

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

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
«HOUARI BOUMEDIEN»

FACULTE DE GENIE MECANIQUE ET DE GENIE DES PROCEDES



THESE DE DOCTORAT EN SCIENCE

Présentée pour l'obtention du grade de Docteur
En Génie Mécanique

Spécialité : Maintenance et Isolation Vibro-Acoustique

Par : LAISSAOUI Abdelkadir

Thème

**Evaluation perceptive des défauts
de machines tournantes**

Soutenue publiquement le 10/10/2019, devant le jury composé de :

M. T. BOUKHAROUBA	Prof	USTHB/FGMGP	Président
M. A. MILOUDI	Prof	USTHB/FGMGP	Directeur de thèse
M. N. HAMZAOU	Prof	INSA/ Lyon	Examinateur
M. N TOUAT	Prof	USTHB/FGMGP	Examinateur
M. T BENKADJOUH	Maitre de conférences /A	EMP	Examinateur
M. O. DJEBILI	Maitre de conférences /A	UMB.Boumerdes	Examinateur
M. B. BOUZOUANE	Maitre de conférences /B	USTHB/FGMGP	Invité

Résumé :

Le présent travail vise à améliorer la surveillance des roulements par des indicateurs vibratoires, en appliquant une étude perceptive basée sur la recherche d'une corrélation entre la perception sonore des humains et l'analyse vibratoire classique, pour définir de nouvelles combinaisons d'indicateurs plus efficaces et fiables que les indicateurs vibratoires isolés. Cette étude a été réalisée en trois (3) phases ; la première consiste à concevoir et réaliser un banc expérimental pour l'utiliser comme support aux diverses mesures vibratoires et enregistrements sonores des bruits engendrés par des défauts simulés de roulements et d'engrenages. La deuxième phase a été consacrée d'une part au calcul des indicateurs scalaires à partir des signaux vibratoires des défauts simulés et d'autre part, à la réalisation des tests de perception par des auditeurs, afin d'évaluer la dissemblance entre les bruits enregistrés. Les résultats de ces derniers ont été traités ensuite à l'aide de l'analyse multidimensionnelle (MDS) pour déterminer les dimensions subjectives qui permettent de tracer les bruits acoustiques dans des espaces perceptifs. L'étape finale de l'étude perceptive consiste à rechercher les dimensions subjectives représentant correctement l'évolution de la dégradation des défauts simulés, ainsi qu'à les exprimer en fonction des indicateurs vibratoires objectifs à travers la régression linéaire. Cette étude nous a permis de définir des combinaisons d'indicateurs plus efficaces pour la surveillance de roulements que les indicateurs isolés. Ces indicateurs ont été validés sur un autre banc expérimental, en utilisant d'autres défauts de roulements.

Abstract:

The present work aims to improve the monitoring of bearings by vibration indicators, by applying a perceptual study, based on the search for a correlation between the sound perception of humans and the classical vibration analysis, to define new combinations of indicators more efficient and reliable than isolated vibration indicators. This study was conducted in three (03) phases; the first is to design and build an experimental bench for use as a support for various vibration measurements and sound recordings of noise generated by simulated defects in bearings and gears. The second phase was devoted, on the one hand, to the calculation of scalar indicators from vibration signals of simulated defects and, on the other hand, to the realization of the perception test by auditors making it possible to evaluate the dissimilarity between the recorded noises. The results of this test were then processed using Multidimensional Analysis (MDS) to determine the subjective dimensions that can be used to plot acoustic noises in a perceptual space. The final step of the perceptual study is to search for the subjective dimensions that correctly represent the evolution of the degradation of simulated defects, as well as to express them according to objective vibration indicators using linear regression. This study allowed us to define more effective combinations of indicators for bearing monitoring than isolated indicators. These indicators have been validated on another experimental bench, using other bearing defects.

ملخص:

يهدف هذا العمل إلى تحسين مراقبة المحامل بواسطة المؤشرات الاهتزازية، عن طريق تطبيق دراسة إدراكية، قائمة على البحث عن ارتباط بين الإدراك السمعي للإنسان والتحليل الاهتزازي الكلاسيكي، من أجل تحديد مزيج من المؤشرات أكثر كفاءة وموثوقية من المؤشرات الاهتزازية المعزولة. أجريت هذه الدراسة على ثلاث (03) مراحل؛ الأولى تهدف إلى تصميم وإنجاز مقعد تجريبي لاستخدامه كداعم لمختلف القياسات الاهتزازية والتسجيلات الصوتية للضوضاء الناتجة عن العيوب المحاكاة للمحامل والتروس. تم تخصيص المرحلة الثانية، من ناحية، لحساب المؤشرات الاهتزازية من الإشارات الاهتزازية للعيوب المحاكاة، ومن ناحية أخرى، إلى إجراء اختبار الإدراك من قبل المستمعين وذلك لتقييم الاختلاف بين الضوضاء المسجلة. النتائج المتحصل عليها من هذا الاختبار تمت معالجتها بواسطة التحليل المتعدد الأبعاد (MDS) للحصول على أبعاد مجردة تسمح برسم الضوضاء الصوتية في الفضاء الإدراكي. الخطوة الأخيرة للدراسة الإدراكية تتمثل في البحث عن الأبعاد المجردة الممثلة بشكل صحيح لتطور تدهور العيوب المحاكاة، وكذلك للتعبير عنها وفقًا للمؤشرات الاهتزازية الموضوعية باستخدام الانحدار الخطي. سمحت لنا هذه الدراسة بتحديد مزيج أكثر فاعلية لمراقبة المحامل من المؤشرات الكلاسيكية المعزولة. تم التحقق من صحة هذه المؤشرات على مقعد تجارب آخر، وذلك باستخدام عيوب محامل أخرى.

Remerciements

Tout d'abord, je remercie Dieu Tout Puissant de m'avoir donné la volonté et le courage pour accomplir ce travail.

Je souhaite exprimer ma forte reconnaissance et ma sincère gratitude au **Mr R. MEDJAHED**, le directeur du Centre de Recherche et Développement des Forces Aériennes CRD-FA et au **Mr T. BOUKHAROUBA**, Professeur de l'USTHB et directeur de Laboratoire Mécanique Avancée (LMA), qui nous ont beaucoup aidé, et surtout facilité nos tâches pendant notre travail.

Je tiens à remercier **Mr A. MILOUDI**, Professeur de l'USTHB et directeur de thèse, de m'avoir accueilli et d'avoir accepté de diriger mes travaux. Je lui dois une grande gratitude pour la confiance qu'il m'a accordée.

J'adresse mes sincères remerciements à **Mr B. BOUZOUANE**, Maitre de conférences de l'USTHB et Co-directeur de thèse, et **Mr N. HAMZAOUI**, Professeur de l'INSA de Lyon-France, pour la qualité de leur encadrement et leur disponibilité et de m'avoir aiguillé au fil de la thèse par leurs conseils, leurs savoirs et leurs encouragements.

Je souhaite exprimer toute ma reconnaissance et ma gratitude à **Mr T. BOUKHAROUBA**, de m'avoir fait l'honneur de sa présence et d'avoir accepté de présider le jury.

Je remercie également **Mr N. TOUAT**, Professeur de l'USTHB, **Mr T. BELKADJOUH**, Maitre de conférences de l'EMP et **Mr O. DJEBILI**, Maitre de conférences de l'UMB.Boumerdes, d'avoir accepté de faire partie du jury.

Je remercie également **Mr N. OUELAA** et son équipe, Professeur de l'université 8 Mai 1945 Guelma, qui ont activement participé à l'élaboration du travail de thèse, notamment, en ce qui concerne la simulation des défauts de roulements.

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail par leur soutien ou leur collaboration, notamment, le personnel du **Centre de Recherche et Développement des Forces Aériennes CRD-FA** et le personnel de l'**Unité de Fabrication Industrielle (UFI) de l'EPIC ERMAéro/ Dar el Beida-Alger**.

Table des matières

Introduction générale	13
Chapitre I : Etat de l'art & position du problème.....	17
I.1 État de l'art	18
I.2 Position du problème.....	23
Chapitre II : Maintenance vibratoire des machines tournantes	25
II.1 Maintenance des machines tournantes	26
II.1.1 Définition	26
II.1.2 Objectifs de maintenance.....	28
II.1.3 Stratégies de maintenance.....	28
1. Maintenance corrective	28
2. Maintenance préventive.....	29
II.1.4 Maintenance conditionnelle.....	30
II.2 Vibrations des machines tournantes.....	31
II.2.1 Définition d'une vibration	32
II.2.2 Caractéristiques d'une vibration	32
II.2.3 Mesure vibratoire.....	36
II.2.3.1 Capteurs de vibration	38
II.2.3.2 Accéléromètres piézoélectriques	38
II.3 Analyse vibratoire des machines tournantes	39
II.3.1 Surveillance des machines tournantes	40
Indicateurs vibratoires scalaires	40
II.3.2 Diagnostic des machines tournantes	42
II.3.3 Suivi vibratoire des roulements	47
II.3.3.1 Fréquences caractéristiques des roulements	48

II.3.3.2	Principaux défauts de roulements	49
II.3.4	Suivi vibratoire des engrenages	52
II.3.4.1	Généralités	52
II.3.4.2	Fréquence d'engrènement.....	53
Chapitre III :	Etude perceptive.....	55
III.1	Etude perceptive.....	56
III.2	Perception sonore	57
III.3	Analyse multidimensionnelle des dissimilarités	58
III.4	Approche perceptive	59
III.4.1	Détermination des dimensions sonores	59
III.4.2	Choix du nombre de dimensions	60
III.4.3	Coefficient de corrélation de Bravais-Pearson	61
III.4.4	Régression linéaire	61
Chapitre IV :	Analyse expérimentale et résultats.....	63
IV.1	Simulation des défauts des machines tournantes	64
IV.1.1	Banc d'essai.....	64
IV.1.2	Chaîne de mesure	65
IV.1.3	Défauts simulés	68
IV.1.4	Cas de défauts traités (protocole expérimental)	68
IV.2	Analyse vibratoire des défauts simulés	69
IV.2.1	Indicateurs de surveillance	70
IV.2.2	Techniques de diagnostic	72
IV.3	Étude perceptive.....	74
IV.3.1	Test de perception	74
IV.3.2	Analyse Multidimensionnelle MDS.....	78
IV.3.3	Détermination des nouveaux d'indicateurs vibratoires	82

IV.3.3.1	Corrélation avec un seul indicateur vibratoire	83
IV.3.3.2	Corrélation avec deux indicateurs vibratoires	85
IV.4	Validation de l'étude perceptive	88
IV.4.1	Banc expérimental de LMA	88
IV.4.2	Cas de défauts traités (protocole expérimental)	89
IV.4.3	Évolution des indicateurs vibratoires	89
IV.4.4	Évolution des nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires	90
Conclusion générale		93
Bibliographie.....		96

Liste des symboles & abréviations

A_c	Amplitude crête
A_{c-c}	Amplitude crête à crête
A_{p-p}	Amplitude Peak to Peak
RMS	Root Mean Square
A_{eff}	Amplitude efficace
Accéléromètre ICP	Accéléromètre à électronique incorporée
CAN	Convertisseur Analogique/Numérique
FC	Facteur de Crête
V_c	Valeur crête
V_{eff}	Valeur efficace
F_{be}	Fréquence caractéristique de la bague externe
F_{bi}	Fréquence caractéristique de la bague interne
F_{cage}	Fréquence caractéristique de la cage
F_{be}	Fréquence caractéristique des billes
Fd	Fréquence caractéristique de défaut
frot	Fréquence de rotation
f_{eng}	Fréquence d'engrènement
δ_{ij}	Dissemblance évaluée entre les sons i et j
$d_{i,j}$	Distance calculée entre les son i et j
x_{it}	La i ^{ème} composante de la dimension t
x_{jt}	La j ^{ème} composante de la dimension t
X^T	Transposé de la matrice X
P	Matrice de dissemblance
λ_1	Valeur propre
e_1	Vecteur propre
E_m	Matrice des vecteurs propres
Λ_m	Matrice des valeurs propres
M_{Id}	Matrice d'identité
M_{D1}	Matrice diagonale avec une valeur de 1

R ²	Carré du coefficient de corrélation
Ind1	Indicateur vibratoire 1
Ind2	Indicateur vibratoire 2
Dim	Dimension
MDS	Analyse multidimensionnelle
éch	échantillon
CC	Crête à crête
CGS	Centre de gravité spectrale
SD	Sans défauts
DN	Défaut naissant
DN & P	Défaut Naissant & pignon
DN & B	Défaut Naissant & Balourd
DA	Défaut Aggravé
DA & P	Défaut Aggravé & Pignon
DA & B	Défaut Aggravé & Balourd
DTA	Défauts Très Aggravé
DTA & P	Défauts Très Aggravé & Pignon
DTA & B	Défauts Très Aggravé & Balourd

Liste des tableaux

Tableau IV.1 Paramètres d'acquisition	67
Tableau IV.2 Cas de défauts traités.....	69
Tableau IV.3 Matrices moyennes de dissemblance	78
Tableau IV.4 Dimensions calculées par MDS	79
Tableau IV.5 Matrices de distances	81
Tableau IV.6 Modèles mathématiques de la dimension 1	85
Tableau IV.7 Cas de défauts traités.....	89

Liste des figures

Figure II.1 Stratégies de maintenance	30
Figure II.2 Masselotte suspendue à un ressort	32
Figure II.3 Fréquence d'une vibration	33
Figure II.4 Signal sinusoïdal	34
Figure II.5 Signal aléatoire.....	34
Figure II.6 Vibration sinusoïdal périodique	35
Figure II.7 Vibration périodique de type impulsionnel.....	36
Figure II.8 Vibration aléatoire.....	36
Figure II.9 Chaîne de mesure	37
Figure II.10 Accéléromètre piézoélectrique.....	39
Figure II.11 Évolution du Facteur Crête	41
Figure II.12 Analyse spectrale	43
Figure II.13 Résonance de machine	44
Figure II.14 Zoom FFT	45
Figure II.15 Analyse cepstrale	46
Figure II.16 Analyse d'enveloppe.....	47
Figure II.17 Roulement à billes.....	48
Figure II.18 Écaillage de la bague interne de roulement	50
Figure II.19 Image vibratoire de défaut d'écaillage.....	50
Figure II.20 Rupture de cage de roulements	50
Figure II.21 Image vibratoire théorique de défauts de déversement.....	51
Figure II.22 Les classes d'engrenages	52
Figure II.23 Les types des dentures.....	52
Figure II.24 Engrenage à dentures coniques	53

Figure II.25 Typologie vibratoire d'un engrenage sain	53
Figure II.26 Typologie vibratoire d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	54
Figure II.27 Spectre typologie d'un défaut d'engrènement (dentures détériorées).	54
Figure III.1 Principe de l'étude perceptive	57
Figure III.2 Echelle de comparaison par paire.....	58
Figure III.3 Matrice de dissemblance	58
Figure III.4 Courbe de Stress	61
Figure III.5 Corrélation Dimension (MDS)/ Dimension recalculée (indicateur vibratoire recherché)	62
Figure IV.1 Banc essai	65
Figure IV.2 Schéma cinématique du banc d'essai	65
Figure IV.3 Capteurs.....	67
Figure IV.4 Carte d'acquisition NI-PCI 4472 B.....	67
Figure IV.5 Interface d'acquisition (LabVIEW).....	68
Figure IV.6 Interface de traitement (Matlab).....	68
Figure IV.7 Défauts simulés.....	69
Figure IV.8 Evolution d'indicateurs classiques.....	71
Figure IV.9 Comparaison entre les indicateurs vibratoires.....	72
Figure IV.10 Analyse cepstrale	73
Figure IV.11 Spectre d'enveloppe.....	73
Figure IV.12 Interface du test de perception.....	75
Figure IV.13 Etapes du test de perception	76
Figure IV.14 Dissemblances évaluées entre les sons acoustiques et vibratoires	77
Figure IV.15 Courbes de Stress.....	79
Figure IV.16 Espaces perceptifs.....	80
Figure IV.17 Corrélation Dissemblance / Distances	82
Figure IV.18 Corrélation entre dimension 1 et celle recalculée en fonction de RMS	84

Figure IV.20 Corrélation entre dimension 1 et celle recalculée en fonction de RMS & Kurtosis.....86

Figure IV.21 Evolution de dimension recalculée en fonction des défauts simulés.....87

Figure IV.22 Banc expérimental de LMA.....88

Figure IV.23 Dispositifs de simulation des défauts89

Figure IV.24 Evolution des indicateurs classiques90

Figure IV.25 Evolution des nouvelles combinaisons d’indicateurs en fonction des défauts simulés.....91

Introduction générale

Introduction générale

Actuellement, les machines tournantes occupent une place importante dans la vie quotidienne, elles sont présentes dans presque tous les domaines sans exception, notamment dans l'industrie, où la machine est considérée comme l'élément principal sur lequel repose la chaîne de production. Grâce à l'évolution remarquable de la mécanique et de l'électronique, les machines ont considérablement développé et sont devenues plus complexes en raison de leur taille réduite et de l'intégration des cartes électroniques. En conséquence, la disponibilité des machines est devenue le principal objectif des gestionnaires des parcs de machines tournantes, afin d'assurer la continuité de la production et d'éviter les arrêts imprévus, qui entraînent souvent des pertes financières importantes.

La pré-intégration d'une stratégie de maintenance est devenue aujourd'hui une condition préalable à la réussite de tout projet, elle permet d'éviter les énormes dépenses résultant de la réparation des machines et de l'arrêt de la production. En raison du problème d'accessibilité aux organes internes des machines pour les inspecter en évitant les interruptions de production. La maintenance conditionnelle est devenue le moyen approprié pour garantir la disponibilité des machines. Cette dernière regroupe de nombreuses techniques permettant d'évaluer et de suivre l'état des machines sans les arrêter ou démonter, à savoir l'analyse d'huiles, contrôle ultrasonique, la thermographie infrarouge et l'analyse vibratoire.

L'analyse vibratoire est l'une des techniques la plus couramment utilisée pour la maintenance des machines, à cause de son efficacité à contrôler l'état des organes tournants des machines sans avoir à les démonter. Cette technique a connu une évolution remarquable grâce au progrès important des technologies d'informatique, d'électronique et des techniques de traitement du signal. L'analyse vibratoire consiste à traiter les signaux vibratoires issus des machines en fonctionnement à l'aide des techniques de surveillance permettant à détecter la présence des problèmes de vibration et d'autre part, à identifier leurs sources (les organes défectueux) par l'utilisation des outils de diagnostic, qui sont basées sur des techniques avancées de traitement du signal, à savoir l'analyse d'enveloppe, le cepstre et l'analyse temps-fréquence ...

Bien que les outils de diagnostic soient plus efficaces et fiables que les techniques de surveillance pour la détection et l'identification des organes tournants endommagés des machines,

leur utilisation nécessite la maîtrise des techniques de traitement du signal et ainsi que la compréhension approfondie de la cinématique des machines à contrôler, ce qui est difficile dans le cas des machines complexes. Par conséquent, la surveillance est le moyen approprié pour contrôler les machines, sans recourir à des spécialistes en traitement du signal ou vibration. Cette dernière repose principalement sur le suivi de l'évolution de certains indicateurs scalaires calculés à partir des signaux vibratoires, à savoir le kurtosis, le facteur de crête, le centre de gravité spectrale (CSG), etc... Cependant, ces indicateurs sont caractérisés par de nombreux inconvénients, notamment, la détection des défauts naissants et aggravés.

De nombreuses recherches ont été effectuées pour améliorer la surveillance vibratoire des machines tournantes via les indicateurs scalaires, à travers la correction du comportement de ces indicateurs face à l'évolution de la dégradation des organes tournants, de la naissance des défauts à l'aggravation. Certaines de ces recherches reposent sur le filtrage des signaux bruts acquis à partir des machines afin d'accroître la sensibilité des indicateurs scalaires, tandis que d'autres sont basées sur la combinaison entre les indicateurs vibratoires afin d'élaborer de nouvelles combinaisons d'indicateurs plus efficaces que l'utilisation d'indicateurs scalaires isolés.

L'approche proposée dans ce travail s'appuie sur l'utilisation de l'audition humaine comme moyen pour remédier aux lacunes des indicateurs de surveillance vibratoires, en particulier dans le cas de la dégradation aggravée des roulements ou en présence d'autres défauts. L'étude perceptive proposée consiste à rechercher une corrélation entre la perception des auditeurs et l'analyse vibratoire, dans le but d'élaborer de nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires plus fiables et efficaces que les indicateurs vibratoires classiques pour la surveillance des roulements. Cette approche repose principalement sur la réalisation de tests de perception par des auditeurs, permettant d'évaluer la dissemblance entre les bruits provenant des défauts simulés sur un banc expérimental vibratoire.

Le chapitre I a été consacré à la présentation d'une synthèse des travaux réalisés dans le cadre de l'amélioration de la surveillance des machines tournantes par indicateurs vibratoires, en particulier ceux utilisant la perception sonore comme moyen pour améliorer la fiabilité des indicateurs, et d'autre part à la position du problème abordé dans ce travail.

Dans le **chapitre II**, une brève introduction aux techniques de maintenance des machines, y compris l'analyse des vibrations, a été présentée en montrant les formules mathématiques des techniques de surveillance et de diagnostic les plus couramment utilisées pour contrôler l'état des roulements.

Le chapitre III est consacré à l'explication détaillée de l'étude perceptive proposée pour améliorer la surveillance vibratoire des machines tournantes, en particulier celle concernant les roulements. A cet effet, nous présentons les différentes étapes à suivre pour définir les nouvelles combinaisons d'indicateurs de surveillance, en corrélant les dimensions sonores représentant correctement l'évolution de dégradation des roulements avec les indicateurs vibratoires classiques.

L'analyse expérimentale réalisée dans le cadre de ce travail a été abordée dans le **chapitre IV**, à savoir la réalisation du banc expérimental et la simulation des défauts de roulements et d'engrenages, l'établissement des tests de perception et l'élaboration de nouvelles combinaisons d'indicateurs obtenus via le traitement des résultats des tests de perception par analyse multidimensionnelle (MDS), ainsi qu'une étude d'évaluation de l'approche proposée.

Nous terminons ce travail par une **conclusion générale** résumant les résultats obtenus pour améliorer la surveillance des roulements ainsi que les perspectives.

Chapitre I : Etat de l'art & position du problème

I.1 État de l'art

En industrie, la machine représente le pilier principal de tout projet de production et sa réussite dépend de leur disponibilité qui est liée à son état de santé. Pour assurer cette dernière, les chercheurs ont jusqu'à présent essayé de comprendre le comportement dynamique des machines et l'associer à des paramètres physiques qui permettent d'évaluer et estimer la dégradation et prévoir sa durée de vie des machines. Les machines sont composées d'organes, chacun d'eux remplissant sa fonction, telle que les roulements, qui sont chargés de porter la ligne de transmission et de diriger leur mouvement. Par conséquent, les machines ne sont en bon état que si tous les organes jouent bien leur rôle. Tout défaut dans un organe peut causer la détérioration des autres et éventuellement conduit à une panne de la machine.

La relation proportionnelle entre l'état des organes de la machine et la fonction qu'elle remplit, a fait converger la recherche scientifique vers l'étude individuelle des organes tournants, afin de comprendre leur comportement dynamique et d'identifier les symptômes de sa dégradation. L'analyse vibratoire est l'une des techniques de maintenance la plus utilisée pour atteindre ces objectifs. Cette dernière repose sur l'analyse des signaux vibratoires prélevés des machines sans les arrêter, à l'aide de techniques de surveillance et de diagnostic, principalement basées sur les techniques de traitement du signal.

Actuellement, l'analyse vibratoire est devenue le moyen approprié pour surveiller l'état des machines en raison de leur capacité à détecter les défauts de machines sans les démonter ou les arrêter. L'analyse vibratoire est basée sur l'acquisition et le traitement des signaux vibratoires des machines au moyen d'une chaîne de mesure, généralement composée par des capteurs, un collecteur de données et un poste de traitement. Elle a connu une évolution majeure au cours des dernières années à cause du développement de la technologie d'informatique et d'électronique,

Le principe de l'analyse vibratoire repose sur la corrélation entre le changement du comportement vibratoire de la machine et l'état de leurs organes tournants. En effet, chaque organe est caractérisé par les fréquences des défauts pouvant l'affecter, ainsi que par leurs images spectrales. A titre d'exemple, les roulements ont quatre fréquences caractéristiques; fréquences de la bague externe, de la bague interne, des billes et de la cage. Par conséquent, tout défaut affectant un organe tournant de la machine provoque une modification du signal vibratoire généré par cette

dernière et donc toute identification de ce défaut s'effectue seulement à l'aide des fréquences qui lui sont associées.

En théorie, les fréquences caractéristiques et les images spectrales (signatures) sont connues pour la plupart des défauts pouvant affecter les machines tournantes. En outre, plusieurs techniques de diagnostic ont été proposées pour détecter et identifier les défauts des organes tournants provoquant la modification du comportement vibratoire des machines, à savoir l'analyse d'enveloppe, le cepstre et l'analyse temps-fréquence, etc. Sachant que l'utilisation de ces outils nécessite une bonne maîtrise des techniques du traitement du signal et d'autre part, une compréhension approfondie de la cinématique des machines (fréquences caractéristiques), ce qui n'est pas facile dans certains cas.

Les techniques de surveillance les plus couramment utilisées pour détecter des problèmes de vibration sont basées généralement sur le suivi de l'évolution d'indicateurs scalaires calculés à partir des signaux vibratoires mesurés. Contrairement aux outils de diagnostic, l'utilisation d'indicateurs de surveillance ne nécessite pas de spécialistes en traitement du signal ou la maîtrise de la cinématique des machines. Par conséquent, la surveillance reste le moyen le plus approprié pour contrôler l'état des machines. Cependant, les valeurs d'indicateurs représentant le bon état de la machine doivent être connues pour les utiliser comme références. Bien que l'utilisation d'indicateurs de surveillance soit relativement facile par rapport aux outils de diagnostic, ces indicateurs ne permettent souvent pas de détecter la présence d'anomalies, en particulier dans le cas de défauts naissants, de défauts aggravés, ainsi que de défauts combinés.

En raison de l'importance des indicateurs de surveillance pour détecter la détérioration de la machine d'une part et de la facilité d'utilisation par rapport aux outils de diagnostic d'autre part, les chercheurs tentent toujours d'améliorer la sensibilité des indicateurs et d'élaborer ainsi de nouveaux indicateurs plus efficaces pour la détection des cas de défauts cités ci-dessus. Certains travaux de recherche s'appuient sur le filtrage numérique des signaux temporels pour accroître l'efficacité de ces indicateurs, par contre d'autres déterminent ces indicateurs dans le domaine fréquentiel. D'autres techniques reposent sur la combinaison entre les indicateurs comme moyen pour définir de nouveaux indicateurs plus fiables. Dans ce qui suit, nous allons citer quelques-uns des travaux réalisés en expliquant les méthodes utilisées et ainsi que les résultats obtenus, en

particulier, les travaux qui reposent sur l'exploitation de la qualité sonore comme moyen pour élaborer de nouveaux indicateurs.

M. Merzoug & A. Miloudi [01] ont proposé une approche basée sur le filtrage des signaux vibratoire afin d'améliorer la surveillance des engrenages par indicateurs vibratoires, en raison de l'impact du bruit de fond induit par l'excitation aléatoire de la machine sur l'efficacité de Kurtosis (indicateur de choc), l'un des indicateurs les plus utilisés pour la détection des défauts provoquant les chocs périodiques. Cette approche consiste à utiliser la transformée en ondelettes pour améliorer la sensibilité de Kurtosis, à travers le débruitage des signaux vibratoires. Pour atteindre cet objectif, ils ont essayé dans leur travail de maîtriser les paramètres d'entrée de la transformée en ondelette, l'ordre et le niveau de décomposition, pour obtenir une bonne corrélation entre le Kurtosis et la gravité des défauts simulés.

Dans le même contexte, **J.P. Dron & F. Bolaers [02]** ont également proposé une approche visant à améliorer la surveillance des roulements à billes. Cette approche consiste à améliorer la sensibilité des indicateurs de chocs : Kurtosis & Facteur de crête, à travers le débruitage des signaux via la soustraction spectrale.

En raison de la difficulté d'évaluer l'état d'un organe de machine dans le cas de la présence de plusieurs sources de vibration (défauts combinés), **X. Chimentin [03]** a utilisé les méthodes inverses pour améliorer la surveillance et le diagnostic des machines tournantes. Ces méthodes consistent à séparer la contribution des différentes sources vibratoires via la réalisation de plusieurs mesures, pour localiser les défauts des organes et ainsi que de suivre l'évolution de l'endommagement de chacun d'entre eux. Pour résoudre le problème d'instabilité des méthodes inverses utilisées, X. Chimentin a proposé deux approches, numérique et expérimentale, basées sur la recherche d'emplacement optimal d'un nombre limité d'accéléromètres. Ces approches sont validées sur un cas académique (diétiétique) puis exploitées sur une structure plus conforme au monde industriel : un carter disposant de deux paliers à roulements accouplés à un moteur.

B. Bouzouane [04] a proposé d'utiliser des méthodes basées sur les réseaux de neurones pour identifier les sources de vibration dans le cas des défauts combinés à cause de la difficulté d'interpréter les signaux vibratoires par les techniques classiques de traitement du signal. Sachant que ces méthodes sont capables d'identifier la présence d'un défaut seul ou combiné, ainsi qu'elles

sont sensibles aux bruits de fond. Dans ce cadre, une étude comparative entre deux méthodes neuronales ; le rétro propagation de l'erreur (RBP : Back Propagation) et les fonctions à base radiale (RBF : Radial Basis Function), a été réalisée au premier temps sur des signaux simulés numériquement, ensuite sur des signaux réels de défauts combinés d'engrenage et roulement simulés sur un banc d'essai à deux étages.

Divers travaux de recherche ont utilisé la qualité sonore comme un outil pour améliorer les performances des indicateurs de surveillance vibratoire. Dans ce cadre nous citons au premier lieu les travaux d'**E. Parizet**, considérés comme des références à la plupart des recherches basées sur analyse du bruit, pour élaborer de nouveaux indicateurs en recherchant une corrélation entre la perception sonore des phénomènes physiques et leurs paramètres objectifs.

E. Parizet [05] a changé la notion de bruit, ce que nous cherchons toujours à éviter, en montrant le rôle du bruit dans le transfert des informations importantes sur les phénomènes qui nous entourent. En effet, l'ingénieur acousticien cherche à agir sur certaines de ses propriétés, et parfois, choisir de maintenir un certain niveau de bruit afin de nous donner des informations suffisantes pour comprendre les choses, d'où la notion de qualité acoustique. Pour approcher au mieux cette adéquation entre le bruit et l'attente que l'on peut en avoir, des méthodes d'analyse perceptive sont conduites, en complément aux méthodes classiques de caractérisation vibratoire et acoustique. Dans ce qui suit, nous expliquerons le travail réalisé par E. Parizet dans l'objectif de définir d'indicateur de qualité de véhicule par l'utilisation l'analyse perceptive.

En général, le bruit provenant de la fermeture des portières peut être utilisé comme un moyen permettant de nous informer que le véhicule est correctement fermé et ainsi que comme un indicateur de sa qualité (confort). Dans ce contexte, **E. Parizet et al [06]** ont utilisé l'étude perceptive pour établir des indicateurs de qualité. Cette étude a été réalisée sur des voitures de différentes marques ainsi que de catégories allant de la normale au luxe. Après la mise en place d'un système de fermeture automatique des portes, avec une force plus de 25% de la force requise, ce qui équivaut à la force réellement utilisée pour assurer la fermeture des portes d'une voiture, un test de perception a été réalisé par un groupe d'auditeurs pour évaluer le degré de gêne entre les bruits enregistrés à partir des essais de fermeture. Parmi les conclusions obtenues, ce n'est pas nécessairement que la voiture soit luxueuse pour avoir un bruit de fermeture acceptable pour les clients. Les résultats obtenus via ce test ont été traités par la suite par l'analyse multidimensionnelle

MDS afin de les modéliser en distances. Les bruits de fermeture des portes sont représentés dans un espace perceptif à trois dimensions. La première dimension différencie les bruits selon leur hauteur, elle est corrélée au centre de gravité spectral. La deuxième dimension caractérise la propreté qui traduit la non-multiplicité des impacts entendus, elle est corrélée à un indicateur calculé à partir de la sonie en fonction du temps (modèle de Zwicker). La dernière dimension n'est pas comprise perceptivement. Un modèle est ensuite établi par régression linéaire entre les jugements des auditeurs (évaluation de la qualité de fermeture des portes) et les deux paramètres acoustiques caractéristiques des deux premières dimensions perceptives (CGS & Sonie).

Dans l'objectif de rechercher une relation entre les paramètres dynamiques d'une structure, les paramètres acoustiques et la perception sonore des auditeurs, **E. Guibert [07]** a réalisé une étude vibroacoustique sur un TGV. Ce travail a traité deux structures : un système plaque/cavité, système académique constitué d'une plaque vibrante couplée à une cavité rigide, et d'autre part un TGV, système complexe constitué de plusieurs plaques vibrantes. Pour la première structure, les paramètres dynamiques ont été déterminés par modélisation analytique, qui a été vérifiée par la simulation numérique en utilisant les éléments finis. Pour le TGV, il a utilisé l'analyse modale expérimentale pour déterminer les paramètres vibratoires, à savoir les fréquences propres et les amortissements. L'objectif de ce travail est d'identifier les paramètres structurels influents sur le rayonnement acoustique (bruits) pour les deux structures. Comme perspective, E. Guibert a proposé de réaliser des tests d'agrément afin d'identifier tout d'abord les qualités spectrales des signaux qui minimisent la gêne. Ainsi, à partir de ces résultats et ceux obtenus pour le système plaque/cavité, il est possible d'optimiser les revêtements des parois ou encore le type de matériau des parois d'un train à grande vitesse (TGV) afin d'améliorer le confort acoustique des voyageurs.

Dans le domaine de la maintenance conditionnelle des machines tournantes par analyse vibratoire, le travail effectué par **M. Kanzari Trabelsi & N. Hamzaoui [08]** constitue la référence principale pour tous les travaux de recherche réalisés dans ce domaine. Ils sont les premiers à introduire le concept de qualité sonore dans le domaine de la surveillance, afin d'élaborer de nouveaux indicateurs plus efficaces que les indicateurs classiques isolés. Ce travail est basé sur l'utilisation d'une étude perceptive visant à rechercher une corrélation entre l'analyse vibratoire et la perception sonore des bruits générés par les organes tournants des machines, plus précisément, entre les indicateurs vibratoires objectifs et les dimensions sonores subjectives, qui représentent

correctement l'évolution de la dégradation des organes tournants. Ces dimensions sont déterminées via le traitement des résultats du test de perception, réalisé par des auditeurs, par l'analyse multidimensionnelle MDS. Dans ce travail, ils ont étudié les défauts d'engrenages et pour vérifier la crédibilité de la méthode proposée, des défauts de roulements ont été ajoutés. Cette étude a permis d'élaborer un nouvel indicateur pour la surveillance d'engrenages. En moyennant de la régression linéaire, ce dernier a défini en fonction du centre de gravité spectrale.

Dans le même concept, le travail de M. Kanzari Trabelsi & N. Hamzaoui a été refait par R. Younes et al. Deux types de défauts d'engrenages ont été utilisés pour réaliser l'étude perceptive : le premier type a été créé d'une manière naturelle **R. Younes & al [09]**, en laissant le banc d'essai en marche pendant un certain temps avec l'application d'une charge pour accélérer l'érosion des dentures d'engrenages. D'autre part, pour le deuxième type en créant des défauts à différente gravité sur les dents des pignons par un outil d'usinage **R. Younes & al [10]**. L'objectif de ce travail est de définir des nouveaux indicateurs de surveillance en recherchant une corrélation entre la perception sonore et les indicateurs scalaires vibratoires. Dans ces travaux, ils ont élaboré un nouvel indicateur pour la surveillance d'engrenage, défini en fonction du Kurtosis et le Niveau global à l'aide de la régression linéaire.

I.2 Position du problème

En mécanique, les roulements sont l'un des composants principaux des machines, en raison du rôle qu'ils jouent dans le guidage du mouvement de la chaîne de transmission et ainsi que de la diminution des frottements importants sur les paliers, bien que ces derniers supportent de gros efforts. Ce rôle fait des roulements une source importante de défauts, comparés aux autres organes de la machine. Toute augmentation de la charge ou de la vitesse de rotation au-delà des niveaux admissibles ou mauvaise lubrification, entraînent la détérioration des éléments de roulements, notamment la piste et la cage, qui provoquent généralement des perturbations du fonctionnement de la machine.

La disponibilité de la machine est directement liée à l'état de ses organes, en particulier les roulements, qui maintiennent la stabilité de la machine en assurant une rotation souple sans friction pour la transmission de mouvement. L'apparition de défauts sur les éléments roulants est l'un des

plus gros problèmes que le mécanicien cherche à éviter, car bien que l'amplitude de vibration de ces derniers soit faible devant les autres organes tournants, à savoir les engrenages, les courroies, etc., ils provoquent une perturbation de la rotation de la ligne d'arbre de la machine.

Pour suivre l'état vibratoire des roulements, plusieurs techniques sont utilisées, dont certaines dépendent de l'évolution des indicateurs scalaires, tels que le Kurtosis et le Facteur crête, qui sont les deux indicateurs les plus utilisés pour détecter les problèmes qui provoquent des chocs. D'autres méthodes reposent sur des techniques plus avancées de traitement du signal, telles que l'analyse d'enveloppe, qui permet d'identifier les fréquences provoquant la résonance dans les spectres, mais à condition que les fréquences caractéristiques des roulements soient connues. En pratique, les indicateurs sont les plus souvent utilisés pour surveiller l'état des roulements, mais, après un certain degré d'aggravation des défauts, ils deviennent incapables de donner des informations correctes sur l'état des roulements en raison de leur comportement gaussien.

En raison de l'importance des indicateurs vibratoires pour le suivi de l'état des roulements et ainsi que de leur facilité d'utilisation, sans avoir recours à des experts en vibration ou traitement du signal, une approche perceptive a été proposée dans ce travail, visant à définir de nouveaux indicateurs permettant un suivi plus efficace et fiable de l'état des roulements que les indicateurs classiques isolés, notamment, dans le cas d'aggravation des défauts de roulements. Cette approche repose sur la recherche d'une corrélation entre l'analyse vibratoire (indicateurs scalaires) et la perception sonore des auditeurs (dimensions sonores).

Chapitre II : Maintenance vibratoire des machines tournantes

Introduction

Dans l'industrie, la maintenance des machines tournantes de production représente le principal objectif des gestionnaires des sociétés, afin d'assurer la continuité de la production et d'éviter les problèmes causés par le dysfonctionnement et l'arrêt imprévu des machines, qui entraînent généralement des pertes financières importantes, ainsi que des accidents de travail. Pour cette raison, la plupart des ingénieurs cherchent à développer des outils de maintenance qui permettent de prédire les défauts affectant les machines. L'analyse vibratoire est l'un des outils les plus couramment utilisés pour le contrôle de l'état des machines, qui a connu un développement majeur à notre époque, grâce au développement remarquable de l'informatique et des techniques de traitement du signal. Mais elle reste encore des lacunes à améliorer pour assurer un contrôle complet de la machine en toutes circonstances, en particulier dans le cas de la naissance et d'aggravation des défauts des organes tournants constituant les machines.

Dans ce chapitre, nous allons d'abord commencer par une brève introduction sur la maintenance et ses différentes stratégies appliquées dans l'industrie, en particulier la maintenance conditionnelle, ainsi que quelques définitions de base de la vibration. Ensuite, nous présentons les techniques de la surveillance et de diagnostic les plus utilisées pour le suivi du comportement vibratoire des roulements.

II.1 Maintenance des machines tournantes

II.1.1 Définition

La maintenance remonte probablement à la naissance de la vie et n'est pas liée uniquement à l'Homme. Maintenir signifie préserver quelque'un / quelque chose dans un état déterminé [03]. Cette notion de maintenance a évolué au cours du temps et aujourd'hui, le terme maintenance est associé généralement au monde industriel. La maintenance joue un rôle important dans l'optimisation des performances des équipements et des coûts de production en intégrant des stratégies basées sur des aspects de fiabilité, de maintenabilité, de disponibilité et de sécurité des biens et des personnes.

Conformément au norme NF-X60-010 **S. Benissaad [11]** de l'Association Française de Normalisation (AFNOR): « La maintenance est un ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé. Bien maintenir, c'est assurer ces opérations au coût optimal ».

Cette définition inclut les principaux concepts de la maintenance, qui sont :

1. Le groupe d'actions (ensemble d'actions) qui englobent :
 - La conception de la maintenance telle que la formation des agents de maintenance, la notion de maintenabilité, la documentation technique, les équipements adéquats (outillages) et les approvisionnements (pièces de rechange) ;
 - L'exécution des différentes opérations de la maintenance qu'elle soit préventive (événement probable) ou corrective (événement certain) ;
 - le suivi concernant :
 - La qualité et la fiabilité des matériels ;
 - La gestion de l'outil de maintenance ;
 - La durabilité des matériels (rénovation, réemploi, etc.).
2. La maintenance préventive (maintenir) qui comprend les différentes opérations d'entretien, de surveillance, de révision ou de préservation des matériels ;
3. La maintenance corrective (rétablir) qui concerne la localisation de la défaillance, la remise en état du matériel et la durabilité des équipements (reconstitution, rénovation, etc.) ;
4. La notion de bien dont on distingue :
 - Les biens durables (seuls concernés par la maintenance) ;
 - Les biens semi-durables (à la première panne, ils sont irréparables) ;
 - Les biens éphémères (durabilité limitée à la première utilisation).
5. L'état spécifié : en effet un bien peut avoir au moins trois états ; neuf, dégradé et défaillant, qui s'étalent sur le temps correspondant à sa durée de vie ;
6. Le service déterminé : il se qualifie souvent en termes de disponibilité dans un état donné ;
7. Le coût optimal : qui mesure l'efficacité de la maintenance à travers l'analyse des différents coûts et ratios de maintenance.

II.1.2 Objectifs de maintenance

Les objectifs de la mise en place d'une stratégie de maintenance dans le domaine industriel peuvent se résumer en deux catégories ; opérationnels et coût :

a) Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions et dans un état acceptable ;
- Assurer la disponibilité maximale de l'outil de production à un prix raisonnable ;
- Fournir un service qui élimine les pannes à tout moment ;
- Augmenter à la limite la durée de vie de l'outil de production ;
- Entretenir le matériel avec le maximum d'économie et le remplacer à des périodes prédéterminées ;
- Assurer une performance de haute qualité ;
- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment ;
- Obtenir un rendement maximum ;
- Maintenir le matériel en propreté absolue à tout moment ;
- Préserver l'environnement.

b) Objectifs de coût :

- Réduire au maximum les dépenses de la maintenance et maximiser les bénéfices ;
- Assurer le service maintenance dans les limites du budget ;
- Avoir des dépenses de maintenance portant sur le service exigé par les installations et l'appareillage en fonction de son âge et du taux d'utilisation ;
- Mettre à la disposition du responsable de la maintenance une certaine quantité de dépenses imprévues en outillage et en frais divers.

II.1.3 Stratégies de maintenance

Selon la norme AFNOR NF-X60-000, les stratégies de maintenance peuvent être classées en deux catégories (cf. Figure II.1) :

1. Maintenance corrective

La maintenance corrective consiste à intervenir sur un équipement une fois que celui-ci est défaillant, elle-même subdivisée en :

- **Maintenance palliative** : Dépannage (donc provisoire) de l'équipement, permettant à celui-ci d'assurer tout ou partie d'une fonction requise ; elle doit toutefois être suivie d'une action curative dans les plus brefs délais ;
- **Maintenance curative** : Réparation (donc durable) consistant en une remise en l'état initiale, au moins d'un point de vue fonctionnel.

2. Maintenance préventive

La maintenance préventive consiste à intervenir sur un équipement avant que celui-ci ne soit défaillant, afin de tenter de prévenir toute panne. On interviendra de manière préventive soit pour des raisons de sûreté de fonctionnement (les conséquences d'une défaillance étant inacceptables), soit pour des raisons économiques (cela revient moins cher) ou parfois pratiques (l'équipement n'est disponible pour la maintenance qu'à certains moments précis).

La maintenance préventive se subdivise à son tour en :

- **Maintenance systématique** : qui désigne des opérations effectuées systématiquement, soit selon un calendrier (à périodicité temporelle fixe), soit selon une périodicité d'usage (heures de fonctionnement, nombre d'unités produites, nombre de mouvements effectués, etc.) ;
- **Maintenance conditionnelle** : « Maintenance préventive basée sur une surveillance du fonctionnement du bien et/ou des paramètres significatifs de ce fonctionnement et intégrant les actions qui en découlent. » (Extrait de la norme NF EN 13306 X 60-319). Leur principe consiste à estimer et suivre l'état de marche (et son évolution) du matériel en fonctionnement, de manière à diagnostiquer des anomalies et programmer à l'avance les interventions de maintenance. Nous utilisons dans ce cas différentes techniques appelées techniques de surveillance, basées sur la mesure de paramètres physiques, tels que :
 - Analyse vibratoire ;
 - Thermographie infrarouge ;
 - Analyse ultrasonore ;
 - Analyse d'huile.

- **Maintenance prévisionnelle**, réalisée à la suite d'une analyse de l'évolution de l'état de dégradation de l'équipement (par exemple contrôle périodique défini par le constructeur ou l'expérience).

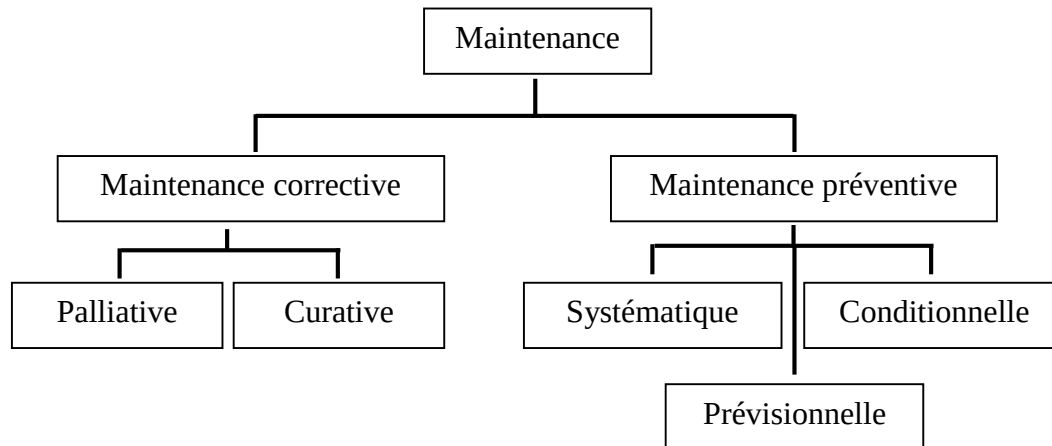


Figure II.1 Stratégies de maintenance

II.1.4 Maintenance conditionnelle

La maintenance conditionnelle est un processus conçu pour estimer et surveiller l'état de santé des machines tournantes au moyen des paramètres physiques pris en cours de leur fonctionnement (vibrations, pression, température, etc.). Aujourd'hui, elle est devenue la stratégie la plus utilisée pour contrôler les machines sans arrêter la production. La mise en place de la maintenance conditionnelle dans un parc de machines repose sur l'utilisation des plusieurs outils de surveillance, à savoir :

1. **Analyse vibratoire** : En général, toutes les machines vibrent et l'image (signal) de leur vibration est caractérisée par un profil spécifique lorsqu'elles sont en état de bon fonctionnement. Mais, dès que des phénomènes d'usure, de fatigue, de vieillissement, de désalignement, de balourd, etc. apparaissent, l'allure de cette image change, ce qui permet de quantifier l'intervention.
2. **Analyse d'huile** : L'analyse d'huile est un outil essentiel dans tout programme de maintenance de machines industrielles. La mise en œuvre de cette analyse est simple et presque tous les mécanismes lubrifiés sont susceptibles d'être sujets à ce diagnostic. L'huile est en contact permanent avec les pièces en mouvement. Elle fournit de nombreuses informations sur l'état

de la machine. L'analyse d'huile permet de suivre dans le temps les caractéristiques physico-chimiques du lubrifiant. Cela permet d'apprécier son état de dégradation et donc son aptitude à remplir sa fonction dans la machine. Les résultats de l'analyse permettent de déceler des anomalies telles que :

- La contamination par des particules internes de l'équipement ;
- La pollution par des agents extérieurs ;
- L'usure par abrasion.

3. Thermographie infrarouge : La thermographie est l'une des méthodes utilisées pour contrôler l'état des structures et des systèmes industriels. Cette dernière est basée sur la mesure de l'intensité des émissions infrarouges (chaleur) dans les machines. À l'aide d'une caméra infrarouge, les organes internes peuvent être surveillés en comparant leur température. En conséquence, le balayage infrarouge peut localiser et identifier les incidents dès la naissance.

4. Contrôle ultrasonique : Tout mouvement relatif entre pièces produit des ultrasons de friction. La mesure et l'enregistrement des signaux ultrasoniques dans les machines à des intervalles réguliers permettent de détecter de nombreux problèmes de manière simple, efficace et peu coûteuse. La technique offre de multiples applications dans le contrôle d'équipements hydrauliques et pneumatiques (détection de fuites, contrôle d'étanchéité) et permet aussi de détecter les ultrasons émis par des défauts d'origine électrique (mauvais contacts, effets corona, effets d'arc, etc.).

II.2 Vibrations des machines tournantes

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations **F. Landolsi [12]**. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic. La modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de

dégradations, voire de pannes. Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse des vibrations, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet, par un dépistage ou un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmés de production.

II.2.1 Définition d'une vibration

Selon la norme française AFNOR E90.350 **S. DIOUF [13]**, une vibration peut être définie comme suit : « Variation avec le temps de la valeur d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque la grandeur est alternativement plus grande ou plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence ». En fait, un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence. L'exemple le plus simple d'un système en vibration est sans doute donné par le mouvement d'une masselotte suspendue à un ressort et relâchée après traction.

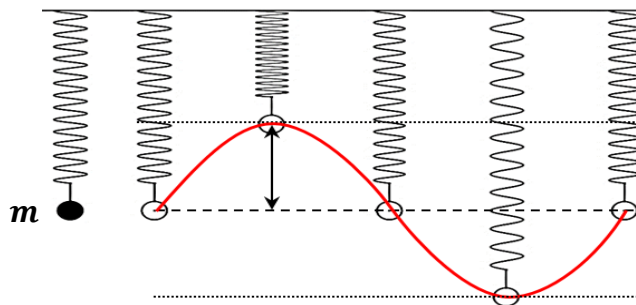


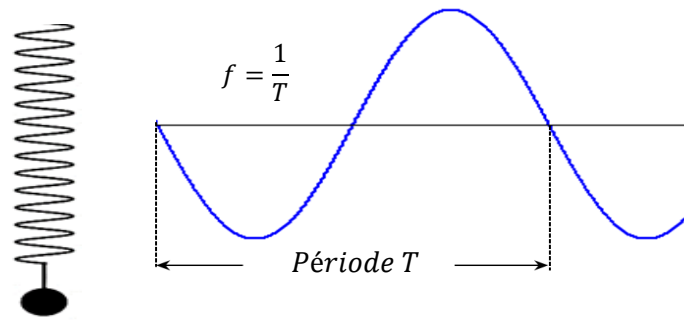
Figure II.2 Masselotte suspendue à un ressort

II.2.2 Caractéristiques d'une vibration

Une vibration se caractérise principalement par trois grandeurs, qui sont la fréquence de répétition, l'amplitude et la nature.

1. Fréquence

La fréquence d'une vibration représente la cadence de répétition d'un phénomène ou le nombre de fois qu'il se reproduit en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisi est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz (Hz). 1 hertz = 1 cycle/seconde.

**Figure II.3** Fréquence d'une vibration

2. Amplitude

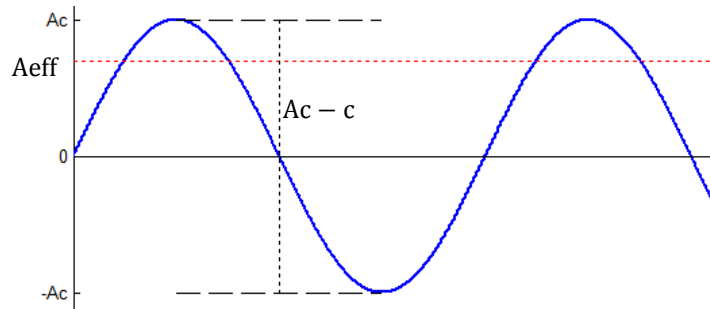
L'amplitude est la première sensation ressentie lorsque l'on pose la main sur le palier d'une machine qui vibre. On appelle amplitude d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre. De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs pour caractériser son amplitude :

- L'amplitude « crête (A_c) », elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre ;
- L'amplitude « crête à crête (A_{c-c}) » appelée « peak to peak » (A_{p-p}) en anglais, elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ($A_{c-c} = 2A_c$).
- L'amplitude « efficace (A_{eff}) » ou RMS en anglais (Root Mean Square). Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire.

Dans le cas d'une vibration sinusoïdale (induite par exemple par un balourd), les amplitudes crête, crête à crête et efficace sont liées par les relations suivantes :

$$A_{eff} = \frac{\sqrt{2}}{2} A_c = 0.707 A_c \quad \text{II.1}$$

$$A_{c-c} = 2\sqrt{2} A_c = 2.828 A_{eff} \quad \text{II.2}$$

**Figure II.4** Signal sinusoïdal

Dans le cas d'un signal vibratoire complexe, il n'existe pas de relations mathématiques liant les valeurs crête et efficace. Ces trois grandeurs, dont deux ne peuvent donc se déduire l'une de l'autre, devront donc être mesurées ou calculées simultanément par l'appareil de mesure suivant les formules :

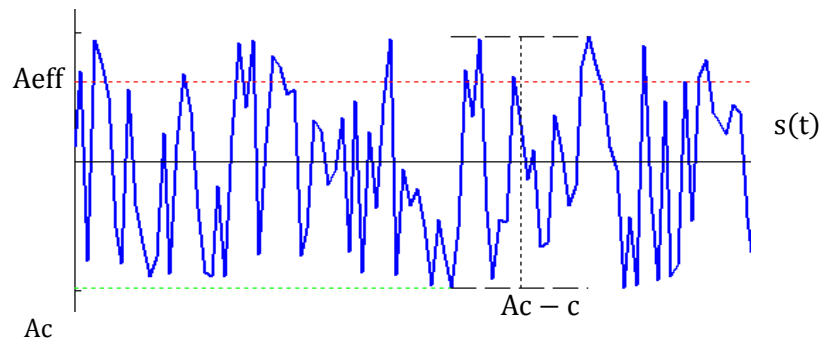
$$A_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T s^2(t) dt} \quad \text{II.3}$$

$$A_c = \sqrt{\max[s^2(t)]} \quad \text{II.4}$$

$$A_{c-c} = \max[s(t)] - \min[s(t)] \quad \text{II.5}$$

Avec :

- $\max [s(t)]$: amplitude instantanée la plus élevée atteinte par le signal pour la période d'observation T ;
- $\min [s(t)]$: amplitude instantanée la plus faible atteinte par le signal pour la période d'observation T ;
- $s(t)$: fonction représentative du signal.

**Figure II.5** Signal aléatoire

En raison que les amplitudes crête ou crête à crête représentent mieux l'ampleur d'un mouvement ponctuel, elles seront généralement choisies pour détecter un phénomène aléatoire ou peu répétitif. En revanche, l'amplitude efficace, mieux représentative de l'énergie dispensée par le mouvement vibratoire et permettra de mieux détecter les phénomènes périodiques et d'effectuer leur suivi notamment lorsqu'ils sont de faible ampleur face à l'environnement. D'autre part, la connaissance simultanée de l'amplitude crête d'un signal et de son amplitude efficace donne une idée de la forme du signal, donc du type de vibration génératrice. La prise en compte de cette donnée utilisée sous des formes plus ou moins élaborées dans la définition d'un certain nombre d'indicateurs tels le facteur crête et le kurtosis, qui permettent souvent de façon simple la détection et la surveillance de phénomènes de type impulsionnel.

3. Nature de vibration

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivante :

- Les vibrations périodiques de type **sinusoïdal simple** ou **complexe** représentatives du fonctionnement normal ou anormal d'un certain nombre d'organes mécaniques (rotation de lignes d'arbres, engrènements...) ou d'un certain nombre d'anomalies (déséquilibre, désalignement, déformations, instabilité de paliers fluides, déversement de bagues sur roulements ...).

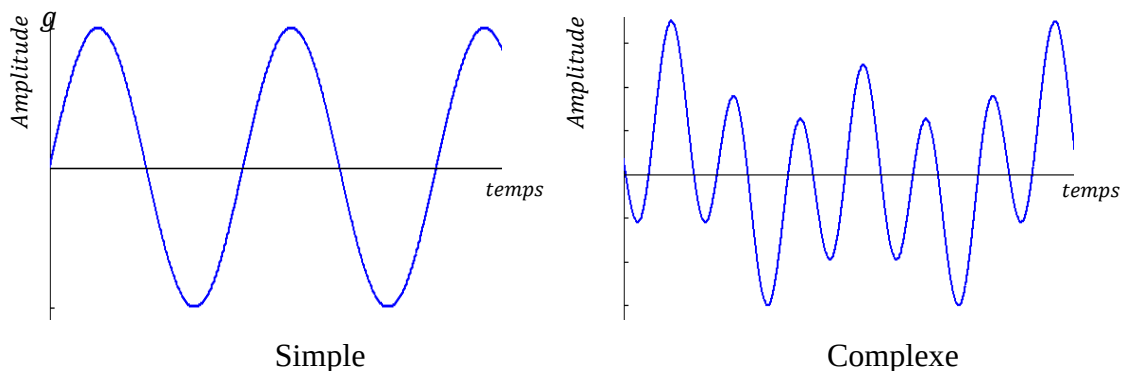


Figure II.6 Vibration sinusoïdal périodique

- Les vibrations périodiques de type **impulsionnel** sont appelées ainsi par référence aux forces qui les génèrent et à leur caractère brutal, bref et périodique. Ces chocs peuvent être produits par des événements normaux (presses automatiques,

broyeurs à marteaux, compresseurs à pistons ...) ou par des événements anormaux comme l'écaillage de roulements ou un défaut sur des engrenages, un jeu excessif ...etc.

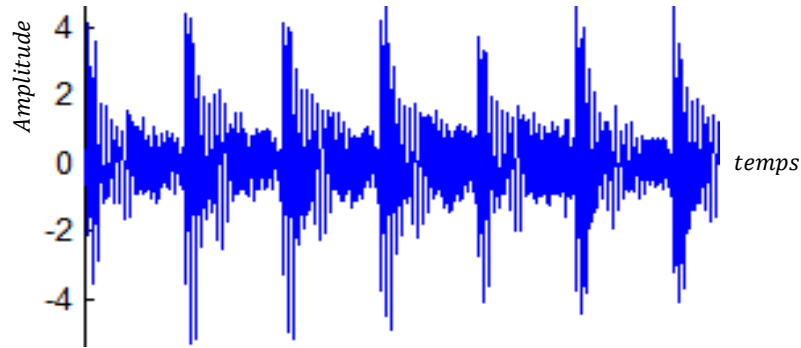


Figure II.7 Vibration périodique de type impulsif

- Les vibrations **aléatoires** de type **impulsif** représentent la réponse de mode des résonances à des excitations impulsives aléatoires. Elles traduisent les manifestations vibratoires de roulement sur des surfaces présentant de l'usure (usure de bagues de roulement...) ou mal lubrifié, de phénomènes de cavitation ou d'écoulements turbulents.

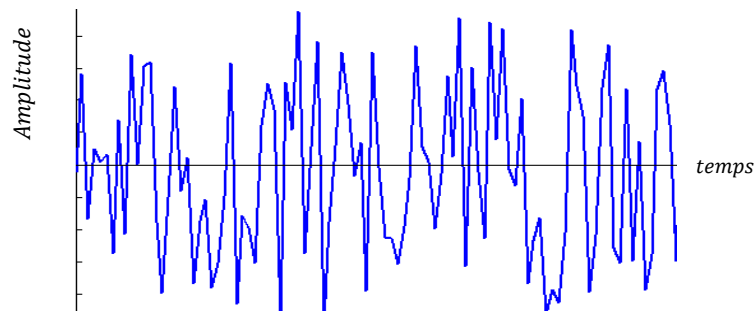


Figure II.8 Vibration aléatoire

II.2.3 Mesure vibratoire

La maintenance conditionnelle par analyse vibratoire est basée sur deux phases importantes ; l'acquisition et le traitement des signaux vibratoires des machines tournantes. La mesure vibratoire représente la phase essentielle de la maintenance des machines, elle permet de prélever des signaux vibratoires des machines en fonctionnement. Cette phase s'effectue généralement en utilisant des chaînes de mesure, composée par des capteurs de vibration

(proximètres, vélocimètres et accéléromètres), des collecteurs de données et des postes de traitement, utilisés pour analyser les signaux prélevés par les différentes techniques d'analyse vibratoire (surveillance et diagnostic), dans le but d'extraire les informations nécessaires pour le suivi de l'état des machines.



Figure II.9 Chaîne de mesure

Une chaîne de mesure de vibrations doit remplir les fonctions suivantes :

1. Transformation de la vibration mécanique en un signal électrique : Cette fonction est assurée par l'utilisation des capteurs de vibration (proximètre, vélocimètres et accéléromètres), permettant la mesure des grandeurs physiques (déplacement, vitesse et accélération de vibration). La grandeur électrique délivrée par ces capteurs peut être :

- Une tension comme dans le cas d'un signal issu d'un accéléromètre à électronique incorporée (ICP). La sensibilité du capteur s'exprime alors en mV (millivolts) par unité physique ;
- Une charge électrique comme dans le cas d'un accéléromètre piézoélectrique dont la sensibilité s'exprime en pico-coulomb par g ou en m/s^2 .

2. Conditionnement du signal : Pour conserver l'état du signal électrique délivré par un capteur de vibration ; une pré-amplification du signal est nécessaire avant de le transférer à l'unité de traitement (PC). C'est une phase indispensable pour les accéléromètres piézoélectriques. Le préamplificateur peut être ou non incorporé au capteur et il permet soit une simple amplification de la tension de sortie du capteur (amplificateur de tension), soit une transformation de la charge électrique en tension avant son amplification.

3. **Numérisation du signal** : Le convertisseur analogique/numérique (CAN) permet de transformer un signal vibratoire (analogique) en données numériques avant de les transmettre à l'unité de traitement.
4. **Traitement du signal** : L'extraction des informations nécessaire au suivi de l'état des machines est assurée par le traitement des signaux acquis par les différentes techniques de traitement du signal en exploitant des logiciels de traitement.

II.2.3.1 Capteurs de vibration

Le capteur des vibrations, quelle que soit la nature du signal qu'il délivre (accélération, vitesse, déplacement...) constitue le premier maillon de la chaîne de mesure. Sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique.

Un capteur se caractérise principalement par :

- **La bande passante** : La bande passante est la gamme de fréquences de fonctionnement du capteur de vibration (par exemple [10 – 20 000 Hz]). En dehors de laquelle la réponse du capteur n'est plus directement proportionnelle à l'amplitude de la vibration qui la génère.
- **La gamme dynamique** : Le rapport entre la plus petite et la plus grande valeur d'amplitude mesurable du capteur sans distorsion du signal ni bruit de fond (par exemple ± 10 g).
- **La sensibilité** : Le rapport entre la grandeur physique mesurée, la vibration dans notre cas, et la grandeur électrique délivrée par le capteur (par exemple, 10 mV/g). La sensibilité est une donnée fournie par le constructeur du capteur et doit faire l'objet d'une vérification périodique.

II.2.3.2 Accéléromètres piézoélectriques

Les accéléromètres piézoélectriques sont devenus actuellement les capteurs les plus utilisés pour la surveillance vibratoire des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectriques de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou de cisaillement subie. Un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.

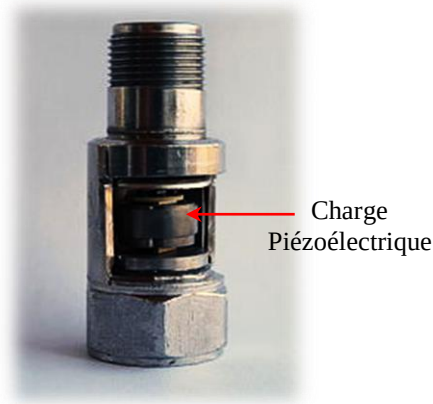


Figure II.10 Accéléromètre piézoélectrique

II.3 Analyse vibratoire des machines tournantes

L'analyse vibratoire est considérée actuellement l'un des outils indispensables à la maintenance des machines tournantes, à cause de son évolution due au développement majeur des technologies d'informatique et d'électronique, ainsi que de l'évolution des techniques de traitement du signal. Cet outil consiste à suivre l'état de la machine en analysant leur comportement vibratoire par les différentes techniques de traitement du signal. L'analyse vibratoire permet d'une part à détecter la présence des problèmes de vibration au niveau des machines en utilisant des techniques de surveillance et d'autre part, à identifier les sources responsables de ces problèmes, les organes tournants défectueux, via l'exploitation des outils de diagnostic, basés sur des techniques avancées de traitement du signal.

L'objectif principal de notre travail est d'améliorer la surveillance des roulements par indicateurs scalaires. Nous présenterons ci-dessous la formulation mathématique des indicateurs de surveillance utilisés pour mettre en œuvre l'approche perceptive proposée afin d'élaborer de nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires, et ainsi que des techniques de diagnostic utilisées pour montrer la limite d'utilisation des indicateurs vibratoires classiques isolés pour la surveillance des roulements.

II.3.1 Surveillance des machines tournantes

La surveillance vibratoire des machines consiste à détecter le changement anormal du comportement vibratoire des machines, avant qu'elles ne subissent à des dégradations importantes, qui provoquent fréquemment la panne des machines. La surveillance est basée principalement sur le suivi de l'évolution de certains indicateurs scalaires, représentatifs de l'état réel de la machine, calculés à partir des signaux vibratoires prélevés au cours de fonctionnement des machines. En raison de la simplicité de l'utilisation de ces indicateurs, la surveillance est devenue aujourd'hui l'outil essentiel de la maintenance préventive des machines.

Dans ce concept de maintenance, la surveillance ne doit pas se limiter à la détection précoce des défauts, mais doit également suivre son évolution dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires en les intégrant, si possible, dans les arrêts procédés ou en provoquant des arrêts programmés à des moments opportuns, en fonction notamment des impératifs de production.

Indicateurs vibratoires scalaires

Généralement, la plupart des défauts affectant les roulements (écaillage, indentation, manque de graisse, jeux internes trop importants, etc...) engendrent de chocs périodiques ou aléatoires de très courte durée (forces impulsionnelles). L'étendue spectrale peut atteindre plusieurs centaines de KHz. Cependant, l'énergie vibratoire induite, au lieu d'être uniformément répartie comme celle de la force excitatrice, se trouve au contraire concentrée dans des bandes fréquentielles étroites centrées autour des fréquences propres des différents organes constituant la machine (fréquences de résonance). Comme ces dernières sont situées en hautes fréquences, l'accélération est la grandeur physique à privilégier pour représenter les réponses de ces modes. L'utilisation d'indicateurs de surveillance larges bandes représente la solution appropriée pour la détection des défauts de roulements, car, ils sont plus sensibles à la forme du signal qu'à son énergie, à savoir le Facteur de Crête et le Kurtosis.

a) Le Facteur de Crête (FC) O. DJEBILI [14]

La dégradation d'un roulement commence généralement par l'apparition de défauts localisés de faibles dimensions de type piqures, traces de grippages, écaillage, fissure... Ces défauts

localisés génèrent des chocs périodiques de durée très brève excitant les modes propres des différents éléments constitutifs de roulement. Le signal vibratoire « accélération » représentant les réponses de ces modes se caractérise par une amplitude crête élevée associée à une amplitude efficace faible à cause de la faible durée des chocs et de leur faible taux de répétition sur un tour. Il en résulte donc une valeur du facteur crête élevée qui dépend essentiellement du rapport entre la fréquence propre du mode prépondérant excité et la fréquence de répétition des chocs. Cependant, lorsque les dégradations deviennent de plus en plus conséquentes, l'amplitude crête de l'accélération reste élevée, mais, du fait de l'augmentation importante du nombre de chocs par tour, sa valeur efficace va, elle aussi, devenir élevée, et de ce fait la valeur du facteur crête va sensiblement diminuer.

Le Facteur de crête est calculé en fonction de la valeur efficace et la valeur crête de l'accélération selon la formule suivante **E. Bechhoefer [15]** :

$$FC = \frac{V_c}{V_{eff}} = \frac{\max |s(t)|}{V_{eff}} \quad \text{II.6}$$

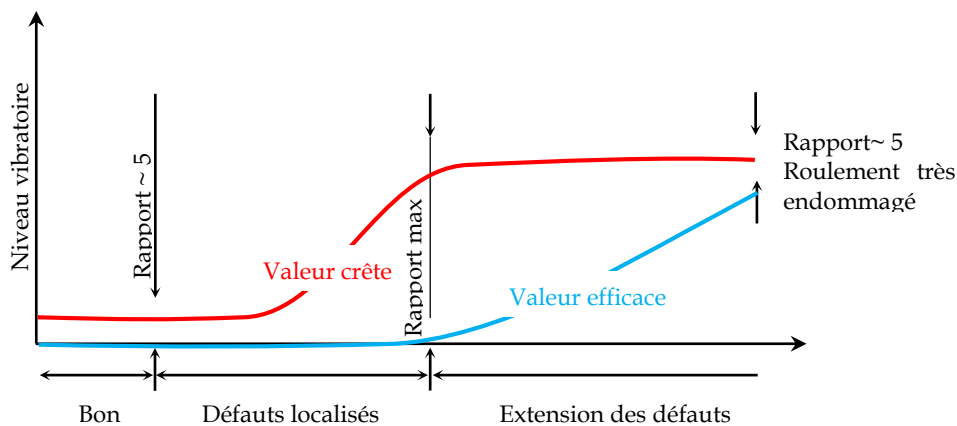


Figure II.11 Évolution du Facteur Crête

b) Le Kurtosis

Le kurtosis est un paramètre statistique utilisé pour caractériser un signal. Il fournit essentiellement des informations sur la forme impulsionnelle «pic» d'un signal aléatoire. Les signaux dont la valeur de kurtosis est supérieure ont plus de pics supérieurs à trois (3) sigma ; c'est-à-dire des pics supérieurs à trois fois la valeur efficace du signal. Kurtosis peut être exprimé en tant que valeur normalisée «K» en divisant le quatrième moment statistique par le carré du deuxième moment statistique. L'équation ci-dessous montre le calcul de K pour N échantillons.

$$\text{Kurtosis} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad \text{II.7}$$

Un roulement en bon état engendre un signal vibratoire dont la distribution de l'amplitude est gaussienne avec une valeur du kurtosis K voisine de 3 et dont la mesure présente une excellente répétabilité. Pour un roulement en phase de dégradation, présentant des écaillages, des indentations ou des jeux importants, l'allure de la distribution de l'amplitude du signal n'est plus gaussienne et la valeur du kurtosis K devient alors nettement supérieure à 3.

Il est à noter que dans le cas d'une forte détérioration du roulement, l'allure de la distribution de l'amplitude redevient gaussienne avec K voisin de 3 mais, aussi une augmentation importante de l'amplitude efficace. Comme pour le facteur de crête, il y a lieu de tenir compte simultanément de l'évolution des deux critères : Kurtosis et amplitude efficace.

II.3.2 Diagnostic des machines tournantes

L'objectif principal de la surveillance vibratoire est la détection de la présence des anomalies le plus tôt possible et de suivre leurs évolutions dans le temps. Par contre, le diagnostic permet d'identifier avec précision la nature de ces anomalies et ainsi que sa gravité (si possible). La philosophie de diagnostic est donc fondamentalement différente de celle de la surveillance, qui repose sur le suivi d'évolution du comportement vibratoire des machines en fonction d'indicateurs scalaires. Un diagnostic est une démarche déductive qui s'appuie sur la recherche, dans des signaux liés au fonctionnement d'une machine, des manifestations dynamiques des différents défauts susceptibles d'affecter leurs organes tournants. Il est basé sur l'utilisation des techniques avancées de traitement du signal beaucoup plus complexes que celles généralement mises en œuvre dans le cadre de la surveillance, à savoir l'analyse spectrale, la détection d'enveloppe et l'analyse cepstrale, etc.

Dans l'objectif de montrer la limite d'utilisation des indicateurs scalaires pour la surveillance des roulements, en particulier dans le cas des défauts aggravés et combinés, nous présenterons ci-dessous le principe de quelques techniques utilisées pour le diagnostic des roulements.

a) Analyse spectrale

En raison de la difficulté d'interpréter les signaux temporels prélevés des machines en fonctionnement, le passage au domaine fréquentiel reste le moyen approprié pour localiser et identifier les sources de vibration, c.-à-d. les organes défectueux. Bien que l'analyse spectrale puisse être utilisée en simple surveillance périodique sous une forme plus ou moins simplifiée, elle est avant tout la base de tous les techniques de diagnostic.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-i2\pi ft} dt \quad \text{II.8}$$

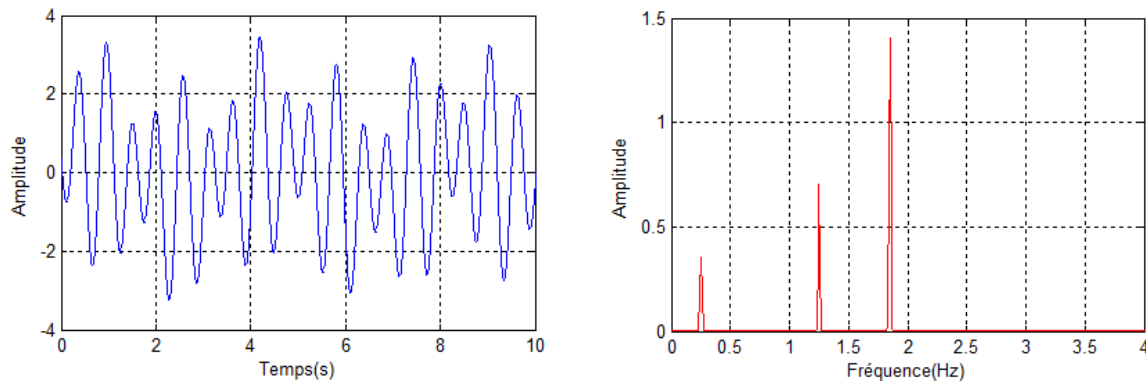
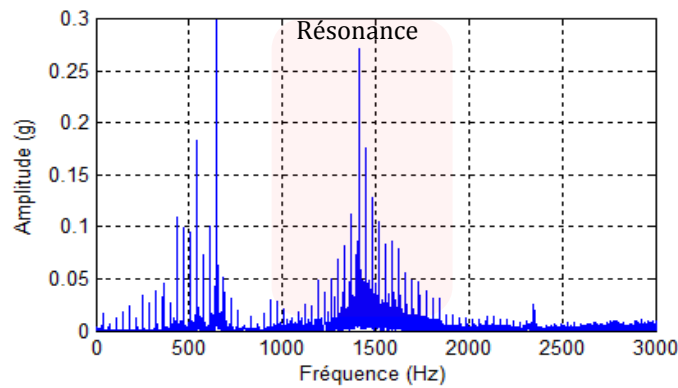
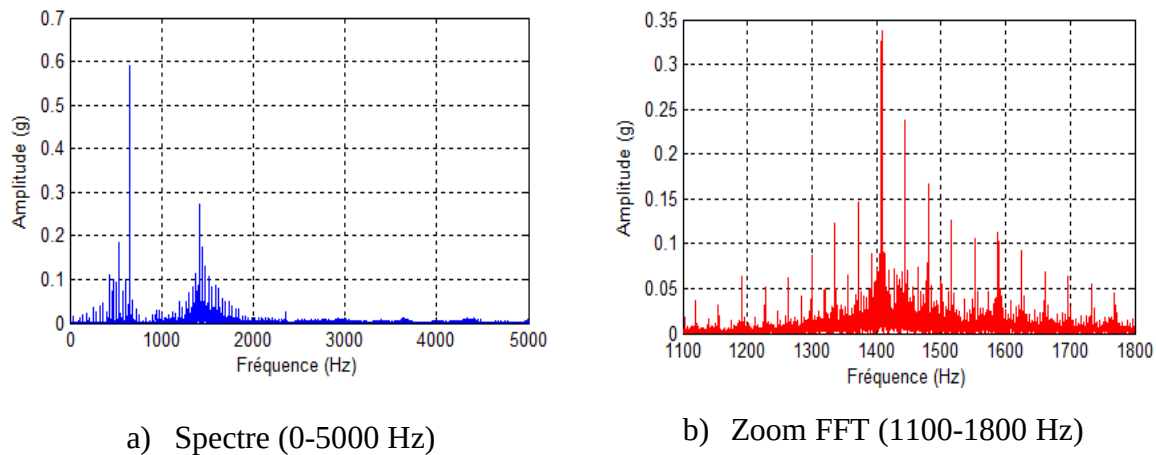


Figure II.12 Analyse spectrale

L'analyse spectrale permet d'identifier avec précision les fréquences des composantes discrètes constituant le signal, d'en quantifier les amplitudes, de les regrouper en famille (harmoniques, peignes de raies, bandes latérales associées à une fréquence de modulation, bruit aléatoire) et d'en identifier l'origine. Le bruit de fond spectral ou « fond de spectre » représente les réponses des structures supports, des lignes d'arbres, des paliers à toutes les forces d'excitation, qu'elles soient périodiques ou aléatoires. La forme du fond de spectre au pied des principales raies, dans la mesure où ce dernier représente bien une réalité physique et non du bruit d'analyse dû à une résolution mal adaptée, permet d'identifier l'existence éventuelle de fréquences propres, susceptibles d'être excitées par des fréquences caractéristiques des organes tournants de la machine.

**Figure II.13** Résonance de machine**b) Zoom FFT**

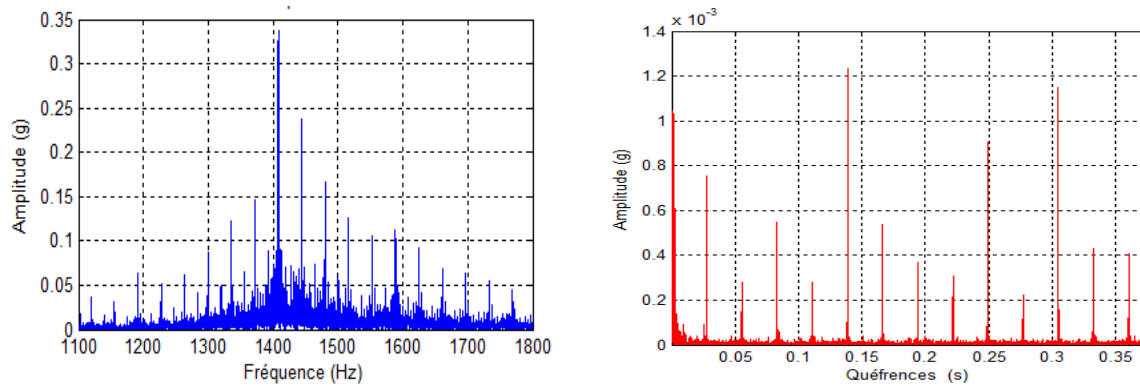
Un grand nombre d'anomalies mécaniques ou électromagnétiques se manifeste, avec un apport d'énergie très faible voire nul, par l'apparition de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique appelée « fréquence porteuse » (par exemple, fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches, fréquence de pales, fréquence de compression...). Les fréquences de modulation associées (fréquence de passage des pôles, fréquence de rotation, fréquence de rotation de la cage d'un roulement, fréquence de courroies...) sont le plus souvent très faibles devant celles des composantes modulées et, de ce fait, l'identification de leur existence exige souvent un nombre de lignes spectrales nettement supérieur à celui proposé par l'analyseur. La réduction de la bande d'analyse B n'est possible que si la fréquence de la composante à analyser et ses bandes latérales associées restent contenues dans cette dernière. La fonction zoom FFT permet de centrer la plage d'analyse B autour de n'importe quelle fréquence f_0 en translatant le spectre de telle sorte que cette dernière devienne la fréquence zéro. De ce fait, elle permet d'obtenir la résolution Δf souhaitée pour un nombre de lignes spectrales beaucoup plus faible en jouant sur l'étendue de la bande d'analyse B , ce que la translation de la porteuse a rendu possible. L'exemple de la figure a et b montre l'intérêt de cette technique dans la mise en évidence d'un défaut affectant un roulement.

**Figure II.14** Zoom FFT**c) Cepstre**

Le cepstre représente la transformée inverse du logarithme du spectre. Il permet de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute famille de composantes périodiques. Ces familles de composantes peuvent se présenter sous forme de peignes de raies ou sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique caractéristique. L'identification visuelle de ces familles de composantes dans un spectre n'est pas toujours évidente (notamment lorsqu'elles s'imbriquent l'une dans l'autre et que les pas des peignes sont inconnus de l'opérateur) et ce, même si l'on dispose d'outils tels que des curseurs d'harmoniques ou de bandes latérales. Le cepstre est l'outil capable de pallier cette difficulté.

$$C(\tau) = F^{-1}[\log_{10}X(f)] \quad \text{II.9}$$

Le domaine fréquentiel est un domaine inverse de celui du temps (d'où le mot spectre), avec des grandeurs et des unités qui lui sont propres, la périodicité en secondes devenant la fréquence en Hertz. Le cepstre, transformée de Fourier inverse du spectre, transpose du domaine fréquentiel à un nouveau pseudo-domaine temporel possédant son propre vocabulaire. Avec un certain humour, ses inventeurs se sont amusés à transformer les mots en inversant les syllabes. Les fréquences deviennent ainsi des quéfrences ($1/f$) données en secondes ou plus généralement en millisecondes, les harmoniques deviennent des rharmoniques et les opérations de filtrage cepstral deviennent des liftrages... La figure donne l'exemple d'un cepstre tiré du spectre d'un palier de banc d'essai mettant en évidence un écaillage de roulement.



a) Zoom FFT (1100-1800 Hz)

b) Cepstre

Figure II.15 Analyse cepstrale**d) Analyse d'enveloppe A. Boulenger & C. Pachaud [16]**

Les phénomènes de type choc engendrent des forces impulsionnelles excitant des modes propres des différents éléments constituant la machine (roulements, paliers, carters, accouplements, engrenages, arbres...) et de son environnement proche (châssis, fondations, tuyauterie...). Ces modes répondent sous forme de trains d'oscillations libres et amorties dont les fréquences correspondent aux fréquences propres de ces modes et dont l'espacement correspond à la période de répétition des chocs. Les fréquences propres de ces modes sont bien sûr indépendantes de la cinématique de la machine. Les informations intéressantes à extraire ne sont pas dans le signal proprement dit, mais dans son enveloppe.

L'analyse des fréquences de démodulation HFRT (High Frequency Resonance Technic) permet d'aller beaucoup plus loin dans le diagnostic puisqu'elle a pour finalité d'identifier les fréquences de répétitions des phénomènes impulsionnels excitateurs. Sa mise en œuvre se décompose en quatre étapes distinctes :

1. Identification des zones hautes fréquences de concentration de l'énergie vibratoire couramment appelées « bosses spectrales » ;
2. Filtrage passe-bande du signal autour de chaque « bosse ». L'étendue B de la bande de filtrage doit être au moins égale à l'ordre 4 de la fréquence d'excitation potentielle la plus élevée ;
3. Extraction de l'enveloppe du signal filtré ;

4. Calcul du spectre de cette dernière. La bande d'analyse B' doit être inférieure ou égale à $B/2$ et la résolution d'analyse Δf doit permettre la séparation de toutes bandes latérales potentielles (fréquence de rotation, fréquence de cage de roulement, fréquence de passage des pôles...). L'utilisateur choisira la bande d'analyse B' au moins égale au double de la fréquence de défaut potentiel la plus élevée et le nombre de lignes spectrales NLS en accord avec la résolution d'analyse Δf souhaitée.

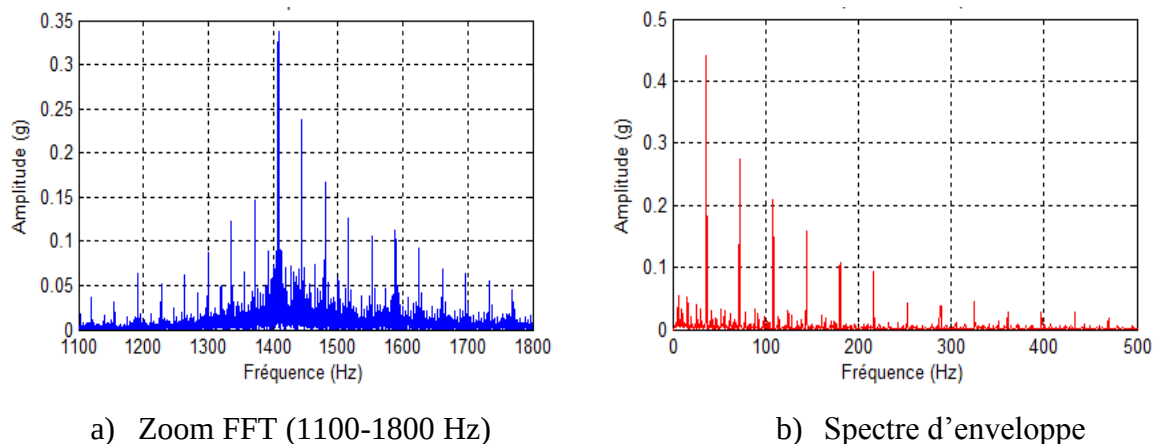


Figure II.16 Analyse d'enveloppe

II.3.3 Suivi vibratoire des roulements

En mécanique, les roulements représentent les organes essentiels de la composition des machines tournantes, où ils assurent la transmission des efforts et la rotation de l'arbre. Cependant, ce sont les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Le passage répétitif des billes sur la piste engendre de fortes contraintes mécaniques qui entraînent avec le temps une dégradation du métal par fatigue, et finissent par provoquer l'apparition de défauts ponctuels (des fissures, un écaillage des surfaces, etc.). Pour éviter des arrêts de production coûteux dus à la défaillance imprévue des roulements, L'analyse vibratoire est l'une des techniques de maintenance les plus utilisées pour surveiller et traquer l'apparition du moindre défaut de roulement à un stade plus ou moins précoce, et ainsi que pour déterminer l'origine exacte via l'utilisation des techniques avancées de traitement du signal telles que la détection d'enveloppe et l'analyse cepstrale.

Un roulement est constitué de quatre éléments principaux : la bague externe, la bague interne, les éléments roulants (billes, rouleaux et aiguilles) et la cage. Chaque type de roulement

possède des caractéristiques spécifiques en termes de charges radiales et axiales supportées, de vitesse limite ou encore de défaut d'alignement admissible. Dans ce travail, nous nous concentrons sur un type de roulements couramment utilisés, à savoir les roulements à billes, à contact radial **M. Moret [17]**.

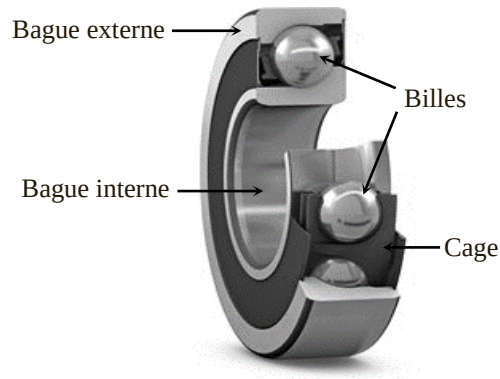


Figure II.17 Roulement à billes

II.3.3.1 Fréquences caractéristiques des roulements

Dans la plupart des cas, la dégradation à un stade précoce se traduit par la présence d'un défaut localisé ponctuel (fissure, trace de micro-grippage, amorce d'écaillage, empreinte...) affectant souvent l'une des pistes ou d'un élément roulant. À chaque passage sur le défaut ou à chaque contact du défaut avec l'une des deux pistes, un choc périodique produit.

Chaque roulement est caractérisé par quatre fréquences des défauts pouvant affecter ses composants, appelés fréquences caractéristiques, calculées en fonction de leurs dimensions (cotes de fabrication) et sa fréquence de rotation. La présence d'un défaut sur l'un des éléments de roulement entraîne un choc périodique correspondant à ces fréquences.

Les fréquences caractéristiques **O. DJEBILI [14]** de roulements sont calculées selon les formules ci-dessous **[Har91]** en fonction des paramètres suivants :

- ❖ N , le nombre des billes ;
- ❖ D_p , le diamètre primitif ;
- ❖ d , le diamètre des billes ;
- ❖ φ , l'angle de contact ;
- ❖ F_{rot} , la fréquence de rotation de la bague interne.

1. La fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague externe, F_{be} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{be} = \frac{N}{2} \left[1 - \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot} \quad \text{II.10}$$

2. La fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague interne, F_{bi} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{bi} = \frac{N}{2} \left[1 + \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot} \quad \text{II.11}$$

3. La fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage} , est donnée par l'équation suivante :

$$F_{cage} = \frac{1}{2} \left[1 - \varepsilon \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot} \quad \text{II.12}$$

$\varepsilon = 1$ si bague externe est fixe ;

$\varepsilon = -1$ si bague interne est fixe.

La fréquence de défaut de bague externe est égale au produit du nombre d'éléments roulants par rangée par la fréquence de rotation de la cage. Cette fréquence se situe pour la plupart des roulements autour de 0,4 fois la vitesse de rotation.

4. La fréquence de passage de rotation d'un élément roulant sur lui-même, F_e , est donnée par l'équation suivante :

$$F_{be} = \frac{D_p}{2d} \left[1 - \frac{d^2 \cos^2 \varphi}{D_p^2} \right] F_{rot} \quad \text{II.13}$$

Nous considérerons dans ce travail que les roulements sont à contact radial, c'est-à-dire avec un angle de contact nul : $\varphi = 0$.

II.3.3.2 Principaux défauts de roulements

a) Défaut d'écaillage

L'image vibratoire d'un défaut d'écaillage de roulement est un peigne de raies dont le pas F_d correspond à la fréquence caractéristique de l'élément affecté (bague externe, bague interne, élément roulant, cage), ainsi qu'il est associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.



Figure II.18 Écaillage de la bague interne de roulement

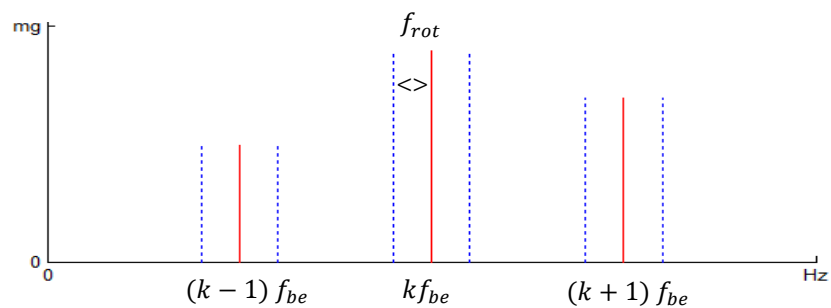


Figure II.19 Image vibratoire de défaut d'écaillage

b) Rupture de la cage

La surveillance de roulement dans le cas d'un défaut de rupture de la cage est difficile à cause de l'évolution rapide de ce dernier. Dans la plupart des cas, la cassure de la cage conduit très vite à la détérioration du roulement. Les éléments roulants (billes ou rouleaux) n'étant plus maintenus, ils vont se regrouper et créer un fléchissement de l'arbre ou, notamment dans le cas de rouleaux, se mettre en travers, entraînant ainsi le blocage immédiat du rotor.



Figure II.20 Rupture de cage de roulements

c) Déversement de bague

Pour assurer une durée de vie optimale, les bagues d'un roulement doivent être parfaitement alignées, c.-à-d. que l'angle formé par les axes des bagues intérieure et extérieure doit être nul. En pratique, il existe toujours un certain défaut d'alignement entre l'arbre et le logement des roulements. L'effet de ce défaut d'alignement sur la durée de vie dépend de l'importance du déversement exprimé en degrés, du type et de la géométrie interne du roulement et de la charge appliquée. Un déversement de bague se manifeste dans le domaine vibratoire par la présence d'une raie d'amplitude importante dont la fréquence correspond à la fréquence de défaut de la bague déversée, l'amplitude de cette composante étant largement prépondérante face à ses premiers harmoniques avant que ce défaut n'induisse, par fatigue, des écaillages. L'amplitude de cette composante dépend de l'importance du déversement et ainsi que du type de roulement.

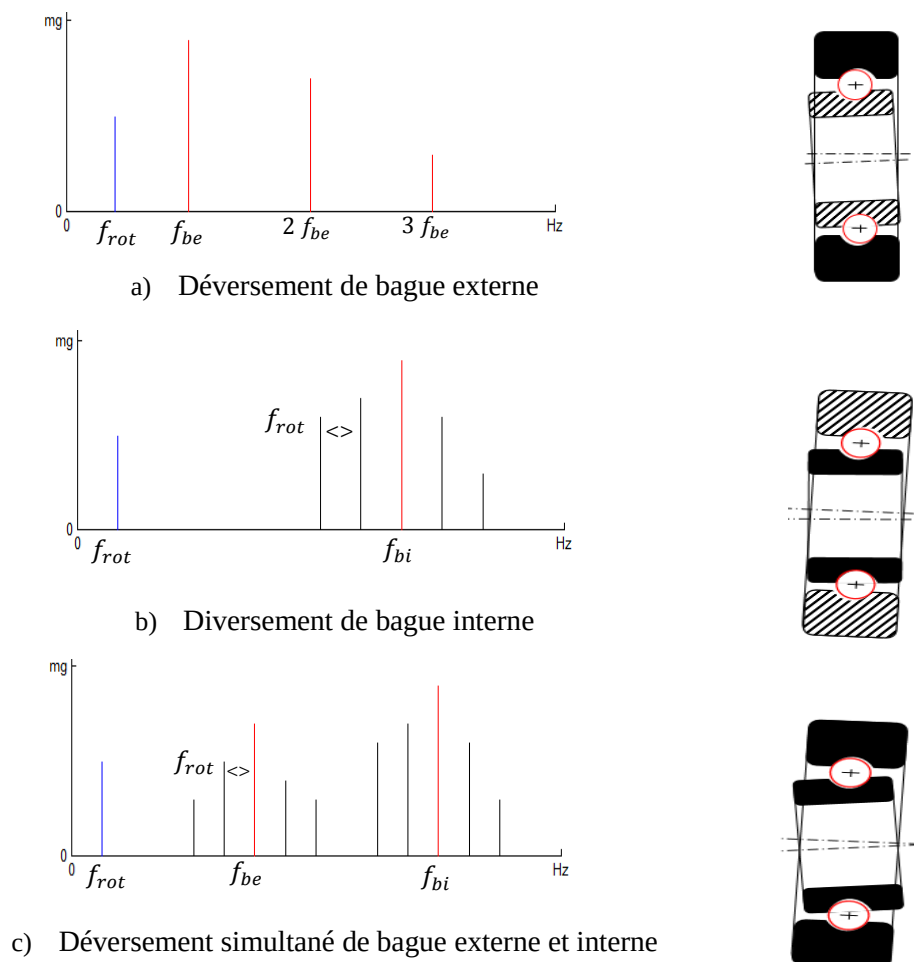


Figure II.21 Image vibratoire théorique de défauts de déversement

II.3.4 Suivi vibratoire des engrenages

II.3.4.1 Généralités

Les engrenages sont les éléments les plus couramment utilisés dans l'industrie des machines pour garantir la transmission de puissance entre deux arbres rapprochés en rotation, notamment lorsqu'il s'agit de transmettre un couple important ou de changer le sens de rotation, ainsi que d'augmenter ou diminuer la vitesse de rotation (réducteurs et multiplicateurs). En général, un engrenage est un mécanisme constitué par deux roues dentées. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages :

- Les engrenages parallèles ;
- Les engrenages concourants ;
- Les engrenages gauches.

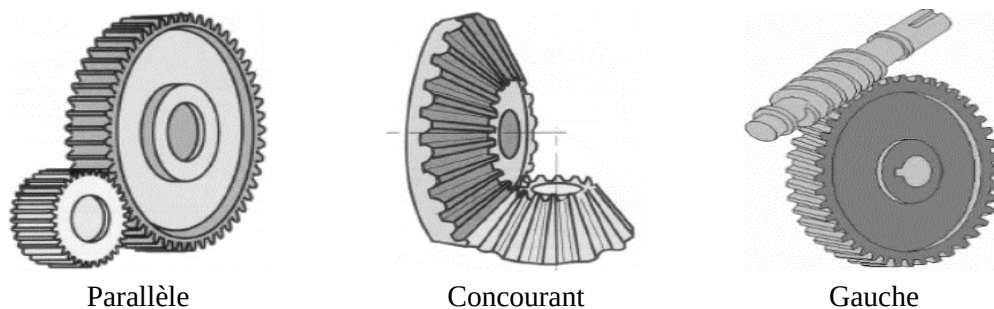


Figure II.22 Les classes d'engrenages

Les dentures d'engrenage peuvent être droites, hélicoïdales ou à chevrons. Les efforts, en conséquence, sont :

- Uniquement radiaux sur les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons ;
- Mixte (radiaux et axiaux) sur les engrenages à denture hélicoïdale, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis sans fin.

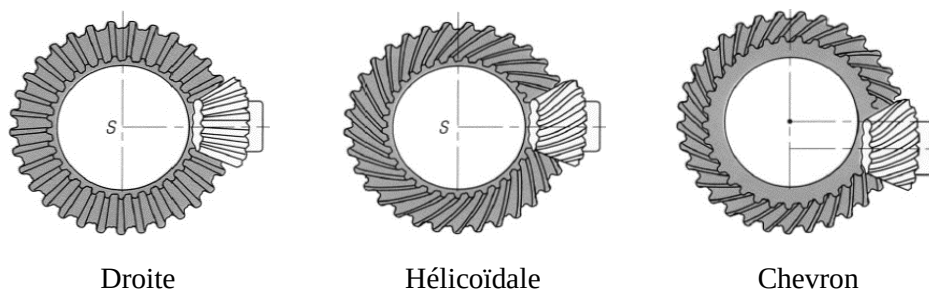


Figure II.23 Les types des dentures

Les amplitudes vibratoires générées par les engrenages à denture hélicoïdale sont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures.

II.3.4.2 Fréquence d'engrènement

Pour un engrenage composé d'un pignon E_1 possédant Z_1 dents et tourne à la fréquence f_1 et d'une roue E_2 possédant Z_2 dents et tourne à la fréquence f_2 , l'ensemble se fera au rythme d'engagement des dents selon une fréquence f_{eng} , appelée fréquence d'engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents :

$$f_{eng} = Z_1 f_1 = Z_2 f_2 \quad \text{II.14}$$

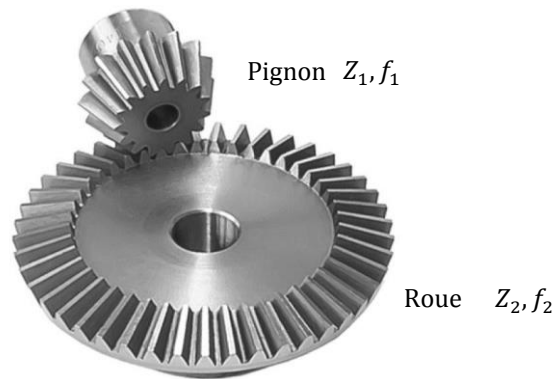


Figure II.24 Engrenage à dentures coniques

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de raies dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_{eng} et à ses harmoniques. L'amplitude de la composante fondamentale d'engrènement dépend de la portée et croît avec le couple à transmettre.

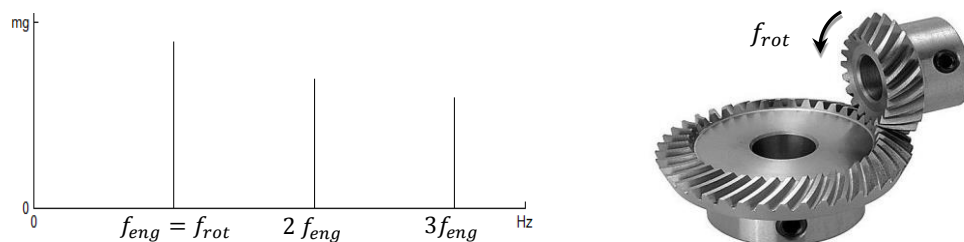


Figure II.25 Typologie vibratoire d'un engrenage sain

a) Détérioration d'une dent

Si l'un des deux mobiles présente une dent détériorée, il se produit un choc périodique dont la cadence de répétition correspond à la fréquence de rotation du mobile possédant la denture altérée. Le spectre correspondant est donc constitué, non seulement des composantes d'engrènement comme précédemment, mais aussi, et surtout, d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'élément altéré, souvent plus facile à mettre en évidence à l'aide d'une analyse cepstrale.

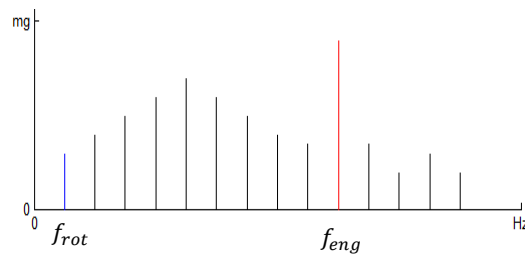


Figure II.26 Typologie vibratoire d'un engrenage présentant une dent détériorée

b) Ensemble de la denture détériorée

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent à l'engrènement de chaque dent. Le spectre est constitué d'un peigne de raies de faible étendue spectrale (choc « mou ») dont le pas correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée. L'évolution de l'amplitude correspondant à cette fréquence est beaucoup plus significative de la dégradation que la seule présence (normale) de cette fréquence dans le spectre. Le défaut sera beaucoup plus facile à identifier dans le cadre d'une surveillance que dans le cadre d'un diagnostic isolé. Le suivi pondéral des particules métalliques contenues dans le lubrifiant permettra souvent de confirmer le diagnostic.

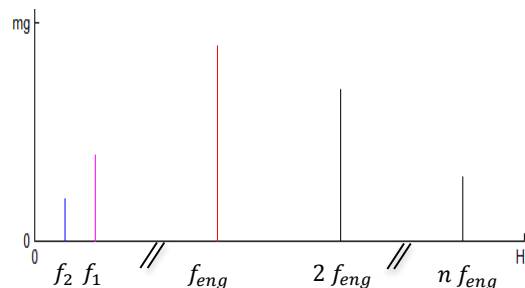


Figure II.27 Spectre typologie d'un défaut d'engrènement (dentures détériorées).

Chapitre III : Etude perceptive

III.1 Etude perceptive

En pratique, les indicateurs vibratoires scalaires représentent le meilleur moyen pour surveiller l'état des machines tournantes, car ils sont faciles à utiliser et à interpréter leurs résultats, en les comparant avec des seuils d'alarme définis par les fabricants des machines, sans retour à des experts en vibration ou traitement du signal. Cependant, l'évolution gaussienne de certains indicateurs, à savoir le kurtosis et le facteur crête ..., a rendu la détection de la détérioration des machines à un stade avancé presque impossible. Ce problème a conduit à l'utilisation des outils complexes de diagnostic, à savoir le cepstre et la détection d'enveloppe, etc. qui permettent de détecter l'apparition et le suivi l'évolution des défauts pouvant affecter les machines en fonction de leurs fréquences caractéristiques. Mais, l'utilisation de ces outils nécessite la maîtrise des techniques de traitement du signal et ainsi que la compréhension de la cinématique de la machine à contrôler, qui est un peu difficile dans le cas des machines complexes.

Dans l'objectif d'améliorer la surveillance des machines par indicateurs scalaires, de nombreuses recherches ont été réalisées pour corriger leur comportement gaussien face à l'évolution de dégradation des organes tournants des machines. Dans ce travail, une étude perceptive a été proposée pour définir de nouvelles combinaisons d'indicateurs permettant de traquer l'apparition des défauts de roulements de leur naissance à l'aggravation.

L'étude perceptive proposée repose principalement sur l'audition humaine, car l'oreille est le seul moyen capable de distinguer entre les bruits générés par les défauts de machines, non seulement en termes de niveau sonore (volume), mais également en termes de qualité, c.à.d. le nombre de défauts dans un bruit. Le principe de cette approche consiste à rechercher une corrélation entre l'analyse vibratoire classique et la perception sonore des auditeurs dans l'objectif d'élaborer des nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires permettant de surveiller l'état des machines mieux que les indicateurs classiques isolés.

Cette étude consiste à réaliser au premier temps un test de perception visant à évaluer la dissemblance entre les bruits engendrés par des défauts simulés. Ensuite, Les résultats obtenus seront traités à l'aide de l'analyse multidimensionnelle, qui permet de tracer les bruits dans un espace perceptif en fonction des dimensions subjectives. Les dimensions représentant correctement l'évolution de la dégradation des défauts simulés sont déterminées en fonction de la répartition

(classification) des bruits dans l'espace perceptif. L'étape finale de l'étude perceptive consiste à définir ces dimensions en fonction des indicateurs classiques objectifs pour les rendre calculables.

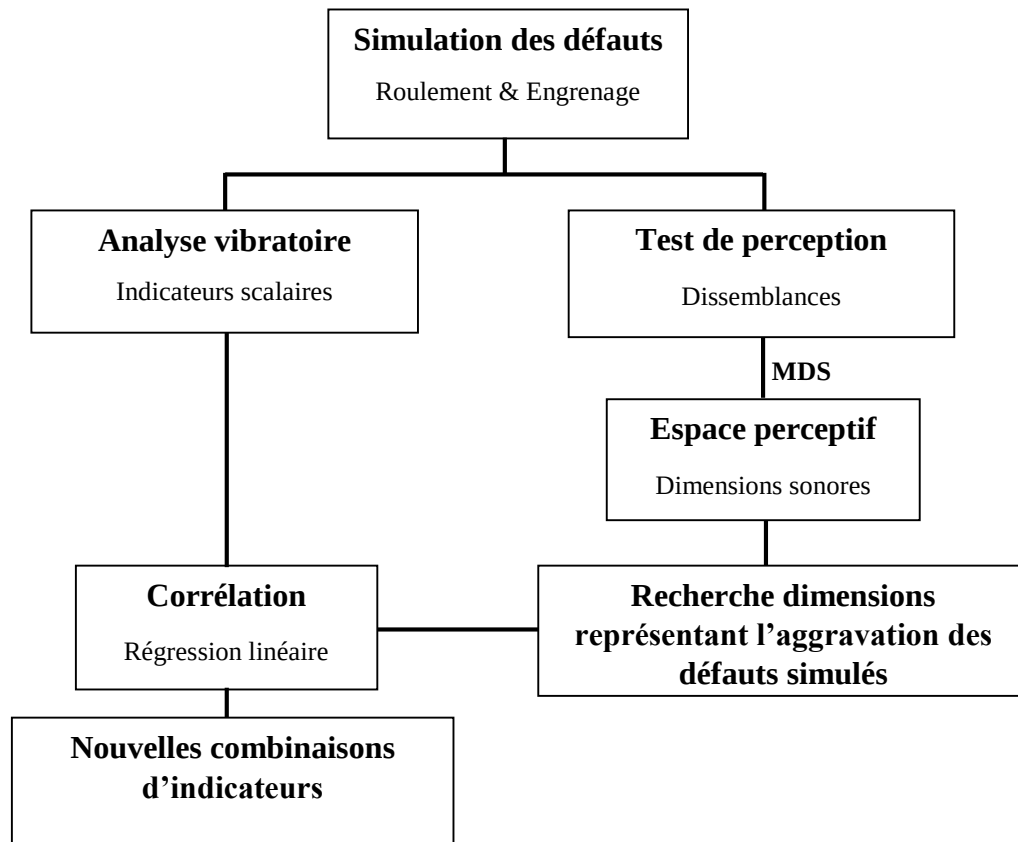


Figure III.1 Principe de l'étude perceptive

III.2 Perception sonore

La perception sonore est l'objet privilégié de la psycho-acoustique, sa maîtrise dans un contexte industriel s'insère dans une problématique plus large de conception centrée sur l'homme. En effet, la perception issue du bruit d'un produit peut parfois être un facteur humain primordial lorsqu'on veut proposer un objet qui corresponde aux attentes du client. Le parallèle le plus évident est le bruit de fermeture de portière, étudié par de nombreux constructeurs afin de maîtriser, par l'ajustement de solutions techniques, l'impression subjective qu'il suscite chez le client, tel que l'image de marque, la solidité ou la sécurité.

La comparaison par paire **A. LEMAN [18]** est le test de perception le plus couramment utilisé pour évaluer la dissemblance entre les sons (les bruits des défauts simulés dans notre cas). Ce test subjectif consiste à présenter les paires de sons d'une manière aléatoire afin d'annuler l'effet de l'ordre de présentation. Le nombre total de paires de sons à diffuser aux auditeurs est de $n - (n - 1)/2$, n étant le nombre de sons à tester, seulement quelques paires de sons identiques sont intégrées afin de vérifier la cohérence des réponses des sujets. En général, les auditeurs expriment leurs jugements à travers une échelle de dissemblance. Cette dernière est souvent renseignée aux extrémités par les adjectifs identiques (ou similaires) et très différents.

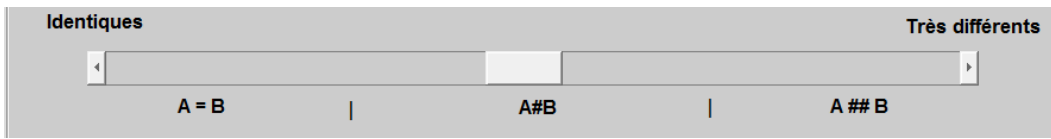


Figure III.2 Echelle de comparaison par paire

Le résultat final du test de perception est une matrice symétrique avec des 0 en diagonale, chaque élément de cette dernière représente la valeur moyenne de dissemblance évaluée par les auditeurs entre deux sons différents.

$$\begin{pmatrix} 0 & \delta_{12} & \cdots & \delta_{1j} & \cdots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & 0 & \delta_{ij} & \cdots & \delta_{in} \\ \delta_{j1} & \vdots & \delta_{ji} & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & 0 & \delta_{n-1n} \\ \delta_{n1} & \cdots & \delta_{ni} & \cdots & \delta_{nn-1} & 0 \end{pmatrix}$$

Figure III.3 Matrice de dissemblance

III.3 Analyse multidimensionnelle des dissimilarités

Le principe de l'étude perceptive proposée dans ce travail est basé sur la recherche d'une corrélation entre les dimensions sonores représentant correctement l'évolution de la dégradation des défauts simulés et les indicateurs vibratoires, dans le but de définir des nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires, qui permettent d'améliorer la surveillance des roulements. La première étape de cette étude consiste à déterminer les dimensions sonores via le traitement des résultats du

test de perception (la matrice de dissemblances évaluée par les auditeurs) par des techniques statistiques. Habituellement, les outils utilisés pour l'analyse des données de dissimilarités (dissemblances) sont les méthodes d'analyse multidimensionnelle MDS (MultiDimensional Scaling) **J. D. Carroll, J.J. Chang [19]**. Ces dernières consistent à modéliser les dissemblances entre les sons en des distances (euclidiennes), et ainsi que de représenter les sons dans un espace perceptif constitué d'un nombre minimal de dimensions.

Dans ce travail, la détermination des dimensions subjectives a été effectuée à l'aide de la méthode d'analyse multidimensionnelle MDSCAL (MultiDimensional SCALing) ou MDS classique. Cette méthode a été développée par **Torgeson W.S [20]** et constitue le modèle de base de l'analyse multidimensionnelle. L'analyse MDSCAL repose sur la décomposition en valeurs singulières (SVD) **P. Théo [21]** afin de limiter le nombre de dimensions en considérant une limite acceptable de l'erreur commise de la modélisation des dissimilarités. La dissemblance entre les sons i et j , obtenue par le biais des jugements des auditeurs, est représentée par une distance euclidienne $d_{i,j}$ dans un espace cartésien à R dimensions selon la relation suivante :

$$d_{i,j} = \left[\sum_{t=1}^r [x_{it} - x_{jt}]^2 \right]^{1/2} \quad \text{III.1}$$

Avec x_{it} et x_{jt} les coordonnées des sons i, j dans la dimension t .

III.4 Approche perceptive

III.4.1 Détermination des dimensions sonores

L'algorithme MDSCAL repose sur le fait que la matrice de coordonnées (matrice des dimensions) X peut être dérivée par décomposition de valeurs singulières à partir de la matrice de produit scalaire $B = XX^T$. Le problème de la construction de B à partir de la matrice de dissemblance P est résolu en multipliant les dissemblances au carré par la matrice $J = M_{D1} - n^{-1} M_{Id}$. Cette procédure s'appelle le double centrage. Les étapes suivantes résument l'algorithme des MDS classiques (MDSCAL) **F. Wickelmaier [22]** :

1. Calcul de la matrice des proximités carrée $P^{(2)} = [P^2]$;

2. Application du double centrage $B = -\frac{1}{2}JP^{(2)}J$ en utilisant la matrice $J = M_{D1} - n^{-1}M_{Id}$, où n est le nombre de sons ;
3. Extraction des m valeurs propres positives $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m$ de B et les vecteurs propres m correspondants $e_1, e_2, \dots, e_m$.
4. Une configuration spatiale m -dimensionnelle des n sons est dérivée de la matrice de coordonnées $X = E_m \Lambda_m^{1/2}$, où E_m est la matrice de m vecteurs propres et Λ_m est la matrice diagonale de m valeurs propres de B , respectivement.

Avec :

$$M_{D1} = \begin{pmatrix} 1 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 1 \end{pmatrix} \quad \& \quad M_{Id} = \begin{pmatrix} 1 & \dots & 1 & \dots & 1 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & \dots & 1 & \dots & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & \dots & 1 & \dots & 1 \end{pmatrix}$$

III.4.2 Choix du nombre de dimensions

Le nombre de dimensions optimal pour représenter les sons dans l'espace perceptif est déterminé en fonction de la valeur de l'erreur (stress) commise lors de la reconstitution des dissemblances (distances), cette erreur est représentée généralement sur la courbe de Stress **M. Wish, J. D. Carroll [23]** en fonction des dimensions subjectives.

$$Stress = \frac{\sqrt{\sum (d_{ij} - \delta_{ij})^2}}{\sqrt{\sum d_{ij}^2}} \quad \text{III.2}$$

Le nombre de dimensions retenu est fixé lorsque la prise en compte d'une dimension supplémentaire n'améliore que très peu la valeur du stress. Habituellement, ce nombre représente la position du premier code apparaissant sur la courbe de Stress.

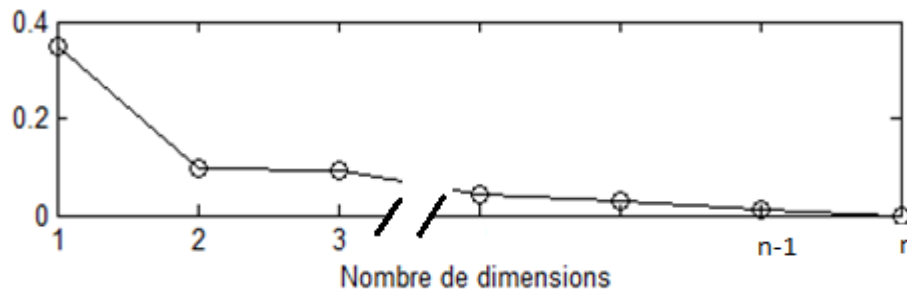


Figure III.4 Courbe de Stress

III.4.3 Coefficient de corrélation de Bravais-Pearson

Le coefficient de Bravais-Pearson r **Y. Noël** [24] permet d'évaluer la corrélation linéaire entre les dissemblances évaluées par les auditeurs via le test de perception et celles reconstituées par MDS (les distances). En pratique, le carré du coefficient de corrélation r^2 est le plus fréquemment utilisé pour comparer entre les variables. Le coefficient de Bravais-Pearson entre deux variables x et y est calculé selon la formule suivante :

$$r = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{s_x \cdot s_y} \quad \text{III.3}$$

Avec s_x et s_y sont les écarts-tube de x et y .

$$s_x^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad \text{et} \quad s_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$$

III.4.4 Régression linéaire

L'étape finale de l'étude perceptive consiste à exprimer les dimensions subjectives, représentant correctement l'évolution de l'aggravation des défauts simulés, en des dimensions objectives, c.-à-d. calculables. Sachant que ces dernières représentent les nouveaux indicateurs vibratoires recherchés. Cette étape a été effectuée à l'aide de la technique de la régression linéaire **S. Geffray** [25], qui permet de définir linéairement les dimensions subjectives en fonction des indicateurs vibratoires objectifs. Dans ce travail, cette méthode a été utilisée pour définir la dimension **Dim** en fonction de deux indicateurs vibratoires **Ind1** et **Ind2** :

$$\text{Dim} = a \text{ Ind 1} + b \text{ Ind 2} + c$$

III.4

Avec a et b sont les coefficients de la régression linéaire.

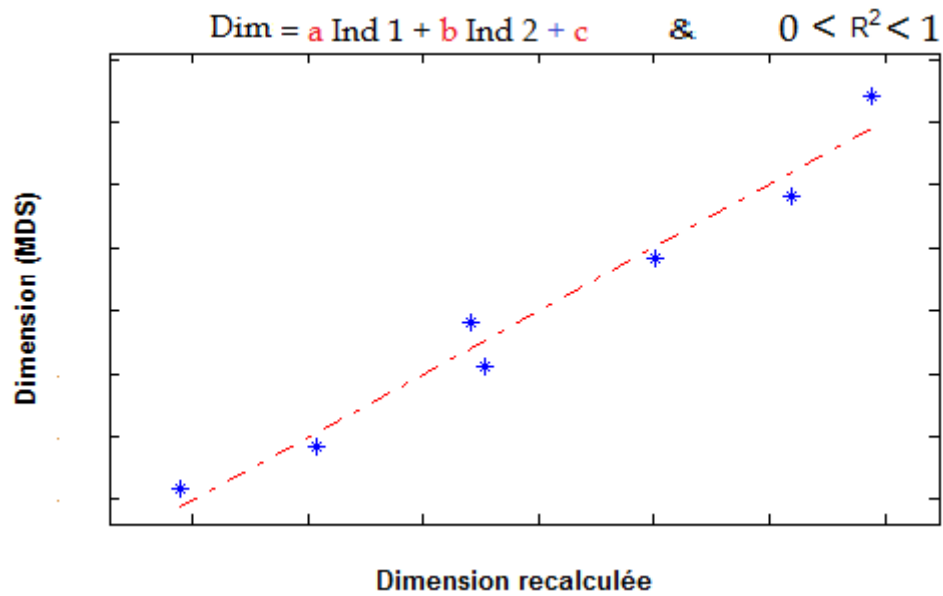


Figure III.5 Corrélation Dimension (MDS)/ Dimension recalculée (indicateur vibratoire recherché)

Chapitre IV : Analyse expérimentale et résultats

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différents travaux expérimentaux réalisés dans le but d'élaborer de nouveaux indicateurs vibratoires pour améliorer la surveillance des roulements. Tout d'abord, nous commençons par le banc expérimental réalisé pour effectuer des mesures vibratoires et acoustiques. Ensuite, afin de clarifier l'utilité de l'approche proposée, nous allons montrer les limites de l'utilisation des indicateurs classiques vibratoires isolés pour la surveillance des roulements. Dans la deuxième partie, nous présentons les nouvelles combinaisons d'indicateurs obtenues à travers la corrélation entre les dimensions subjectives représentant correctement l'évolution de l'aggravation des défauts simulés et les indicateurs classiques objectifs, en expliquant les étapes à suivre pour traiter les dissemblances évaluées par les auditeurs via le test de perception. À l'aide de l'analyse multidimensionnelle (MDS) et la régression linéaire utilisée nous exprimons ces dimensions en fonction des indicateurs classiques. Enfin, nous terminons avec une étude de validation de l'approche perceptive proposée.

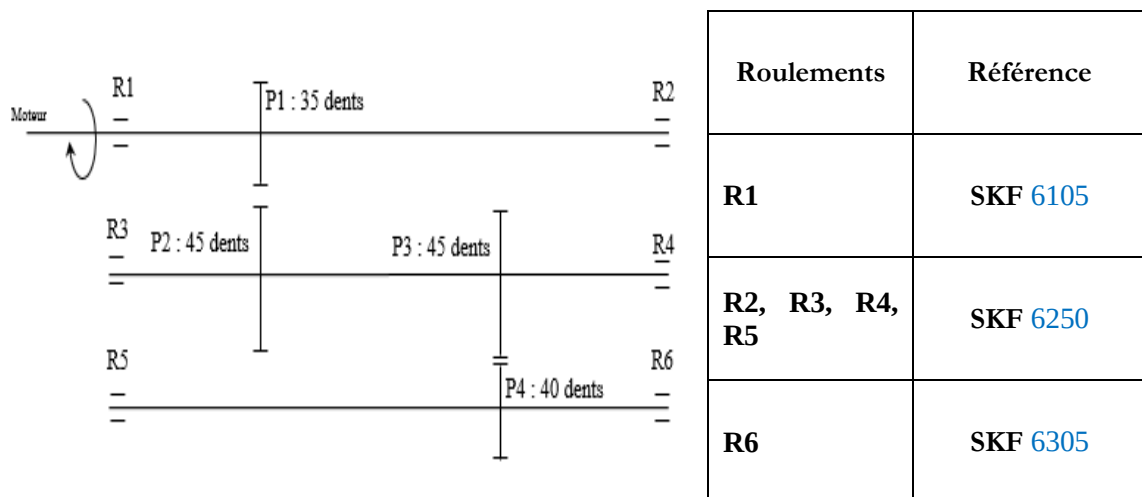
IV.1 Simulation des défauts des machines tournantes

IV.1.1 Banc d'essai

Pour simuler les différents défauts pouvant affecter les machines tournantes, à savoir les défauts de roulements, d'engrenages et défauts d'alignement, etc., et d'autre part, pour effectuer des mesures vibratoires et acoustiques (enregistrement des bruits sonores), un banc d'essai a été conçu et réalisé (cf. Figure IV.1). Ce banc est un réducteur à deux étages, accouplé à un moteur électrique, sa vitesse de rotation est contrôlée à l'aide d'un variateur de fréquence. Une vis de serrage a été utilisée comme un dispositif de freinage afin d'amplifier les signaux vibratoires engendrés par les défauts simulés (roulements et engrenages).

**Figure IV.1** Banc essai

Le schéma cinématique du banc expérimental est illustré dans la figure suivante, en indiquant la référence des roulements et le nombre de dents des pignons utilisés pour la réalisation du banc.

**Figure IV.2** Schéma cinématique du banc d'essai

IV.1.2 Chaîne de mesure

Pour réaliser des mesures vibratoires et des enregistrements sonores des bruits engendrés par les défauts simulés, le banc essai est équipé par une chaîne de mesure composée par un accéléromètre et un microphone (cf. Figure IV.3). Les deux capteurs sont reliés à la carte

d'acquisition des signaux dynamique NI-DAQ PCI 4472B (cf. Figure IV.4). Cette dernière permet de transmettre les signaux (vibratoires & acoustiques) délivrés par les capteurs au PC pour les traiter à l'aide des différentes techniques de traitement du signal.



Accéléromètre 603C01 (IMI SENSORS)
(100 mv/g)



NI 782121-01 GRAS General Purpose Array
Microphone: 50 mV/Pa

Figure IV.3 Capteurs



102.4 kS/s, 110 dB, 0.5 Hz AC/DC-Coupled, 8-Input Sound and Vibration Device

Figure IV.4 Carte d'acquisition NI-PCI 4472 B

Concernant les logiciels d'acquisition et de traitements des signaux, deux interfaces ont été développées. Pour l'acquisition des signaux vibratoires et acoustiques, une interface graphique interactive (cf. Figure IV.5) a été développée avec le logiciel LabVIEW, permettant l'acquisition, l'affichage et l'enregistrement des signaux vibratoires et sonores sous les formats Text et Wave, respectivement. En ce qui concerne le traitement, une deuxième interface graphique (cf. Figure IV.6) a été développée sous l'environnement de Matlab, permettant le calcul des indicateurs vibratoires de surveillance et le traitement avancé des signaux vibratoires avec les techniques de diagnostic, à savoir le cepstre, Zoom FFT et la détection de l'enveloppe. Sachant que le logiciel Matlab a été choisi pour le traitement des signaux vibratoires en raison de la disponibilité des outils de traitement du signal et de vibration (ABRAVIBE Toolbox).

Le tableau suivant récapitule les paramètres d'acquisition appliqués pour réaliser des mesures vibratoires.

Tableau IV.1 Paramètres d'acquisition

Fréquence d'échantillonnage	20 000 éch/s
Nombre d'échantillons	60 000 éch
Temps d'acquisition	3 s

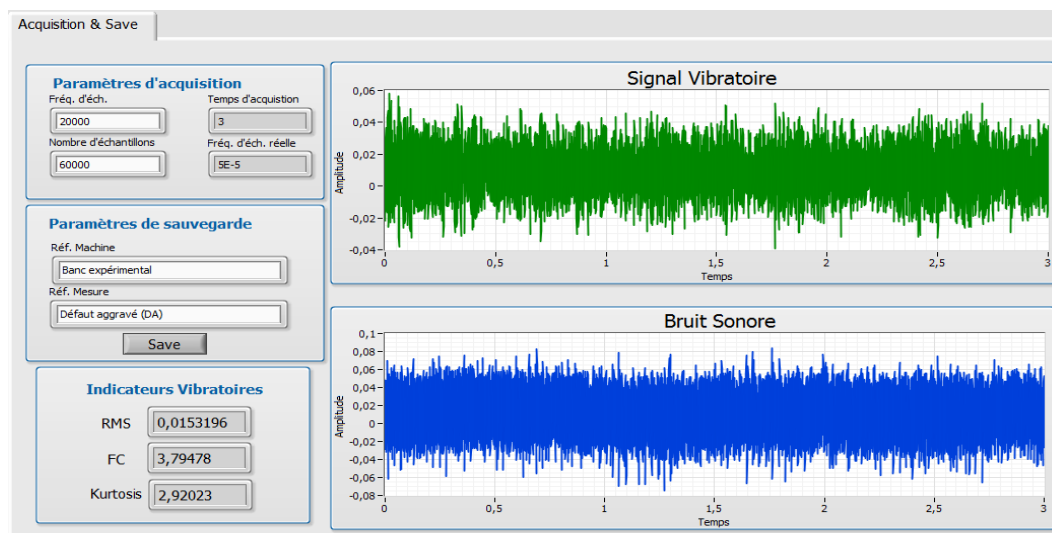


Figure IV.5 Interface d'acquisition (LabVIEW)

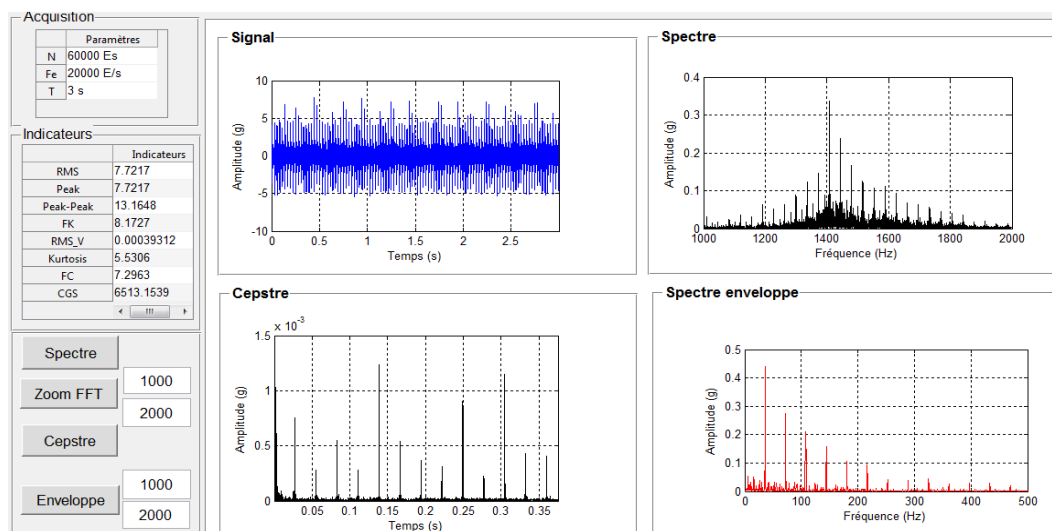


Figure IV.6 Interface de traitement (Matlab)

IV.1.3 Défauts simulés

Pour réaliser l'étude perceptive proposée, trois défauts à différent degré de gravité ont été créés sur la bague externe des roulements de référence SKF 6305 (cf. Figure IV.7 (a)) : défaut naissant, aggravé et très aggravé. D'autre part, un défaut d'engrenage a été également créé (cf. Figure IV.7 (b)) afin de vérifier la crédibilité de l'approche proposée dans le cas de présence d'autres défauts. Ce défaut a été créé sur l'une des dents du pignon d'attaque, côté moteur.



Naissant

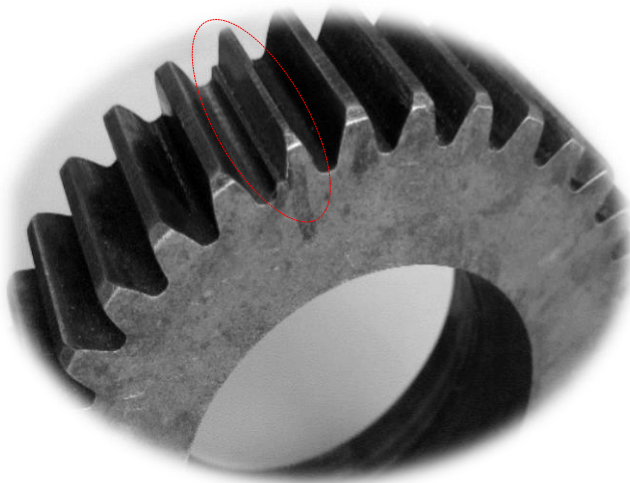


Aggravé



Très aggravé

a) Roulements



b) Pignon

- Module : 2
- Nombre de dents : 35
- Largeur : 20 mm
- Matériel : Acier 35CD4
- Diamètre préemptif : 70 mm

Figure IV.7 Défauts simulés

IV.1.4 Cas de défauts traités (protocole expérimental)

L'approche perceptive vise à rechercher les dimensions représentant correctement la dégradation de l'état des roulements, à travers le traitement statistique des dissemblances évaluées entre les bruits rayonnés par les défauts des organes tournants des machines. Dans ce contexte, sept (7) cas de défauts ont été sélectionnés pour montrer d'abord la limite d'utilisation d'indicateurs

classiques isolés pour la surveillance des roulements et d'autre part, réaliser l'étude perceptive. Le tableau ci-dessus représente les deux catégories des défauts retenus ; défauts de roulement et défauts combinés (roulement & pignon), ainsi que le cas sans défauts.

Tableau IV.2 Cas de défauts traités

SD	Sans défauts
DN	Défaut naissant de roulement
DN & P	Défaut naissant de roulement & Pignon
DA	Défaut aggravé de roulement
DA & P	Défaut aggravé de roulement & Pignon
DTA	Défaut très aggravé de roulement
DTA & P	Défaut très aggravé de roulement & Pignon

IV.2 Analyse vibratoire des défauts simulés

L'objectif principal de l'analyse vibratoire des signaux des défauts simulés est le calcul des indicateurs scalaires vibratoires, qui seront utilisés d'une part, pour montrer la limite de leur utilisation en les comparant avec des techniques avancées de diagnostic, à savoir la détection d'enveloppe et l'analyse cepstrale et d'autre part, réaliser l'étude perceptive, qui est basée sur la combinaison entre les indicateurs pour définir de nouveaux indicateurs vibratoires plus efficaces pour la surveillance des roulements que les indicateurs isolés.

IV.2.1 Indicateurs de surveillance

La figure IV.8 illustre les histogrammes de l'évolution des indicateurs vibratoires en fonction des défauts simulés.

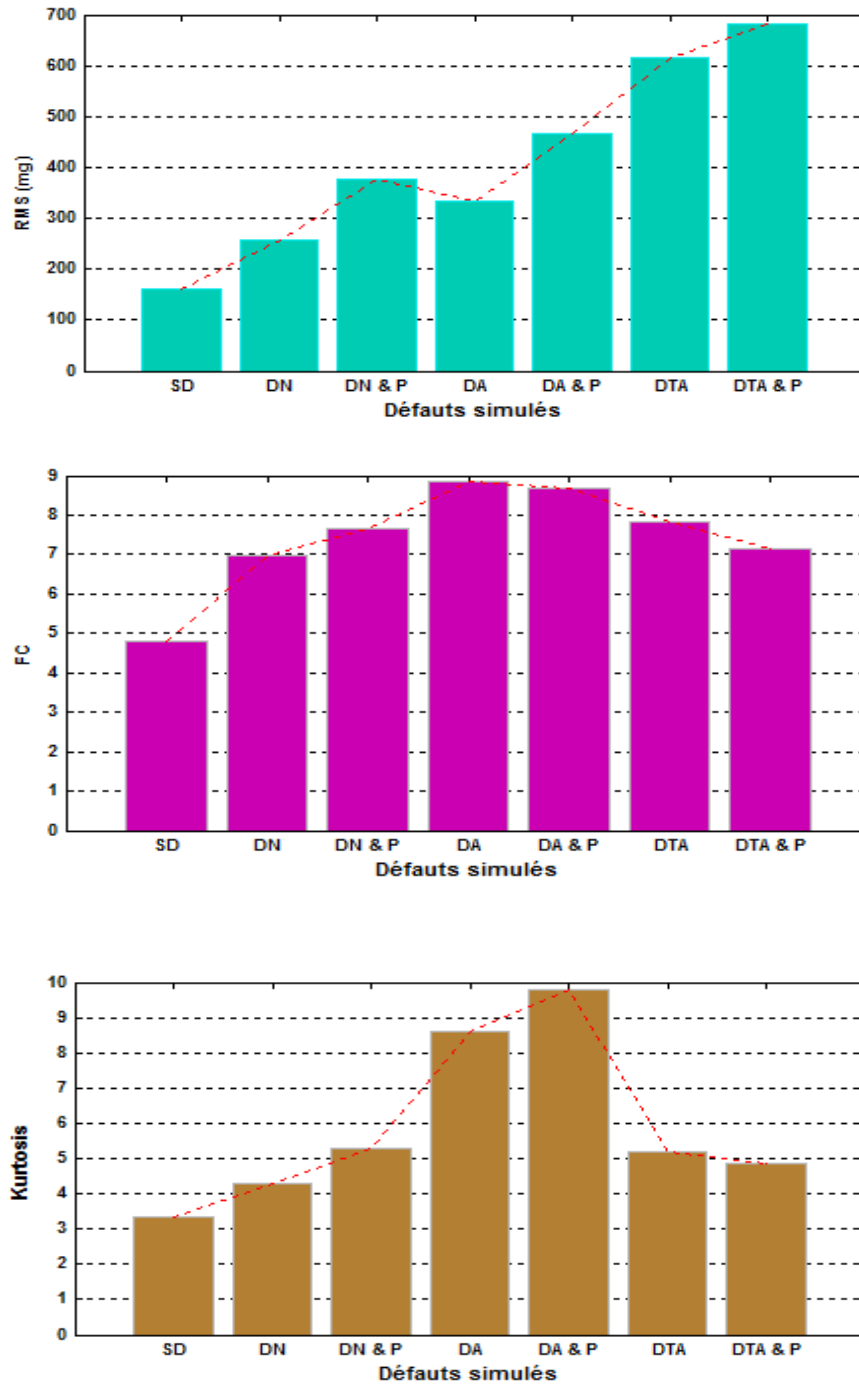


Figure IV.8 Evolution d'indicateurs classiques

Pour faciliter la comparaison entre les allures des trois indicateurs calculés, les courbes de ces derniers ont été tracées dans une échelle normalisée (cf. figure IV.9), où la plus grande valeur de chaque indicateur est égale à un (1).

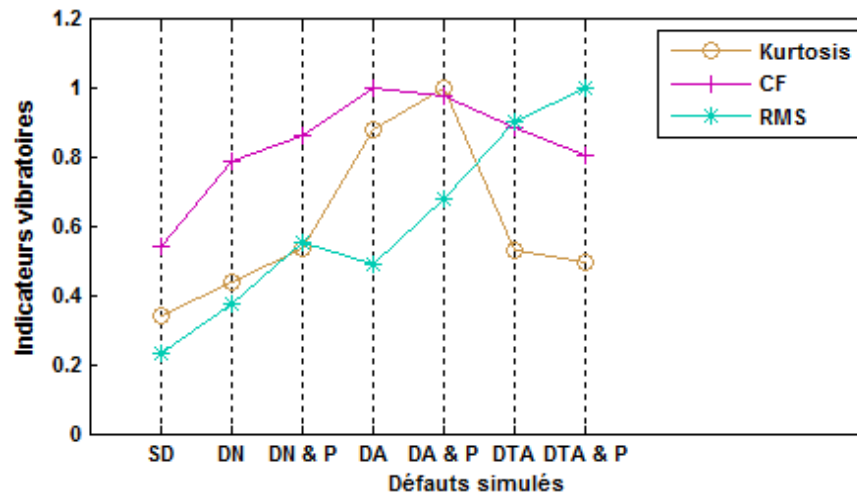


Figure IV.9 Comparaison entre les indicateurs vibratoires

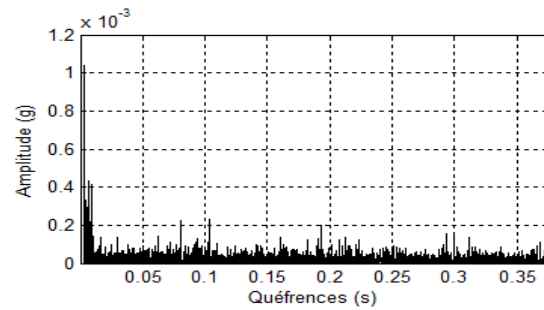
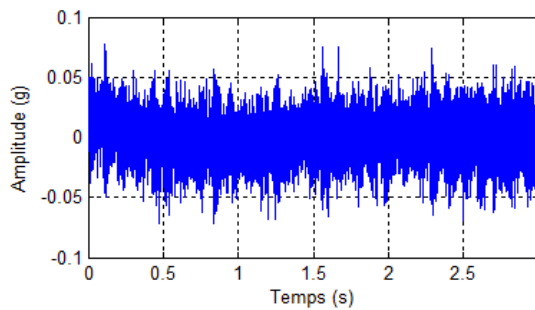
D'après l'évolution des trois indicateurs vibratoires en fonction des défauts simulés, illustrée dans les figures ci-dessus, la valeur efficace de l'accélération (RMS) représente un meilleur indicateur de surveillance, mais, ce dernier est un indicateur global, indique tout changement du comportement vibratoire de la machine, résultant de la détérioration des organes tournants ou d'autres problèmes (par exemple dévissage d'un boulon de fixation ou problème de lubrification ...), etc. D'autre part, bien que le Kurtosis et le Facteur de crête (FC) sont les deux indicateurs de chocs les plus couramment utilisés pour la détection des défauts produisant les chocs périodiques, les défauts de roulements dans notre cas, ils ne permettent pas de fournir des informations correctes sur l'état des roulements dans le cas des défauts très aggravés ou noyés dans d'autres défauts (défaut de pignon).

L'évolution des indicateurs scalaires en fonction de l'aggravation des défauts simulés a montré leur incapacité à détecter les défauts de roulements de la naissance à l'aggravation, ainsi que dans le cas de la présence d'autres défauts. Cet inconvénient a conduit à l'utilisation des techniques de diagnostic avancées permettant la détection et l'identification des sources de vibration en fonction des fréquences caractéristiques des organes tournants des machines.

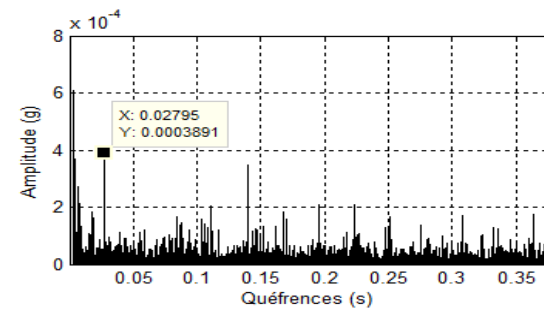
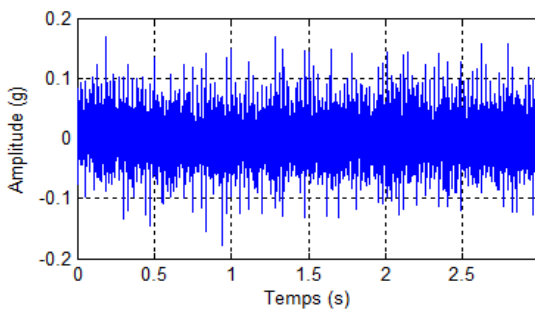
IV.2.2 Techniques de diagnostic

Afin de montrer la capacité des techniques de diagnostic à détecter la présence des problèmes de vibration et identifier les organes défectueux (sources de vibration) dans toutes circonstances, deux techniques de diagnostic ont été utilisées ; la détection de l'enveloppe et l'analyse cepstrale. Sachant que ces techniques sont utilisées généralement pour identifier les fréquences provoquant la résonance dans les spectres vibratoires.

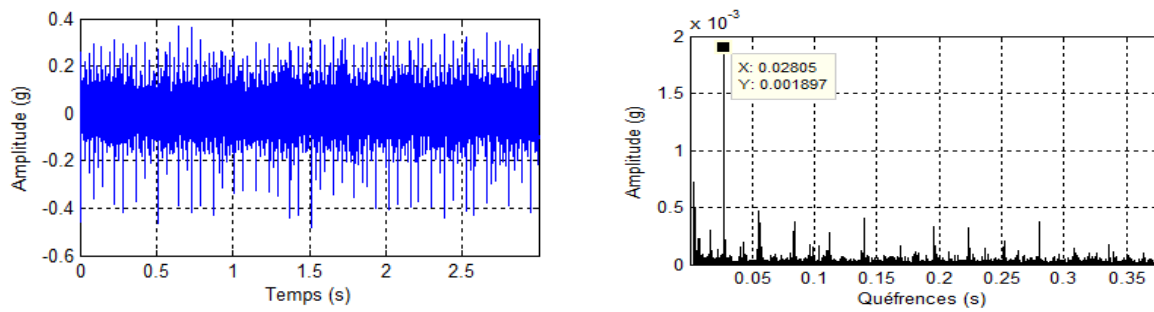
Les figures suivantes représentent les résultats obtenus via le traitement des signaux de quelques cas de défauts simulés par l'analyse cepstrale et la détection de l'enveloppe. La fréquence caractéristique du défaut simulé sur la bague externe de roulement est 35.7 Hz et son quéfrenc est 0.028 s. Sachant que la fréquence de rotation de moteur est 10 Hz.



Sans défauts

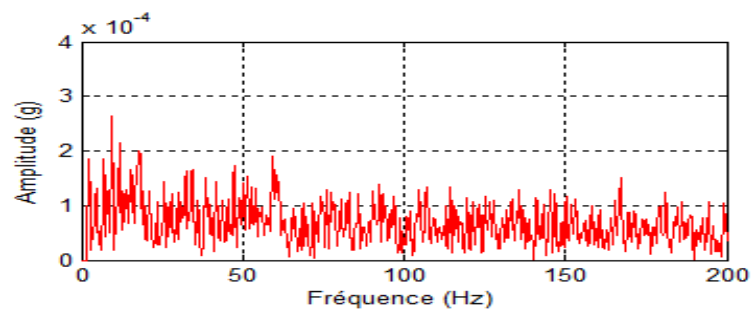


Défaut naissant

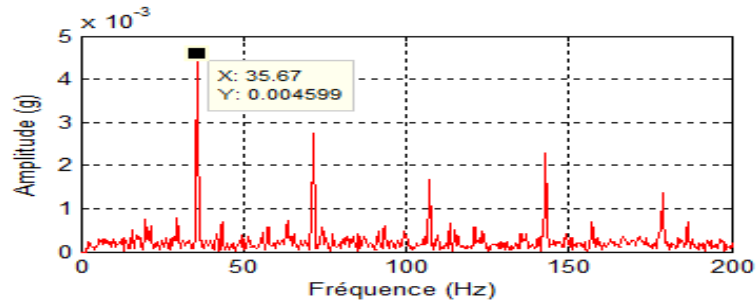


Défaut très aggravé

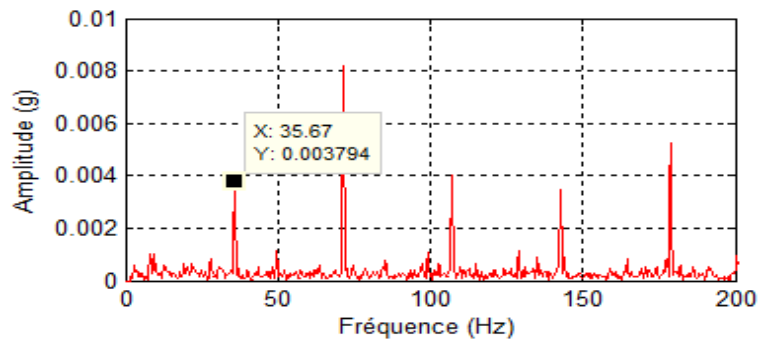
Figure IV.10 Analyse cepstrale



Sans défauts



Défaut naissant



Défaut très aggravé

Figure IV.11 Spectre d'enveloppe

Les résultats obtenus à partir du traitement des signaux des défauts simulés par l'analyse cepstrale et la détection de l'enveloppe ont montré la puissance de ces techniques pour détecter et identifier les défauts simulés. Ceci est dû à la simplicité du banc expérimental et la connaissance préalable des fréquences caractéristiques des défauts simulés, ainsi qu'au choix des techniques appropriées pour traiter les signaux de ces défauts. En effet, la présence des défauts de roulement n'a pas d'impact significatif sur le changement du comportement vibratoire des machines par rapport aux autres défauts, à savoir les défauts d'engrenages, de balourds et défaut d'alignement, etc. Par conséquent, la présence d'autres défauts rend difficile à détecter la dégradation de l'état des roulements, en particulier s'ils ne sont pas soumis à des charges importantes.

En raison que l'utilisation des techniques de diagnostic nécessite d'une part la maîtrise de la cinématique de la machine à contrôler (fréquences caractéristiques) et d'autre part, la maîtrise de l'exploitation de ces dernières, qui sont basées sur des techniques avancées de traitement du signal, la surveillance par indicateurs scalaires reste le moyen approprié pour contrôler l'état des roulements, parce qu'elle ne nécessite pas des spécialistes en traitement du signal ou vibration. Dans ce cadre, l'approche perceptive proposée dans ce travail vise à définir de nouveaux indicateurs vibratoires permettant d'assurer une meilleure surveillance de l'état des roulements que les indicateurs scalaires isolés.

IV.3 Étude perceptive

L'objectif principal de l'approche perceptive est d'améliorer la surveillance des roulements par indicateurs scalaires, en définissant des nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires à travers la recherche d'une corrélation entre les indicateurs classiques objectifs de surveillance et les dimensions subjectives représentant correctement la dégradation des roulements, déterminées à partir du traitement des dissemblances évaluées via le test de perception entre les bruits engendrés par les défauts simulés à l'aide de l'analyse multidimensionnelle.

IV.3.1 Test de perception

L'étude perceptive est basée principalement sur l'évaluation de la dissemblance entre les bruits générés par les défauts simulés par des auditeurs. Cette évaluation est réalisée via un test de perception, similaire à un test de comparaison par paire, permettant d'évaluer la dissemblance entre

les paires de sons (bruits) en termes de niveau sonore (volume) et de qualité, c.-à-d. le nombre des défauts présents dans les sons.

Deux types de sons ont été utilisés pour accomplir le test de perception ; les bruits enregistrés des défauts simulés par le microphone et les sons résultants de la conversion des signaux vibratoires en des signaux audio. L'objectif d'utilisation des deux types de sons est de réaliser une étude comparative entre les résultats à obtenir en termes de la facilité de réaliser le test de perception et la possibilité de distinguer entre les sons en termes de qualité.

Pour faciliter la réalisation du test de perception, une interface interactive a été développée sous Matlab, permettant d'une part de présenter les paires de sons possibles aux auditeurs d'une manière aléatoire pour éliminer la notion de l'ordre et d'autre part, d'évaluer la dissemblance entre les sons en déplaçant un curseur sur une échelle horizontale allant de 0 (identique) à 1 (très différent).

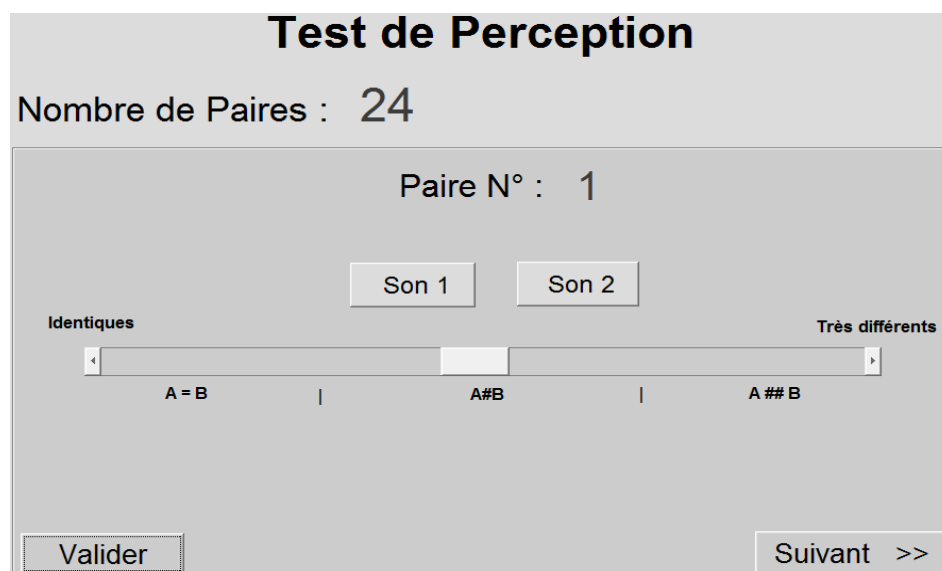


Figure IV.12 Interface du test de perception

Au début du test de perception, l'auditeur doit écouter tous les sons et peut les réécouter plusieurs fois avant de commencer le test, afin d'avoir une idée générale sur la différence entre les sons. La deuxième étape consiste à évaluer la dissemblance entre les sons, et l'auditeur peut également réécouter les paires de sons à ce stade. Sachant qu'il ne peut pas aller à la paire suivante avant de faire l'évaluation. Pour vérifier la cohérence des réponses des auditeurs, des paires de sons identiques ont été ajoutées.

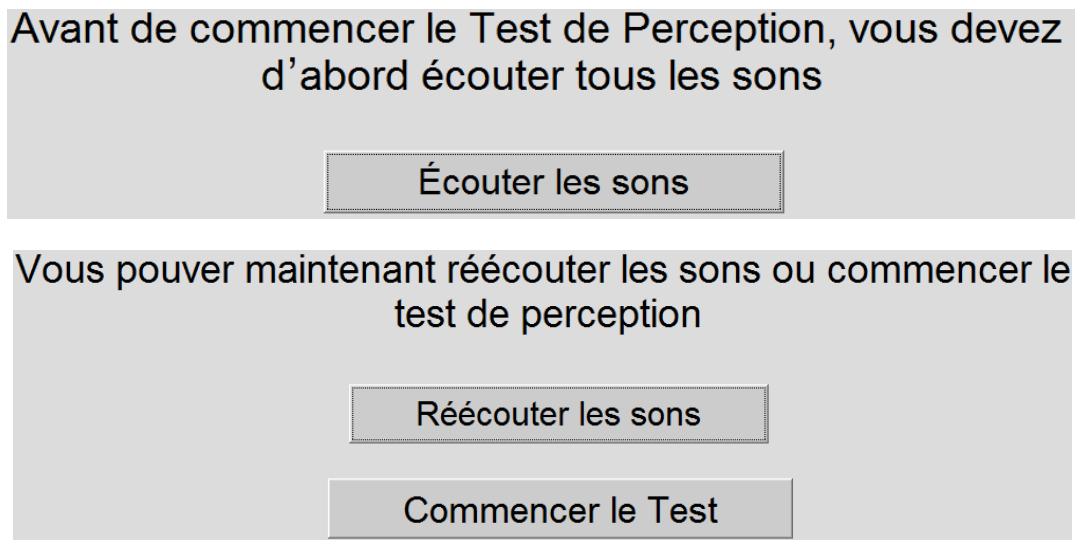
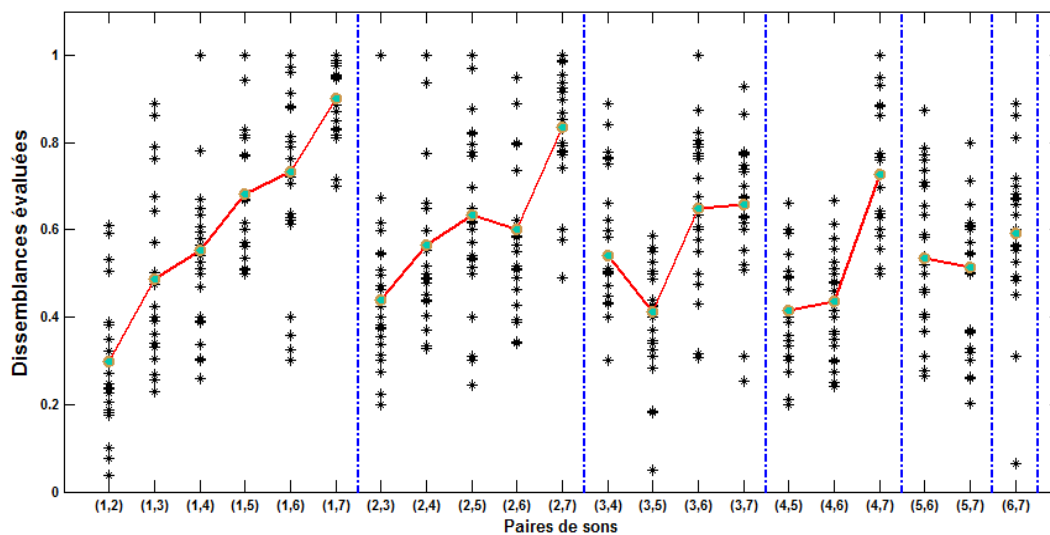


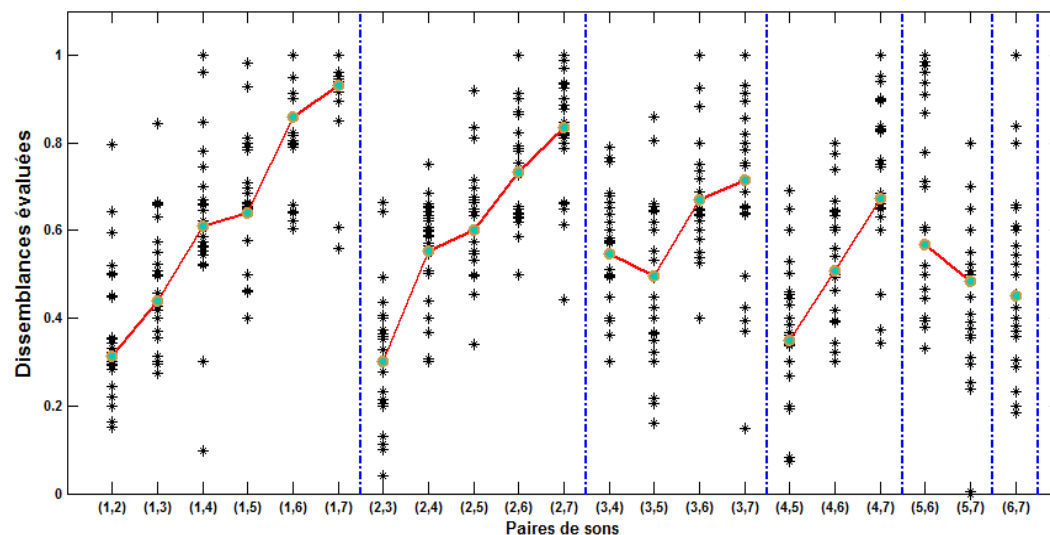
Figure IV.13 Étapes du test de perception

Le nombre des paires de sons examinées par les auditeurs est de 24 paires, pour l'approche acoustique et vibratoire, 21 paires résultant de sept (7) sons de défauts simulés et les trois (3) autres sont les paires de sons identiques ajoutées. Le test de perception a été réalisé par trente (30) auditeurs, âgés de 25 à 40 ans.

La figure IV.14 illustre les dissemblances évaluées entre les paires de sons par les auditeurs. Ces résultats montrent la difficulté de réaliser le test de perception pour les sons acoustiques et vibratoires, sachant que les auditeurs ne sont pas des spécialistes en acoustiques. Néanmoins, la dissemblance moyenne en couleur rouge représente une bonne corrélation avec l'évolution de l'aggravation des défauts simulés, sauf entre les paires de sons (3,4) - (3,5) et (5,6) - (5,7) pour les deux approches. Cinq résultats d'auditeurs ont été éliminés par la suite à l'aide d'une technique d'optimisation proposée pour obtenir une meilleure corrélation entre les dissemblances évaluée entre les sons et les distances calculés par l'analyse multidimensionnelle (MDS).



a) Acoustique



b) Vibratoire

Figure IV.14 Dissemblances évaluées entre les sons acoustiques et vibratoires

Le tableau IV.3 représente les résultats de dissemblance obtenus via les tests de perception. Ces résultats sont des matrices symétriques avec des 0 en diagonale, où chaque case de ces dernières représente la valeur moyenne de la dissemblance évaluée par les auditeurs entre deux sons différents. Ces résultats ont montré la puissance de l'oreille humaine à distinguer entre les sons en termes de niveau et de qualité, sachant qu'il est impossible de déterminer le nombre de défauts dans un son au moyen d'indicateurs vibratoires classiques.

Tableau IV.3 Matrices moyennes de dissemblance**a) Acoustique**

	Son 1	Son 2	Son 3	Son 4	Son 5	Son 6	Son 7
Son 1	0	0.2977	0.4860	0.5516	0.6813	0.7338	0.9014
Son 2	0	0	0.4396	0.5645	0.6327	0.6007	0.8336
Son 3	0	0	0	0.5415	0.4120	0.6485	0.6592
Son 4	0	0	0	0	0.4144	0.4364	0.7270
Son 5	0	0	0	0	0	0.5337	0.5147
Son 6	0	0	0	0	0	0	0.5925
Son 7	0	0	0	0	0	0	0

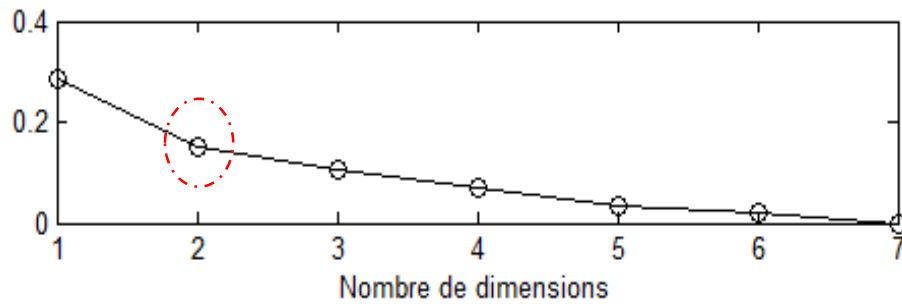
b) Vibratoire

	Son 1	Son 2	Son 3	Son 4	Son 5	Son 6	Son 7
Son 1	0	0.3129	0.4393	0.6092	0.6396	0.8573	0.9305
Son 2	0	0	0.2997	0.5538	0.6014	0.7334	0.8334
Son 3	0	0	0	0.5460	0.4964	0.6692	0.7149
Son 4	0	0	0	0	0.3506	0.5085	0.6722
Son 5	0	0	0	0	0	0.5682	0.4852
Son 6	0	0	0	0	0	0	0.4519
Son 7	0	0	0	0	0	0	0

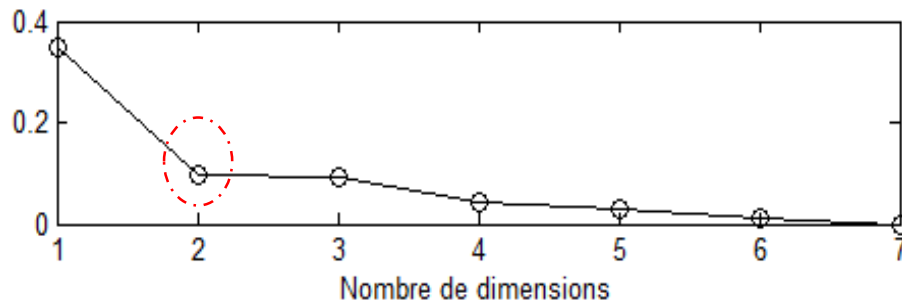
IV.3.2 Analyse Multidimensionnelle MDS

La deuxième étape de l'étude perceptive consiste à modéliser les dissemblances évaluées entre les sons par les auditeurs en des distances à l'aide de l'analyse multidimensionnelle (MDS). Cette analyse permet de tracer les sons dans un espace perceptif défini par des dimensions subjectives. Sachant que ces dernières représentent certaines classifications des sons des défauts simulés. L'objectif de cette étape est de trouver la bonne classification des sons (dimension) qui représente correctement l'évolution de l'aggravation des défauts simulés.

D'après les courbes de Stress des sons acoustiques et vibratoires (cf. figure IV.15), le nombre retenu de dimensions pour tracer les sons dans l'espace perceptif est de 2, ce nombre a été déterminé en fonction de la position du premier coude dans la courbe de Stress. Sachant que ces dimensions sont les coordonnées des sons dans l'espace perceptif.



a) Acoustique



b) Vibratoire

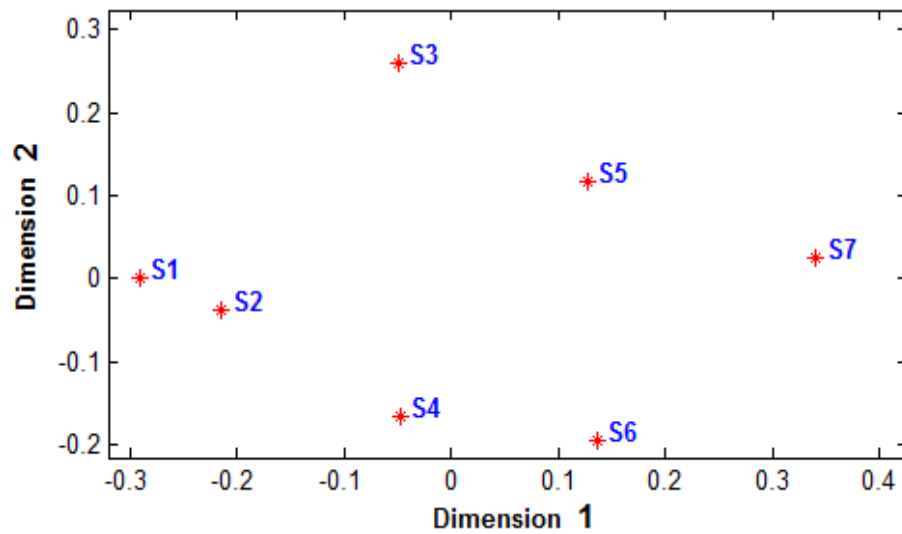
Figure IV.15 Courbes de Stress

Le tableau suivant illustre les deux dimensions subjectives calculées via le traitement des dissemblances par l'analyse multidimensionnelle (MDS) pour les sons acoustiques et vibratoires.

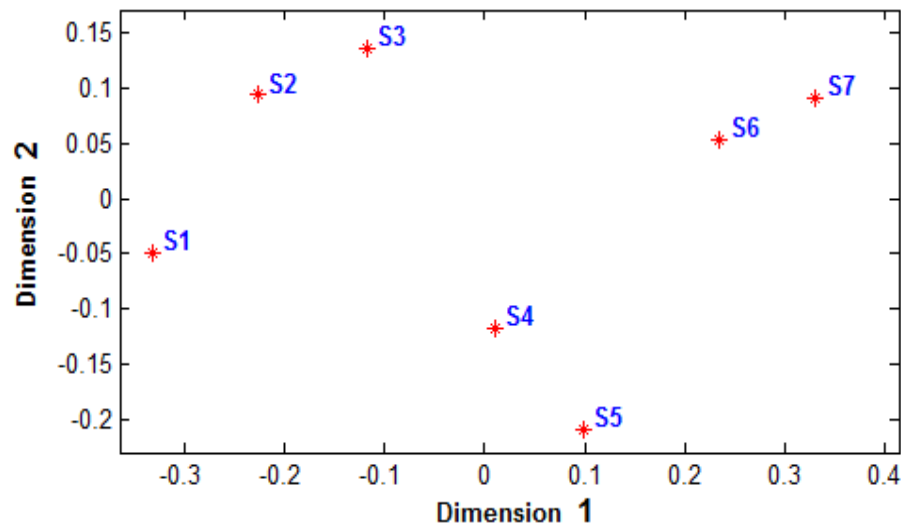
Tableau IV.4 Dimensions calculées par MDS

Acoustique		Vibratoire	
Dim 1	Dim 2	Dim 1	Dim 2
-0.2911	0.0011	-0.3307	-0.0490
-0.2145	-0.0390	-0.2266	0.0937
-0.0496	0.2588	-0.1169	0.1360
-0.0477	-0.1666	0.0101	-0.1171
0.1271	0.1165	0.0987	-0.2082
0.1355	-0.1962	0.2348	0.0537
0.3402	0.0254	0.3305	0.0909

En fonction des dimensions calculées par MDS, les sons acoustiques et vibratoires ont été tracés dans des espaces perceptifs, comme le montre la figure. IV.16.



a) Acoustique



b) Vibratoire

Figure IV.16 Espaces perceptifs

En raison de l'utilisation de la méthode MDISCAL pour traiter les dissemblances évaluées entre les sons, les résultats obtenus sont en réalité les distances euclidiennes entre les sons dans l'espace perceptif, qui seront calculées en fonction des dimensions subjectives (cf. Tableau IV.4). Le tableau IV.5 regroupe les distances déterminées entre les sons acoustiques et vibratoires.

Tableau IV.5 Matrices de distances**1. Acoustique**

	Son 1	Son 2	Son 3	Son 4	Son 5	Son 6	Son 7
Son 1	0	0.086476	0.35319	0.2956	0.43382	0.47008	0.63182
Son 2	0	0	0.34048	0.21	0.37535	0.38373	0.55849
Son 3	0	0	0	0.42541	0.22689	0.49132	0.45441
Son 4	0	0	0	0	0.33267	0.18559	0.4328
Son 5	0	0	0	0	0	0.31288	0.23182
Son 6	0	0	0	0	0	0	0.30172
Son 7							

2. Vibratoire

	Son 1	Son 2	Son 3	Son 4	Son 5	Son 6	Son 7
Son 1	0	0.17663	0.28273	0.3476	0.45803	0.57481	0.67593
Son 2	0	0	0.11754	0.31695	0.44376	0.46313	0.55713
Son 3	0	0	0	0.28322	0.40615	0.36127	0.44974
Son 4	0	0	0	0	0.12705	0.28225	0.38204
Son 5	0	0	0	0	0	0.29507	0.37839
Son 6	0	0	0	0	0	0	0.10271
Son 7							

Pour obtenir une bonne corrélation entre les dissemblances évaluées par les auditeurs et les distances calculées par MDS, une technique d'optimisation a été proposée pour éliminer certains résultats d'auditeurs en essayant de maximiser le coefficient de corrélation de Bravais-Pearson. Cette technique consiste à balayer d'une manière stochastique les combinaisons possibles de 25 parmi 30 résultats jusqu'à atteindre la condition d'arrêt imposée. Dans notre cas, la condition d'arrêt appliquée consiste à trouver une différence entre deux coefficients consécutifs inférieure à 0,001 pour un nombre d'itérations supérieur à 20 itérations.

D'après la figure IV.17, de bons coefficients de corrélation ont été obtenus en appliquant la technique d'optimisation proposée pour les sons acoustiques et vibratoires, 0.87 et 0.92, respectivement. Sachant que les coefficients trouvés sans appliquer cette dernière sont 0.80 et 0.84.

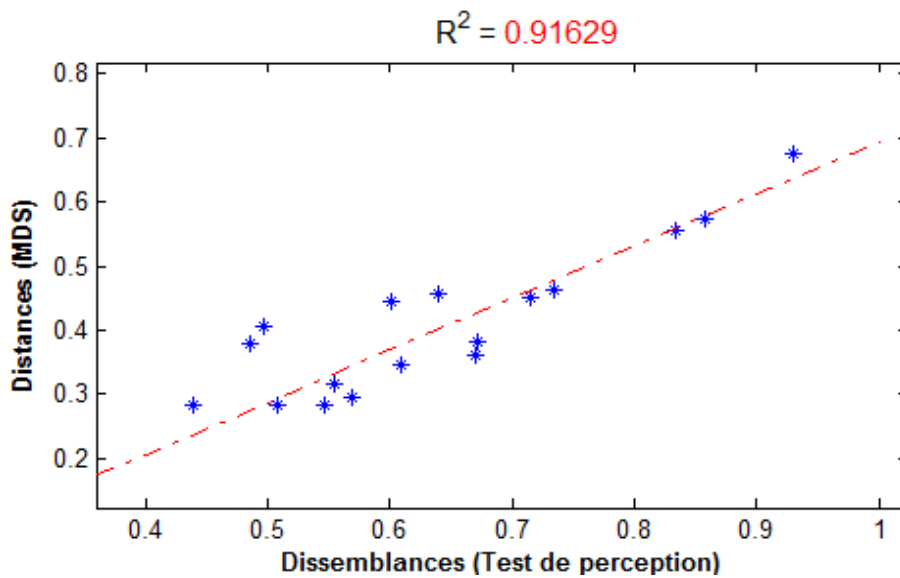
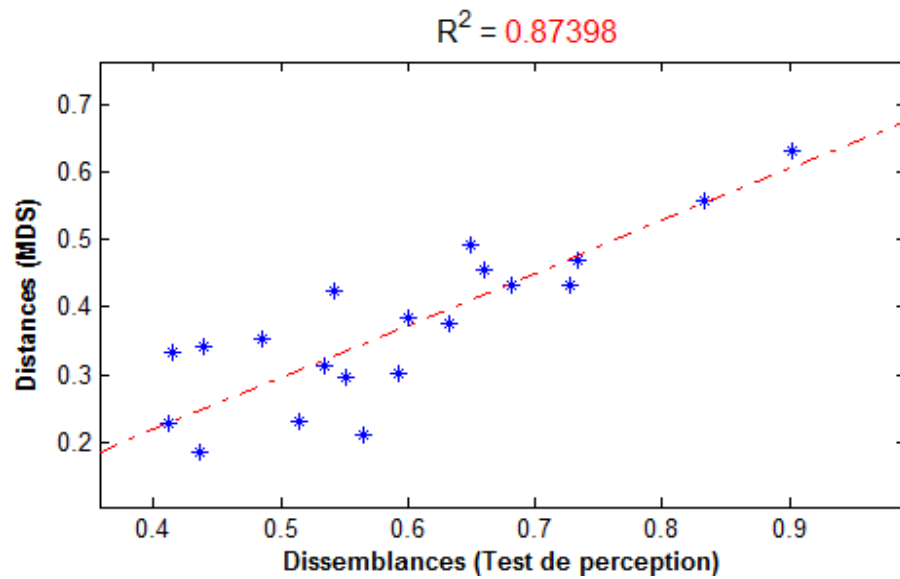


Figure IV.17 Corrélation Dissemblance / Distances

IV.3.3 Détermination des nouveaux d'indicateurs vibratoires

L'étape finale de l'approche perceptive proposée consiste d'une part à rechercher les dimensions subjectives représentant correctement l'évolution de l'aggravation des défauts simulés

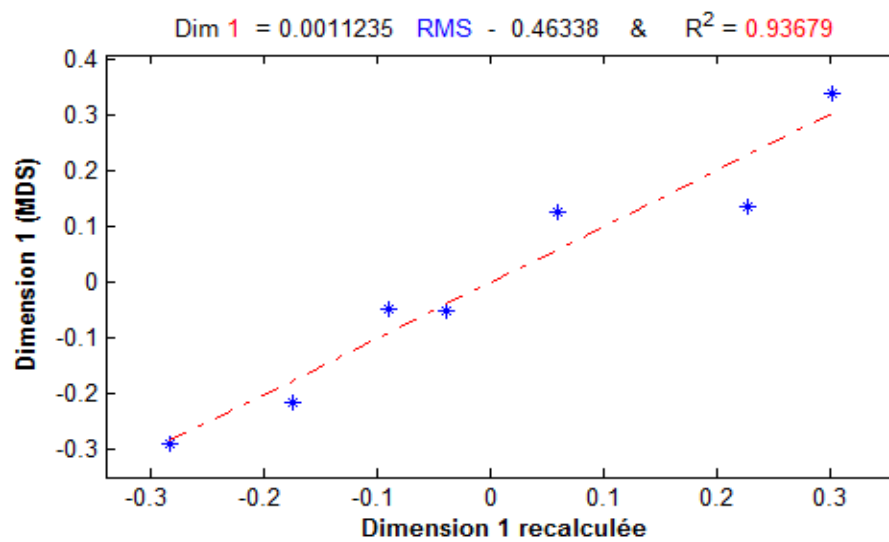
et d'autre part, à les corrélérer avec des paramètres objectifs afin de les rendre calculables et donc utilisables dans le domaine de la surveillance des roulements.

La répartition des sons acoustiques et vibratoires dans l'espace perceptif, illustrée dans la figure IV.16, montre clairement que la première dimension est mieux corrélée avec l'évolution du degré de gravité des défauts simulés, c.-à-d. cette dimension représente une bonne classification de sons, proportionnelle à l'aggravation des défauts simulés. En effet, cette dimension est le nouvel indicateur recherché, qui représente l'objectif principal de ce travail. Cependant, pour la dimension 2, sa signification physique n'a pas encore été trouvée, cela pourrait être l'un de nos objectifs dans les prochains travaux.

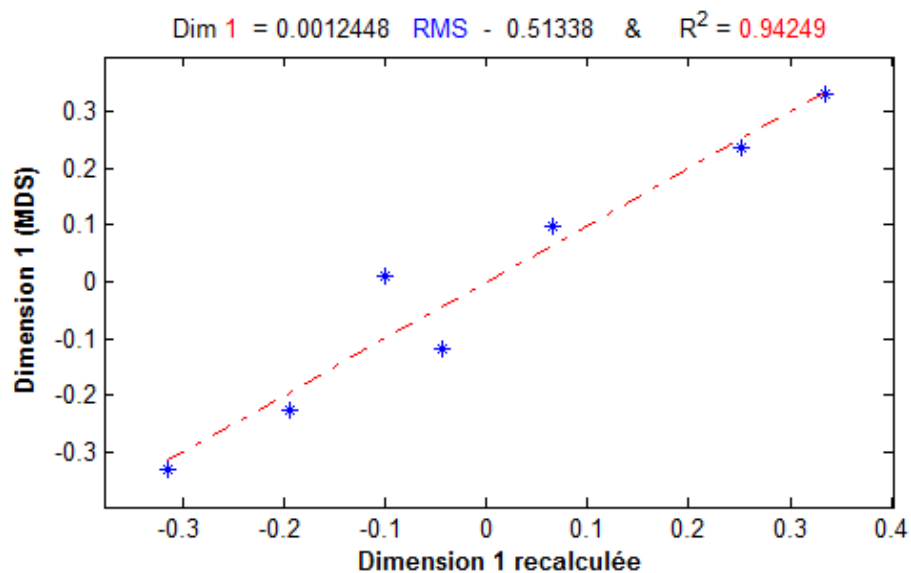
Afin de formuler la première dimension en fonction des paramètres objectifs, la technique de régression linéaire a été utilisée pour trouver une corrélation entre cette dimension et les indicateurs de surveillance classiques, afin de l'exprimer linéairement en fonction des indicateurs vibratoires.

IV.3.3.1 Corrélation avec un seul indicateur vibratoire

Dans l'objectif de définir la première dimension (nouvel indicateur) en fonction d'un seul indicateur vibratoire, en utilisant la régression linéaire, la meilleure corrélation a été obtenue entre cette dernière et la valeur efficace de l'accélération (RMS), avec un facteur de corrélation supérieur à 0.90 % pour l'approche acoustique et vibratoire.



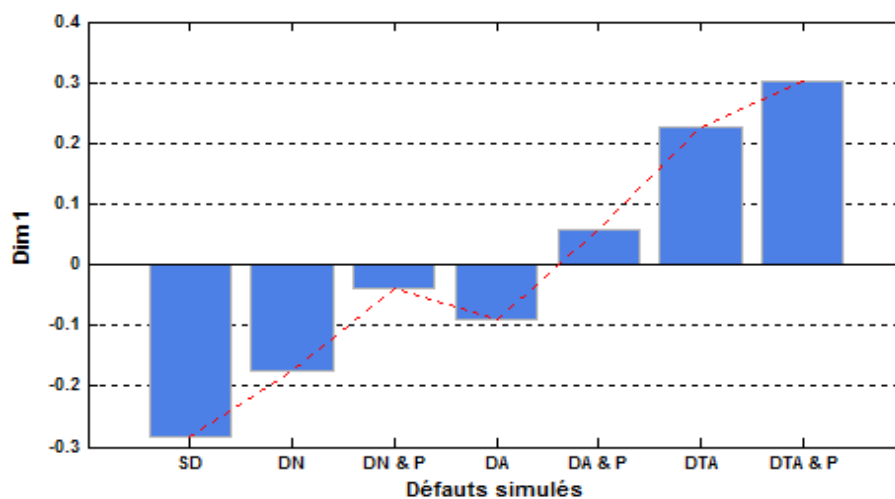
a) Acoustique



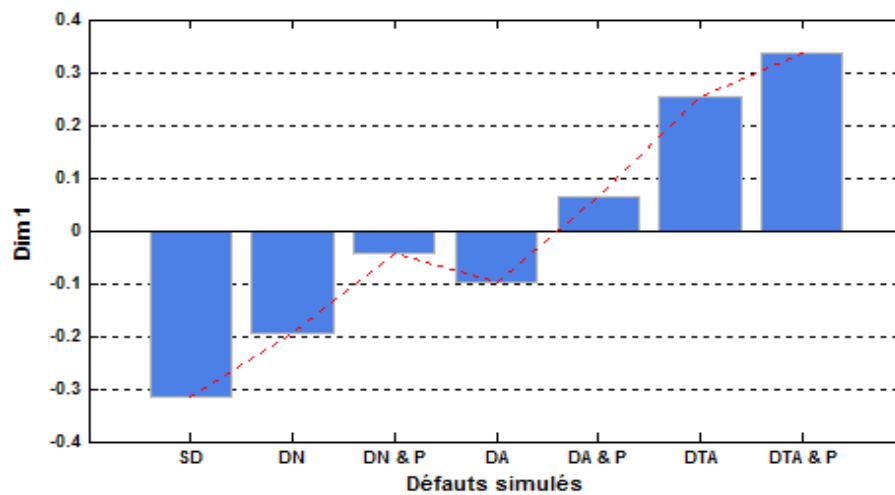
b) Vibratoire

Figure IV.18 Corrélation entre dimension 1 et celle recalculée en fonction de RMS

Bien que une bonne corrélation (cf. figure IV.18) a été obtenue entre la dimension 1 calculée par MDS et celle définie en fonction de RMS à travers la régression linéaire, la figure IV.19 montre que ce nouvel indicateur reste lié à l'indicateur corrélé en termes de comportement ou allure par rapport aux défauts simulés, c.-à-d. qu'il représente en réalité une autre formule de RMS, avec une échelle de valeurs différente.



a) Acoustique



b) Vibratoire

Figure IV.19 Evolution de la dimension recalculée en fonction des défauts simulés

IV.3.3.2 Corrélation avec deux indicateurs vibratoires

Pour assurer un bon suivi vibratoire des roulements par indicateurs scalaires, notamment dans le cas des défauts aggravés, l'étude perceptive vise à corriger le comportement gaussien des indicateurs classiques en recherchant à l'aide de la régression linéaire des nouvelles combinaisons d'indicateurs les plus corrélées avec la première dimension subjective. Le nombre d'indicateurs retenu pour définir cette dimension est limité 2.

Le tableau ci-dessous récapitule les modèles mathématiques (formules) des combinaisons d'indicateurs les mieux corrélées avec la première dimension, en indiquant le facteur de corrélation obtenu entre cette dimension et celle recalculée en fonction des indicateurs classiques.

Tableau IV.6 Modèles mathématiques de la dimension 1

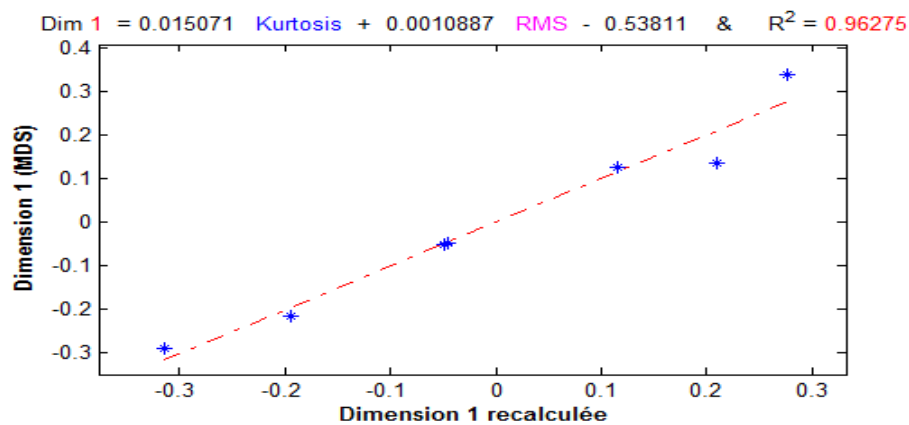
Modèles	Facteur de corrélation R^2
$DIM1 = 0.018 \text{ kurtosis} + 0.0012 \text{ RMS} - 0.60$	0.9724
$DIM1 = 0.001 \text{ RMS} + 0.00018 \text{ CGS} - 1.066$	0.9693
$DIM1 = 0.027 \text{ FC} + 0.0011 \text{ RMS} - 0.68$	0.9600
$DIM1 = -0.17 \text{ FC} + 0.0013 \text{ CGS} - 3.21$	0.8521

a) Vibratoire

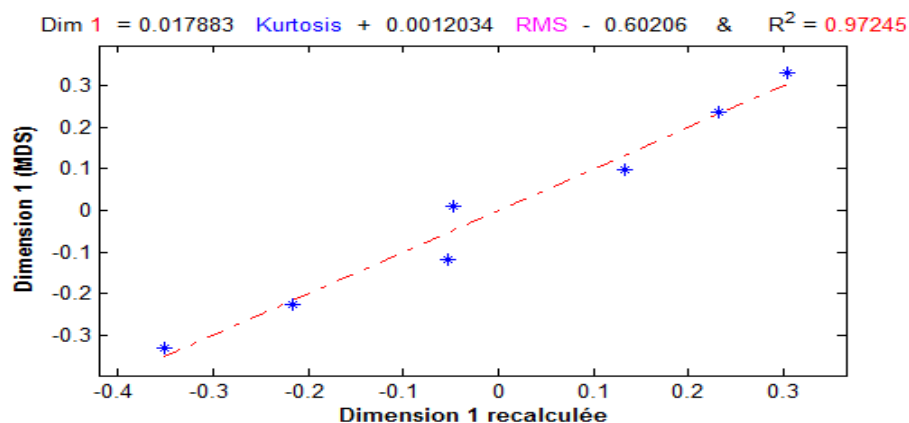
$\text{DIM1} = 0.015 \text{ kurtosis} + 0.0011 \text{ RMS} - 0.54$	0.9627
$\text{DIM1} = 9.68\text{e-}05 \text{ CC} - 0.00019 \text{ CGS} + 0.096$	0.9576
$\text{DIM1} = -0.027 \text{ FC} + 8.65\text{e-}05 \text{ CC} - 0.3$	0.9547
$\text{DIM1} = 0.015 \text{ FC} + 0.0011 \text{ RMS} - 0.55$	0.9435
$\text{DIM1} = 0.001 \text{ RMS} + 6.94\text{e-}05 \text{ CGS} - 0.67$	0.9415

b) Acoustique

D'après le tableau IV.6, la meilleure corrélation a été obtenue entre la première dimension et la combinaison d'indicateurs Kurtosis et RMS, avec un facteur de corrélation de 96 % et 97 % (cf. Figure IV.20) pour les signaux acoustiques et vibratoires, respectivement.



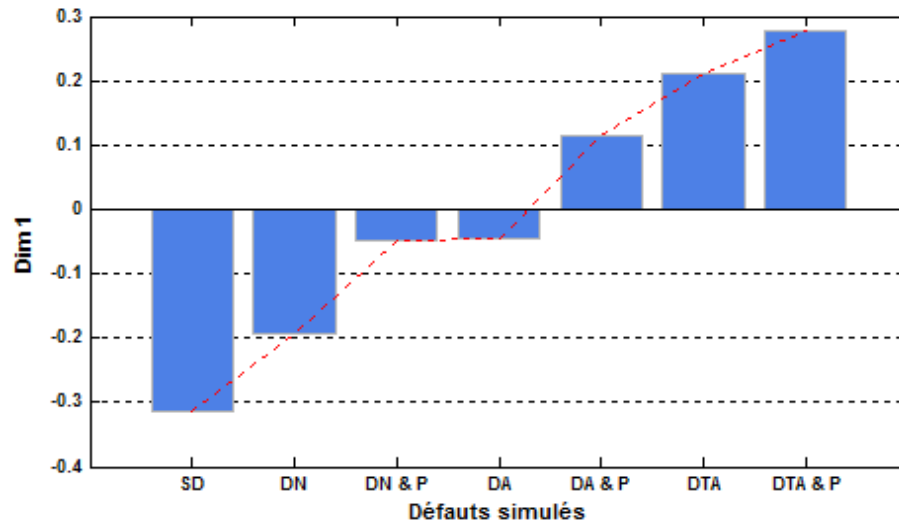
a) Acoustique



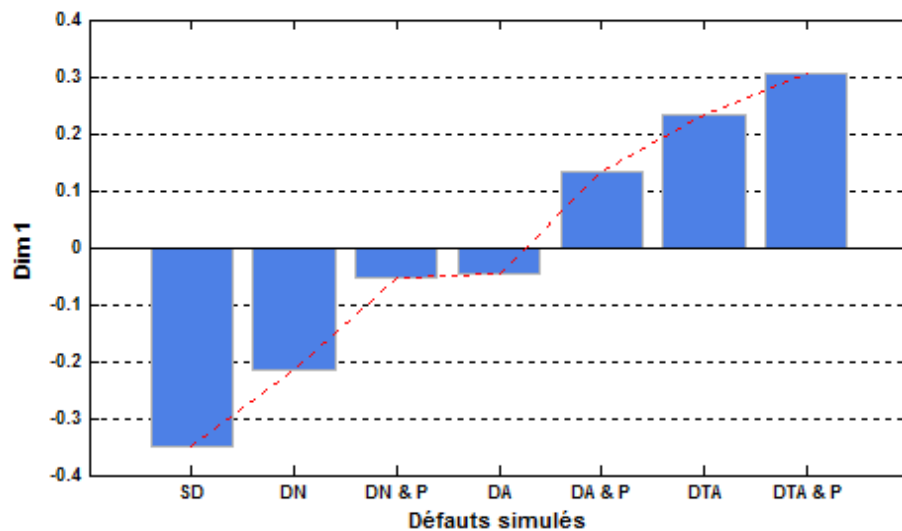
b) Vibratoire

Figure IV.20 Corrélation entre dimension 1 et celle recalculée en fonction de RMS & Kurtosis

Pour vérifier l'efficacité des nouvelles combinaisons d'indicateurs par rapport aux indicateurs classiques, à propos de la détection des défauts de roulements, Nous les avons tracées en fonction des défauts simulés.



a) Acoustique



b) Vibratoire

Figure IV.21 Evolution de dimension recalculée en fonction des défauts simulés

D'après les histogrammes de l'évolution des nouvelles combinaisons d'indicateurs obtenues à travers l'étude perceptive en fonction de défauts simulés, illustrés dans la figure IV.21, une bonne corrélation a été constatée entre ces dernières et l'évolution de l'aggravation des défauts simulés,

pour les sons acoustiques et vibratoires. Donc, elles sont plus efficaces que les indicateurs classiques isolés pour la surveillance vibratoire de l'état des roulements.

IV.4 Validation de l'étude perceptive

Afin de vérifier l'efficacité et la fiabilité des nouvelles combinaisons d'indicateurs élaborées via l'étude perceptive, en corrélant la dimension 1 avec les indicateurs vibratoires classiques, une étude de validation a été réalisée sur un autre banc d'essai, en utilisant d'autres défauts de roulements..

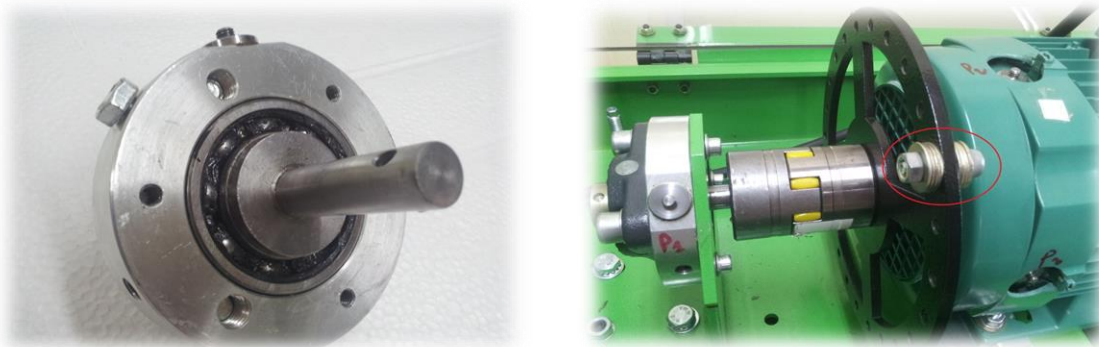
IV.4.1 Banc expérimental de LMA

La validation de l'étude perceptive a été réalisée sur le banc expérimental didactique (cf. Figure IV.22) du Laboratoire Mécanique Avancée (LMA) de de l'Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene (USTHB). Ce banc permet de simuler les défauts de roulements, de balourds et les défauts d'alignement.



Figure IV.22 Banc expérimental de LMA

Deux types de défauts ont été simulés sur le banc expérimental de LMA à l'aide des dispositifs illustrés dans la figure IV.23, trois (3) défauts de roulements avec différents degrés de gravité et un défaut de balourd.



Roulement

Balourd

Figure IV.23 Dispositifs de simulation des défauts

IV.4.2 Cas de défauts traités (protocole expérimental)

La méthodologie suivie pour accomplir l'étude de validation est la même que celle appliquée pour réaliser l'étude perceptive, sept (7) cas de défauts ont été traités, y compris des défauts de roulements et des défauts combinés avec un défaut de balourds. Le tableau IV.7 représente les cas traités.

Tableau IV.7 Cas de défauts traités

SD	Sans défauts
DN	Défaut naissant de roulement
DN & B	Défaut naissant de roulement & Balourd
DA	Défaut aggravé de roulement
DA & B	Défaut aggravé de roulement & Balourd
DTA	Défaut très aggravé de roulement
DTA & B	Défaut très aggravé de roulement & Balourd

IV.4.3 Évolution des indicateurs vibratoires

D'après l'évolution des deux indicateurs scalaires (cf. Figure IV.24) utilisés pour définir les nouvelles combinaisons d'indicateurs, le kurtosis et RMS, ils ne permettent pas de suivre la dégradation des roulements, depuis l'apparition des défauts jusqu'à leur aggravation, ainsi que dans le cas de présence d'autres défauts, défauts de balourd dans notre cas.

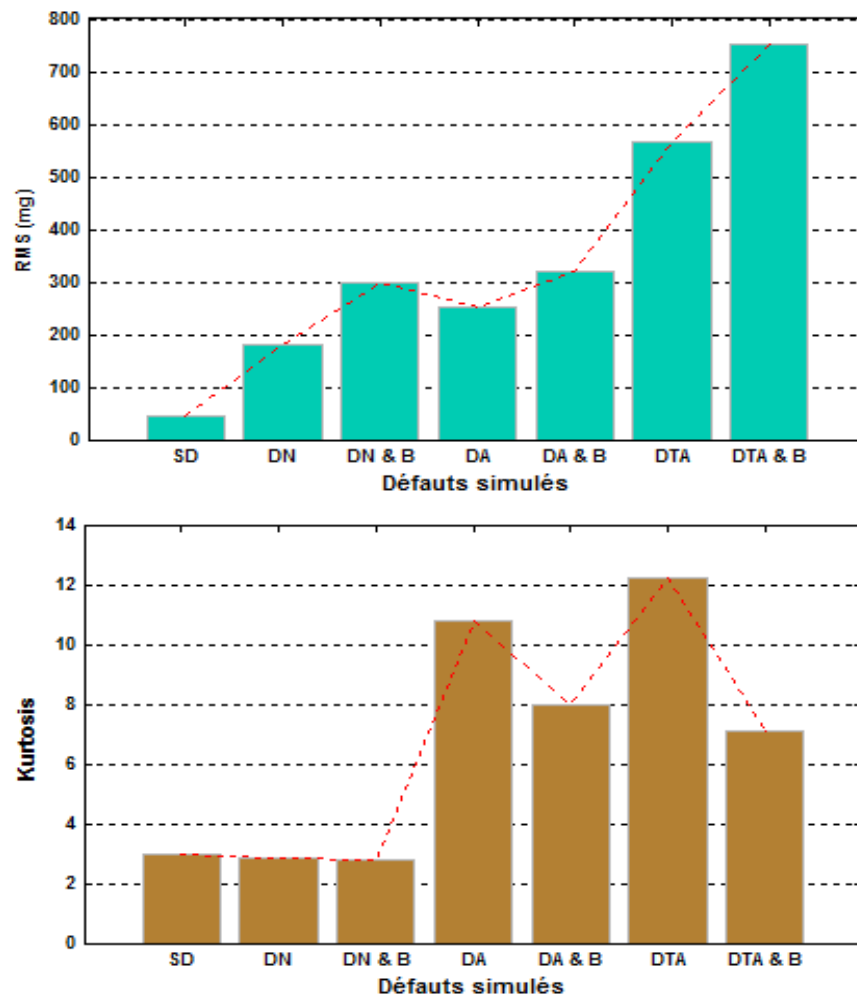
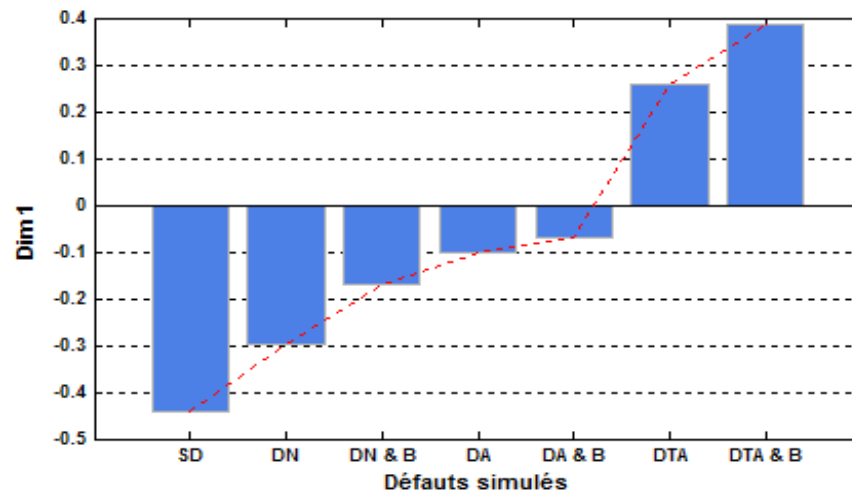


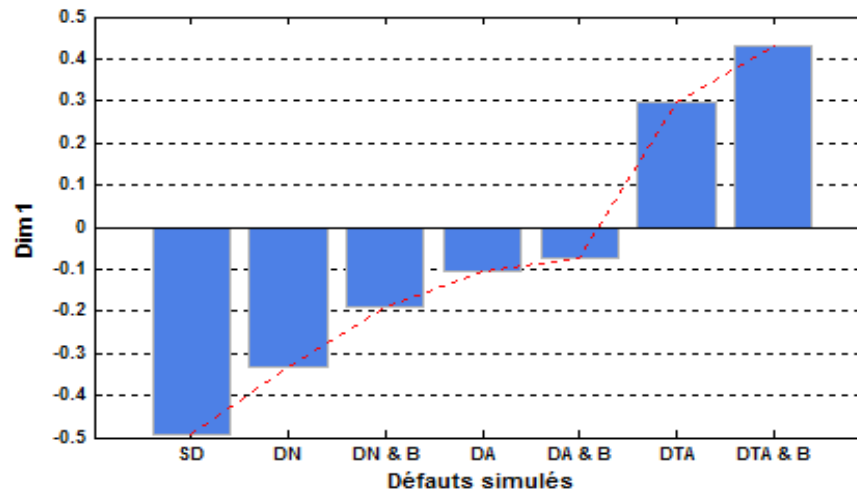
Figure IV.24 Evolution des indicateurs classiques

IV.4.4 Évolution des nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires

La figure IV.25 montre clairement que les nouveaux indicateurs, définis via l'étude perceptive en utilisant les sons acoustiques et vibratoires, sont mieux corrélés avec l'aggravation des défauts simulés que les indicateurs classiques isolés, où ils ont pu détecter les défauts de roulements dès la naissance à l'aggravation et même en présence d'autres défauts.



Acoustique



Vibratoire

Figure IV.25 Evolution des nouvelles combinaisons d'indicateurs en fonction des défauts simulés

Conclusion

L'étude perceptive proposée dans ce travail a permis de définir de nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires plus efficaces et fiables que les indicateurs classiques isolés pour la surveillance des roulements. Cette étude repose sur la recherche d'une corrélation entre les dimensions subjectives représentant correctement l'évolution de l'aggravation des défauts simulés et les indicateurs vibratoires classiques, au moyen de la régression linéaire. Sachant que ces

dimensions sont déterminées à partir du traitement des dissemblances évaluées entre les sons acoustiques et vibratoires des défauts simulés par des auditeurs à l'aide de l'analyse multidimensionnelle MDS. D'autre part, une étude validation effectuée sur un autre banc expérimental a confirmée l'efficacité et la fiabilité de ces combinaisons d'indicateurs.

Conclusion générale

Bien que les outils de diagnostic soient plus efficaces que les indicateurs scalaires de surveillance pour le contrôle de l'état vibratoire des roulements, car ils sont capables à l'aide des techniques avancées de traitement du signal de détecter la présence des problèmes de vibration et d'identifier leurs sources (organes défectueux) en toutes circonstances, leur application en pratique est assez difficile, parce qu'ils nécessitent une maîtrise de leur utilisation et la compréhension approfondie de la cinématique des machines. Par conséquent, la surveillance par indicateurs scalaires reste le moyen approprié pour contrôler l'état des machines, car elle est facile à appliquer par rapport aux outils de diagnostic, sans recourir à des spécialistes en traitement du signal ou vibration. Cependant, elle contient également des inconvénients, notamment, leur incapacité à détecter la dégradation de roulements à des stades avancés de dégradation.

L'étude perceptive proposée dans ce travail vise à améliorer la surveillance vibratoire des roulements par indicateurs scalaires. Elle repose principalement sur l'utilisation du sens auditif des humains comme moyen pour corriger le comportement gaussien des indicateurs vibratoires face à l'évolution de la dégradation des roulements, en particulier dans le cas des défauts aggravés. Cette étude consiste à rechercher une corrélation entre la perception sonore des auditeurs et l'analyse vibratoire classique, dans l'objectif d'élaborer des nouveaux indicateurs vibratoires pour la surveillance des roulements.

Pour réaliser ce travail, un banc expérimental a été conçu et réalisé afin d'être utilisé comme support pour les diverses mesures vibratoires et enregistrements sonores des bruits provenant des défauts simulés (roulements et engrenages). La première phase de cette étude comprenait le calcul des indicateurs scalaires à partir des signaux vibratoires acquis des défauts simulés, ainsi que la réalisation des tests de perception par des auditeurs, qui permettent d'évaluer la dissemblance entre les sons des défauts simulés, en utilisant deux types de sons : les enregistrements sonores des bruits engendrés par les défauts et les sons issus de la conversion des signaux vibratoire en des signaux auditifs. D'autre part, la deuxième phase consistait à traiter les résultats obtenus via ces tests à l'aide de l'analyse multidimensionnelle MDS, afin de déterminer les dimensions subjectives, qui permettent de tracer les sons (bruits) dans des espaces perceptifs. En fonction de la répartition des sons dans ces espaces, les dimensions subjectives représentant correctement l'évolution de l'aggravation des défauts simulés ont été identifiées. Sachant que ces dimensions représentent les

indicateurs recherchés pour améliorer la surveillance des roulements. La phase finale de l'étude perceptive a consisté à exprimer ces dimensions en fonction des indicateurs vibratoires objectifs à l'aide de la régression linéaire.

L'étude perceptive proposée dans ce travail nous a permis de définir des nouvelles combinaisons d'indicateurs vibratoires plus efficaces et fiables que les indicateurs classiques isolés pour la surveillance de l'état vibratoire de roulements. L'évaluation des dissemblances par des auditeurs entre les sons était légèrement plus facile pour les sons résultants de la conversion des signaux vibratoires que les bruits acoustiques, en raison de la liaison directe de l'accéléromètre avec le banc expérimental, mais, en termes de sensibilité, les indicateurs déterminés via les bruits sont plus sensibles que ceux identifiés par les signaux vibratoires. La validation de l'étude perceptive a été réalisée sur un autre banc d'essai, en utilisant d'autres défauts de roulements.

Comme perspectives, les nouvelles combinaisons d'indicateurs obtenus par l'étude perceptive proposée seront testées sur plus de machines réelles afin de vérifier leur efficacité et leur crédibilité en toutes circonstances. Cette étude sera ensuite généralisée pour créer de nouveaux indicateurs vibratoires permettant d'améliorer la surveillance vibratoire d'autres organes tournants, à savoir les engrenages. L'indicateur corrigé sera certainement amélioré en introduisant d'autres défauts de roulement tels que : défaut de bague interne, défaut de billes ou rouleaux et de cage.

Bibliographie

Bibliographie

- [01] M. Merzoug, A. Miloudi. Amélioration de la sensibilité du Kurtosis en utilisant le débruitage par ondelettes. 22ème Congrès Français de Mécanique Lyon, 24 au 28 Août 2015.
- [02] J.P. Dron & F. Bolaers. Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction: Application to the detection of defects in ball bearings. *Journal of Sound and Vibration* 270(1) :61-73 · February 2004.
- [03] X. Chimentin. Localisation et quantification des sources vibratoires dans le cadre d'une maintenance Préventive conditionnelle en vue de fiabiliser le diagnostic et le suivi de L'endommagement des composants mécaniques tournants : application aux Roulements à billes, Thèse de doctorat, université de Reims Champagne-Ardenne. 25 octobre 2007.
- [04] B. Bouzouane. Diagnostic des défauts de machines tournantes : "reconnaissance des formes par réseaux de neurones, thèse de doctorat, USTHB. 15 septembre 2013.
- [05] E. Parizet, Perception acoustique et qualité sonore, *Techniques de l'ingénieur, Acoustique des salles et de l'environnement*, réf. article : R6140 (2006).
- [06] E. Parizet, E. Guyader, V. Nosulenko, Analysis of car door closing sound quality, *Applied Acoustics* 69 (2008) 12–22.
- [07] E. GUIBERT, étude vibroacoustique et perceptive du bruit rayonné à l'intérieur d'une voiture de train à grande vitesse, thèse de doctorat, Université de Provence (Aix-Marseille I). 4 décembre 2008.
- [08] M. Kanzari & N. Hamzaoui, Diagnostic vibro-acoustique des défauts d'engrenage : Analyse d'une démarche de perception sonore. *Mémoire Master II, INSA de Lyon*, 2009.
- [09] R. Younes, N. Ouelaa, N. Hamzaoui, & A. Djebala, Experimental study of real gear transmission defects using sound perception. *Applied Acoustics* 99 (2015) 60–67.
- [10] R. Younes, N. Ouelaa, N. Hamzaoui, & A. Djebala, Experimental study of real gear transmission defects using sound perception, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, February 2015, Volume 76, Issue 5–8, pp 927–940.
- [11] S. Benissaad. Cours de Maintenance industrielle TEC 336. Université Mentouri-Constantine, 2007-2008.

Bibliographie

- [12] F. Landolsi. Techniques de surveillance, Support de cours. Institut Supérieur des Etudes Technologiques de Nabeul.
- [13] S. DIOUF. Contribution au diagnostic industriel de défauts de roulement et de balourd par techniques neuronales : application à la machine asynchrone à cage. Thèse Doctorat, Université Paris-Est Créteil Val de Marne (UPEC), 2007.
- [14] O. DJEBILI. Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement. Thèse Doctorat, GRESPI-UCA. 2013.
- [15] E. Bechhoefer. Envelope bearing analysis: theory and practice. Aerospace conference, 2005 IEEE.
- [16] A. Boulenger & C. Pachaud. Aide-mémoire Surveillance des machines par analyse des vibrations. Paris, Dunod, 2009.
- [17] M. Moret, Roulements et butées à billes et à rouleaux, Techniques de l'Ingénieur, réf. B5 370, Mai 1990
- [18] A. LEMAN. Diagnostic et évaluation automatique de la qualité vocale à partir d'indicateurs hybride (Modèle DESQHI). Ph.D. Thesis. France: INSA of Lyon; 2011.
- [19] J. D. Carroll, J.J. Chang, Analysis of individual differences in multidimensional scaling via an N-way generalization of "Eckert-Young" decomposition. Psychometrika, 1970, 35, 283-319.
- [20] Torgeson W.S., Theory and Methods of Scaling, Wiley, 460 p., Oxford, England, (1958).
- [21] P. Théo. Support de cours d'Algèbre linéaire numérique, ENS Rennes.
- [22] F. Wickelmaier. An Introduction to MDS. Sound Quality Research Unit, Aalborg University, Denmark. May 4, 2003.
- [23] M. Wish, J. D. Carroll, Multidimensional scaling and its applications. In P. R. Krishnaiah and L. N. Kanal, editors, Handbook of Statistics, volume 2, pages 317–345. North-Holland, 1982.
- [24] Y. Noël. Psychologie statistique avec R, EDP Sciences - Collection : Pratique R - février 2015.
- [25] S. Geffray. Corrélation linéaire et régression linéaire simple. Support de cours, université de Nantes, 2008-2009.