a higher flow, producing tilting of the wheel (cantilevered). The amplitude of tilting decreases in case 2, compared to case 1, with the presence of harmonics (6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 and 14) that reveal a signature of radial clearance with a friction defect at the concerned compressor. This signature characterizes the axial tilting and the radial clearance. This defect does not exist in the third case.

In conclusion, we can understand that near the critical speed, compressor bearing (near the wheel) undergoes very important dynamic forces amplified by the cantilevered mounting of the compressor wheel.

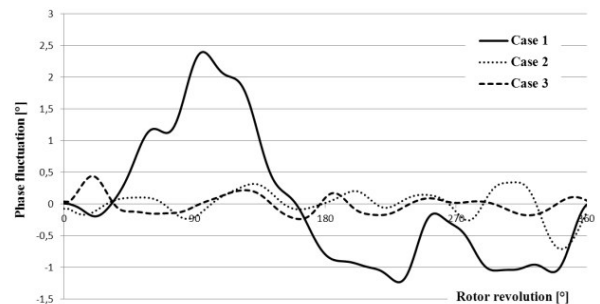


Figure 15. Phase modulating signal on one complete revolution as a function of the nominal angle of rotation (three cases)

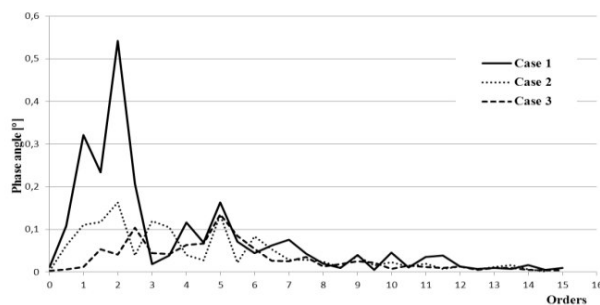


Figure 16. Phase modulating signal spectrum (three cases)

This exceptional stress causes premature wear of the bearing pads and creates the radial clearance problem causing the axial tilting.

5. CONCLUSION

In the present work, we used two vibration analysis methods on a compressor having a defect causing instability at a certain speed; spectral analysis method and the phase variation of the modulated signal method. The first method could not reveal the nature of the defect, unlike the second method. It was verified with a vibration simulator where we generated a similar defect to that of the compressor. This simple method is based on the phase demodulation using the Hilbert transform of the vibration signal. In fact, failure on a rotating machine generates a phase fluctuation around the carrier frequency phase, then many operational faults of rotary machines originate or manifest in non-uniformity of rotational speed. As found in the literature, the spectral analysis of the amplitude of vibration cannot be applied in all cases (especially for non-linear and non-stationary cases). In such cases for analysis, the Hilbert transform and the phase variation of the vibration signal is a powerful method for non-linear and non-stationary vibrations analysis.

6. REFERENCES

1. Karma, V. and Borade, H., "Fault diagnosis of single stage spur gearbox using narrow band demodulation technique: Effect of spalling", *International Journal of Research in Engineering & Technology*, Vol. 1, No. 3, (2013), 11-16.
2. Venugopal, S., Wagstaff, R.A. and Sharma, J.P., "Exploiting phase fluctuations to improve machine performance monitoring", *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, Vol. 4, No. 2, (2007), 153-166.
3. Besanjideh, M. and Mahani, M.F., "Nonlinear and non-stationary vibration analysis for mechanical fault detection by using emd-fft method", *International Journal of Engineering-Transactions C: Aspects*, Vol. 25, No. 4, (2012), 363-372.
4. Mobki, H., Sadeghia, M. and Rezazadehb, G., "Design of direct exponential observers for fault detection of nonlinear mems tunable capacitor", *IJE Transactions A: Basics*, Vol. 28, No. 4, (2015), 634-641.
5. Binh, L.K. and Tuma, J., "Diagnostic gasoline engine by phase demodulation method", Technical University of Ostrava, Mechanical Series, Vol. LVII, No. 2, (2011).
6. Tuma, J., "Angular vibration measurements of the power driving systems", *Acta Metallurgica Slovaca*, Vol. 10, (2004), 245-252.
7. Ligier, J.-L. and Baron, E., "Acyclisme et vibrations: Applications aux moteurs thermiques et aux transmissions", Analyses avancees et experimentales, Technip Ophrys Editions, Vol. 2, (2002).
8. Vyroubal, D., "Optical method for instant estimate of vibration signature based on spectrum analysis of phase-modulated light pulses", *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 53, No. 1, (2004), 181-185.
9. Tuma, J., "Vehicle gearbox noise and vibration: Measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures", John Wiley & Sons, ISBN: 978-1-118-35941-9, (2014).
10. B. Li, L.H., Mou, R.Q. and Wei, Y.Q., "Vibration characteristics of heavy load rack with split-hom together structure", *International Journal of Engineering, Transaction B: Applications*, Vol. 28, No. 2, (2015), 277-283.

Fault Detection Method on a Compressor Rotor Using the Phase Variation of the Vibration Signal

G. Zaza^a, A. D. Hammou^b, A. Benchatti^a, H. Saiah^c

^aLaboratoire de Mécanique, Université de Laghouat, Laghouat, Algérie

^bLaboratoire de Génie des Procédés, Université de Laghouat, Algérie

^cLaboratoire de Impédance, Paris, France

PAPER INFO

چکیده

Paper history:

Received 07 October 2016

Received in revised form 15 May 2017

Accepted 07 July 2017

Keywords:

Phase Modulation
Vibration Analysis
Hilbert Transform
Fault Detection

هدف از این کار استفاده از تغییر فاز در سیگنال ارتعاش برای تشخیص خطا در ماشین های دوار در موارد غیر ثابت است. سیگنال ارتعاش از دستگاه در دامنه و فاز در اطراف یک فرکانس حامل مدوله می شود. سیگنال مدولاسیون در فاز بعد از تبدیل هیلبرت تعیین می شود و با تبدیل سریع فوری برای استخراج طیف هارمونیک در فاز استفاده می شود. این روش ابتدا بر روی یک شبیه ساز ارتعاش تأیید شده است و سپس برای تشخیص گسل های بالقوه روی روتور یک کمپرسور سانتریفیوژ استفاده می شود. در مطالعه موردی کمپرسور سانتریفیوژ، ماهیت نقص با تجزیه طیفی دامنه سیگنال ارتعاش غیر ثابت، بر خلاف روش پیشنهادی مشخص نشد.

doi: 10.5829/ije.2017.30.08b.09