

Université 8 mai 1945 Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Présenté par

GHERDAOUI HAMZA

Pour l'obtention du diplôme de Master

Option :Maintenance Industrielle

=====

***Surveillance des machines tournantes par des mesures
vibratoires en se basant sur l'analyse spectrale et la
perception sonores***

=====

Sous la Direction de

Pr. OUELAA N

Année universitaire : 2014/2015

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier Dieu clément et le miséricordieux de m'avoir donné la force et le courage de mener à bien ce modeste travail.

*J'exprime ma profonde reconnaissance et ma parfaite gratitude à
mon encadreur
pr: Ouelaa Nouredine*

*Qui nos a témoigné de sa confiance et de son aide scientifique et
par son expérience et sa compétence.*

*Nous adressons de chaleureux remerciements à tous les
enseignants et les travailleurs d'université de 8 mai 1945
'Guelma', pour les moyens qui ont été mis à notre disposition
durant toute la durée de la formation.*

*Je tiens à remercier particulièrement à tous les membres du
Département et de Génie Mécanique
Pour leurs soutiens et leurs aides, et n'oublions pas les membres
du laboratoire LMS notamment : Y. Ramdan pour nous avoir
aidé et prêté leur attention et leur disponibilité.*

*Nous remercions aussi tous nos amis pour leurs aides, leurs
patiences, leurs compréhensions et leurs encouragements,
n'oublions pas les ingénieurs de Sonatrach Skikda. RANIK.*

Hamza...

Dédicace

Je tiens à dédier cet humble travail à :

À la mémoire de mon père, (رحمه الله)

À ma chère mère

À tous mes proches de la famille Ghuerdaoui, et plus

particulièrement, mes sœurs et mon frère tout à son nom et sans

*Toute ma famille surtout mon oncle brahime et mes petits hkalis, taki, soujoud,
sojayn et mayar.*

À mes amis en particulier: Zaki, Houssine, Didin, Youssef, Rahim,

Oussama et houssein (sadam).

Toute la promotion 2015 Et ceux qui sont proches de mon cœur.

À vous tous je dédie ce modeste travail.

Hamza.....

Table des matières	
Listes de figures	
Introduction générale	

Chapitre I

Recherche bibliographique

I.1-Introduction	
I.2.Méthode de Tests Perceptifs	01
I.2.1. Estimation de Grandeur	01
I.2.2.Evaluation Absolue	02
I.2.3.Evaluation Comparée	02
I.2.4.Mesure De Similarités	02
I.2.5. Catégorisation	03
I.2.6. Comparaison Par Paires	03
I.3.Corrélation Vibro-Acoustique	04
I.4.Les etapes de la perception sonore	04
I.4.1. Mise en oeuvre des tests	04
I.4.2. Interfaces et sujets des tests	04
I.4.3.Traitement des resultats	06
I.4.3.1.Analyse multidimensionnelle de proximites (MDS).....	06
I.4.3.2.Modele de representation	07
I.4.3.2.1.Determination du nombre des dimensions	07
I.4.3.2.2.Le facteur de stress	07
I.4.3.2.3.La courbe de stress	08
I.4.3.2.5. L'espace de proximité	10
Synthèse de quelques travaux dans le domaine.....	10

ChapitreII

Identification des Défauts mixtes par Analyse spectrale

II.1.Introduction	18
II.2.Présentation du banc d'essais	18
II.3. Matériel d'acquisition des mesures	19
II.4. Matériel de simulation de défauts	20
II Plan expérimental	21
II.6.Calcul cinématique.....	22
II.7.Diagnostic vibratoire des défauts.....	24

II.8.Calcul des indicateurs scalaires.....	30
II.9.Conclusion.....	33
Chapitre III.....	11
III.1 introduction.....	34
III.2 Le banc d'essai d'engrenage CETIM.....	34
III.3.Le rapport d'expertise	36
III.4.Présentation des signaux CETIM.....	37
III.5.Calcul des indicateurs scalaires.....	38
III.6. Analyse vibratoire du banc d'essai CETIM.....	41
III.7.Application de la perception sonore pour la détection des défauts.....	43
III.7.1.Mise en oeuvre des tests d'ecoutes.....	43
III.7.2.La Matrice de dissemblances.....	43
III.7.3.Analyse multidimensionnelle de proximites (MDS).....	44
III.7.4.Determination du nombre des dimensions.....	44
III.7.4.1.Le facteur de stress.....	44
III.8.Analyse des resultats.....	45
III.8.1.Diagramme de dispersion entre les similarités mesurées et reconstruites.....	45
III.8.2. Espace de proximité des sons.....	46
III.8.3. Mise en relation des resultats des etudes vibratoire et acoustique.....	48
III.8.4.Correlation vibro-acoustique.....	48
III.8.4.1.Diagrammes de dispersion entre les dimensions et l'indicateur vibratoire.....	49
III.8.5. l'évolution de Dim1 en fonction du défaut.....	52
III.9.Conclusion.....	53
Conclusion générale	54
Référence bibliographique.....	57
Résumé	

Listes de figures

Chapitre I

Figure. I.1.Interface de la phase d'apprentissage [2].....	05
Figure. I.2. Interface de test de comparaisons par paire [2].....	06
Figure. I.3. mesure Le facteur de stress [2].....	09
Figure..4. L'espace perceptuel [2].....	10

ChapitreII

Figure II.1: Banc d'essais expérimental.....	19
Figure II. 2: Photo du Pulse type Brüel & Kjær «3610-A-042» et les trois accéléromètres type «4513-B-001»	20
Figure II.3 : La meule et les outils de création des défauts « SOGIMO®MINI GRINDER 100 PCS ».....	21
Figure II.4: Le Défaut crée sur tout le largeur de la dent.....	21
Figure II.5: Schéma cinématique du banc.....	23
Figure II.6:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Sans Défau.....	25
Figure II. 8:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Grand Défaut Pignon G2 Palier 2.....	26
Figure II. 9:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Grand Défaut Pignon G2 + petit Défaut Roulement Palier2.....	27
Figure II. 10:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Moyen Défaut PignonG2 + Grand Défaut Roulement Palier 2.....	27
Figure II. 11:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Grand Défaut Pignon G2 + Moyen Défaut Roulement Palier2.....	28
Figure II. 12:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Grand Défaut Pignon G2 + petit Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement Palier 2.....	28
Figure II.13 : zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Grand Défaut Pignon G2 + Moyen Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement Palier2.....	29

Figure II. 14:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Grand Défaut Pignon G2 + Grand Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement Palier2.....	29
Figure II.15 : évolution des indicateurs scalaires en fonction des défauts.....	33

Chapitre III

Figure III.1. Banc de CETIM.....	35
Figure III.2. Signaux temporels du train d'engrenage.....	38
Figure III.3: Evolution des indicateurs scalaires en fonction des défauts.....	41
Figure III.4. Les spectres pour les 08 jours sélectionnés.....	42
Figure III.5: Evolution du facteur de stress en fonction des du nombre de dimensions.....	45
Figure III.6. Diagramme de dispersion entre les similarités mesurées et reconstruites.....	46
Figure III.7: Espace de proximité des sons (acoustiques).....	47
Figure III.8: Projection des positions des sons (acoustiques) selon les axes de l'espace perceptifs.....	48
Figure III.9: Diagramme de dispersion entre la première dimension et l'indicateur vibratoire.....	50
Figure III.10: Diagramme de dispersion entre la première dimension et l'indicateur vibratoire.....	51
Figure III.1 Diagramme de dispersion entre la première dimension et l'indicateur vibratoire.....	52
Figure III.13: Evolution de Dim1 en fonction des 8 sons.....	53

Introduction générale

Pour des raisons économiques et technologiques, la fonction maintenance fait l'objet d'un intérêt croissant de la part des entreprises et connaît, depuis quelques années, une croissance importante. Elle joue aujourd'hui un rôle important dans l'amélioration industrielle.

L'efficacité de la maintenance repose en grande partie sur la compétence des hommes qui la composent. Leur travail doit être centré sur l'analyse et la résolution de problèmes et pas uniquement sur les interventions papiers. Pour ce faire il est nécessaire d'enregistrer les connaissances techniques de différentes méthodes, qui évoluent de façon à pouvoir optimiser les interventions maintenance.

La surveillance des machines gagne beaucoup d'importance dans l'industrie en raison de la nécessité d'augmenter la fiabilité des machines et de diminuer la perte de production possible due aux pannes engendrées par les différents défauts.

L'utilisation des signaux vibratoires et d'émission acoustique, est tout à fait commune dans le domaine de la surveillance conditionnelle des machines tournantes. La comparaison des signaux d'une machine fonctionnant en conditions normales et défectueuses, permet de détecter les défauts comme le déséquilibre de masse, bande de frottement de rotor, déviation d'alignement d'axe...

Cependant, beaucoup de techniques disponibles exigent actuellement de beaucoup d'expertise pour les appliquer avec succès; on exige de nouvelles techniques qui permettent aux opérateurs relativement non qualifiés de prendre des décisions fiables sans connaître le mécanisme du système et analyser les données. De nouvelles techniques sont exigées

pour surveiller un système mécanique. Donc, la fiabilité doit être le critère le plus important de l'opération.

Afin d'exploiter les connaissances des hommes de terrain (ce qu'on appelle le retour d'expérience) par l'utilisation de leurs investigations basées sur la perception sonore des phénomènes qui se produisent dans les machines tournantes, on propose dans cette étude d'établir des modèles mathématiques basés à la fois sur la perception sonore et les indicateurs scalaires calculer sur la base des mesures de signaux vibratoires ou acoustiques.

Recherche bibliographique

1.1-Introduction :

Dans le domaine de la maintenance conditionnelle de nombreux travaux de recherche ont été réalisés dont le but est de détecter les défauts dans les machines tournantes en générales. Ces travaux permettent de développer les principaux outils de traitements et de mesure adaptés pour le suivi du comportement des machines tournantes.

On va présenter dans cette partie une de quelques travaux de recherche montrant les différentes méthodes utilisées pour le diagnostic des défauts sur les machines tournantes.

1.2.Méthodes de tests Perceptifs :

Les tests perceptifs permettent d'évaluer l'accessibilité du son d'un prototype, de comparer celui-ci à des modèles concurrents ou, de façon générale, identifier les dimensions sonores (c'est-à-dire les aspects du timbre) intervenant dans la perception du bruit produit par un type d'objet particulier. Plusieurs méthodes sont disponibles, chacune se caractérise par une méthodologie de mise en œuvre et chacune donne des résultats bien spécifiques tel que :

1.2.1. Estimation de grandeur :

Cette méthode a été très largement utilisée pour l'estimation du niveau de bruits. Son principe est de demander directement à l'auditeur d'attribuer une valeur proportionnelle à sa sensation. Il est possible de présenter à l'auditeur un stimulus de référence auquel une valeur de référence imposée est attribuée. On obtient ainsi une échelle de rapport de sensation. Cette méthode est rarement utilisée pour des sons réels.

1.2.2. Evaluation absolue :

L'auditeur doit évaluer un caractère sonore ; cela peut s'effectuer à l'aide des réponses à des questions bien ciblés, par exemple « le son est-il agréable ? ». La réponse de l'auditeur peut être donnée sur une échelle continue sur laquelle ne figurent que les labels extrêmes, ou sur une échelle discrète ou continue présentant différents niveaux intermédiaires.

Pour chaque bruit, les évaluations des différents auditeurs sont transformées en nombres et constituent des tirages d'une variable aléatoire dont on peut calculer un estimateur de la valeur moyenne et de l'incertitude de celui-ci. Des méthodes d'analyse de variance permettent alors d'apprécier la signification des différences entre les valeurs moyennes de chaque son.

1.2.3. Evaluation comparée :

Cette méthode combine à la fois les principes de la méthode d'évaluation et de comparaison, l'éditeur doit entendre les sons, autant de fois qu'il souhaite avant de donner une réponse.

Cette méthode est plus rapide que la comparaison par paire, et plus précise que l'évaluation absolue. Cependant, les résultats de cette dernière peuvent correspondre à un ordonnancement des sons plutôt qu'une comparaison.

1.2.4. Mesure de similarités :

L'analyse multidimensionnelle de proximité, appelé aussi mesure de similarités, vise à représenter des dissemblances (similarités) estimées entre stimuli par des distances entre ces mêmes stimuli symbolisés par des points dans un espace multidimensionnel: ces points seront d'autant plus éloignés au sein de l'espace que les stimuli correspondants auront été estimés plus dissemblables. Cet espace permet d'explorer le nombre et la nature des dimensions sous-jacentes aux estimations de dissemblances.

1.2.5. Catégorisation :

Le principe consiste à demander à l'auditeur de regrouper les sons en catégories dont les éléments lui semblent similaires selon le caractère faisant l'objet du test, si deux sons sont classés dans une même catégorie, on les attribue un 1, s'ils n'ont jamais été classés ensemble on les attribue un 0, ainsi on peut former une matrice qu'on appelle « pseudo distances » qui permet de déterminer des groupes de bruits ayant le même caractère. Le grand intérêt de cette méthode est qu'il nous donne la possibilité de sélectionner quelques sons représentant au mieux l'ensemble des stimuli sur les quelles on peut mener des études plus précises.

1.2.6. Comparaison par paires :

La méthode la plus directe, pour obtenir les jugements de dissemblances, est de réaliser un test de comparaison par paires. Les enregistrements sont présentés par paires à l'auditeur, qui doit évaluer directement la dissemblance entre les deux enregistrements. Il est à noter que huit enregistrements correspondent à 28 paires aux quels nous ajoutons 4 paires, dans lesquels le stimulus sera comparé à lui-même, donc on tout nous aurons 32 paires à tester. L'ordre de présentation des paires de stimuli est tiré aléatoirement, suivant la série de Ross. L'auditeur quantifie la différence entre les sons de chaque paire, une valeur de dissemblance est assignée de façon linéaire, si bien qu'une matrice de dissemblances triangulaire contenant les jugements de toutes les paires est obtenue en fin de test. La matrice de dissemblances finale est obtenue en prenant la moyenne arithmétique de l'ensemble des matrices de dissemblances fournies par les auditeurs, Une analyse multidimensionnelle doit être établie dans la suite qui permet de représenter un ensemble de proximités entre des items par des points dans un espace euclidien. Le principe de cette analyse est de faire correspondre aux dissimilarités mesurées entre des stimuli des distances entre des points représentant ces stimuli dans un espace euclidien.

1.3. Corrélation Vibro-Acoustique :

Le but est d'identifier les indicateurs capables de différencier les défauts de la même manière que les auditeurs lors des tests d'écoutes. Une méthode de mesure pertinente vis-à-vis de notre perception de la reproduction sonore constituerait un outil en vue d'une évaluation objective des défauts qui peuvent parvenir sur les machines tournantes.

Pour estimer des similarités perceptives objectives, un test d'écoute, sera fait puis une analyse multidimensionnelle sera effectuée sur les évaluations perceptives effectuées par les auditeurs.

1.4. Les étapes de la perception sonore :

L'objectif principale de ce test consiste à déterminer les indicateurs vibratoires les mieux corrélés avec la perception des auditeurs.

1.4.1. Mise en œuvre des tests :

Les tests acoustiques sur les sons se sont réalisés de telle manière d'offrir la possibilité d'écoute individuelle au casque ou sur hauts parleurs les différents sons et permet de juger les sons à partir d'une interface programmée en « Matlab »

1.4.2. Interfaces et sujets des tests :

L'interface de ces tests est réalisée sous MATLAB, ils contiennent deux phases : la première est appelée phase d'apprentissage dans laquelle les sons sont soumis à l'écoute des auditeurs, les sujets peuvent ainsi se familiariser aux sons du test en cours, la seconde est une phase de comparaison par paires sur la dissemblance.

Test de perception acoustique

Phase d'apprentissage

Dans un premier temps, il vous est proposé de vous familiariser avec les 8 sons auxquels vous serez confrontés lors de ce test.



Vous pouvez écouter l'ensemble des sons plusieurs fois, passez ensuite au test

Figure. I.1. Interface de la phase d'apprentissage [2]

La méthode la plus directe, pour obtenir les jugements de dissemblances, est de réaliser un test de comparaison par paires. Les enregistrements sont présentés par paires à l'auditeur, qui doit évaluer directement la dissemblance entre les deux enregistrements de chaque paire. L'ordre de présentation des paires de stimuli est tiré aléatoirement, suivant la série de Ross. L'auditeur quantifie la différence qu'il perçoit, entre les sons de chaque paire, en déplaçant un curseur sur une ligne dont les extrémités s'intitulent "identiques" et "très différents". A chacun des points de cette ligne, une valeur de dissemblance est assignée de façon linéaire, si bien qu'une matrice de dissemblances triangulaire contenant les jugements de toutes les paires est obtenue en fin de test.

Couple de son n°1/32

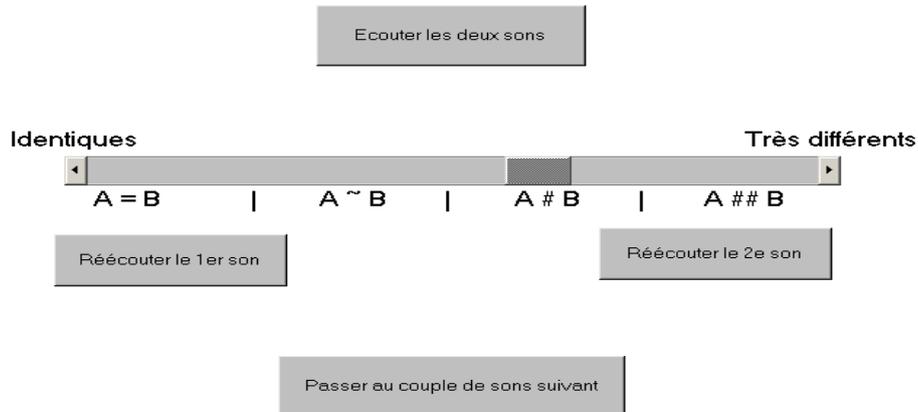


Figure. I.2. Interface de test de comparaisons par paires [2]

1.4.3.Traitement des résultats :

Les jugements des auditeurs sont classés dans une matrice de dissemblances qui contient tous les jugements de dissemblances. Une analyse multidimensionnelle doit être établie dans la suite.

1.4.3.1.Analyse multidimensionnelle de proximités (MDS) :

L'analyse multidimensionnelle de proximités (MultiDimensionalScaling) est une technique qui permet de représenter un ensemble de proximités entre des items par des points dans un espace euclidien. Dans le cas qui nous intéresse, les items sont des sons, et la proximité entre les sons est évaluée à l'aide des jugements de dissemblances. Le principe de cette analyse est de faire correspondre aux dissimilarités mesurées entre des stimuli des distances entre des points représentant ces stimuli dans un espace euclidien. Les dimensions de cet espace sont continues, c'est-à-dire tous les stimuli peuvent être classés selon ces dimensions.

I.4.3.2. Modèle de représentation :

Les auditeurs n'attribuent pas les mêmes poids aux dimensions perceptives lors du test d'écoute. Cette variabilité interindividuelle est prise en compte par l'analyse multidimensionnelle des proximités pondérée INDSCAL (INDividual Differences SCALing) qui consiste à appliquer un poids sur chaque dimension en fonction du sujet. Dans notre étude, nous avons opté pour une MDS métrique INDSCAL qui tient compte de la variabilité intra et interindividuelle inhérente à tout test subjectif.

I.4.3.2.1. Détermination du nombre des dimensions :

On désire construire dans un espace, de faibles dimensions N , une distribution de points rendant compte des dissimilarités.

A chaque son S_i on associe un point X_i de l'espace de modélisation, les distances entre ces points sont des distances euclidiennes $d_{ij,k}$ qui sont calculés directement à partir des coordonnées des X_i , tel que :

$$d_{ij,k} = \left[\sum_{r=1}^R W_{kr} (X_{ir} - X_{jr})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Avec $d_{ij,k}$: la distance entre deux sons i et j selon le sujet k ,

x_{ir} et x_{jr} : les coordonnées des sons sur la dimension r de l'espace perceptif.

I.4.3.2.2. Le facteur de stress :

Un facteur de stress permet de mesurer la qualité du placement de ces points vis-à-vis des dissimilarités :

$$\text{Stress} = \frac{\sqrt{\sum_{(i,j) \in \Omega} (\delta_{ij,k} - d_{ij,k})^2}}{\sqrt{\sum_{(i,j) \in \Omega} d_{ij,k}^2}}$$

$\delta_{ij,k}$: Les mesures de dissimilarités

$d_{ij,k}$: Les distances cibles, elles servent à faire le lien entre les distances d_{ij} et $\delta_{ij,k}$

Ce facteur présente l'un des critères qui peuvent nous aider pour faire le choix du nombre de dimensions N. Dans un premier temps, on va comparer les valeurs minimales de stress obtenues pour différents nombre de dimensions. Le but n'est pas de réduire le stress à zéro. Les données de dissemblances sont bruitées, et il s'agit de décrire les véritables dissemblances, pas le bruit de mesure. Le stress sera d'autant plus élevé que le bruit de mesure sera important. Plutôt que de considérer les valeurs du stress, il est préférable de s'intéresser à l'évolution du stress en fonction du nombre de dimensions de l'espace. Borg et Groenen[1] conseillent de tracer l'évolution du stress en fonction du nombre de dimensions, afin de repérer un "coude" sur cette courbe. Ce coude indique que l'ajout de dimensions supplémentaires semble superflu. Dans le mémoire de master de meryam [2], les courbes de stress obtenues lors de ses tests montrent l'apparition des coudes entre deux et trois dimensions, la solution à deux dimensions a été retenue.

1.4.3.2.3. La courbe de stress :

Les méthodes de graduation multidimensionnelle présentées dans cette section sont employées quand l'expérimentateur n'a aucune idée du nombre de dimensions à considérer comme représenter l'espace perceptuel. Dans ce cas-ci le nombre de dimensions est choisi en analysant l'erreur commise par la valeur donnée de l'effort. Dans la pratique, le nombre optimum de dimensions est déterminé quand s'ajouter d'une dimension fournit peu d'information supplémentaire pour la reconstruction de la matrice de distance. La courbe d'effort sur la figure 3, montre l'apparition d'un coude bidimensionnel

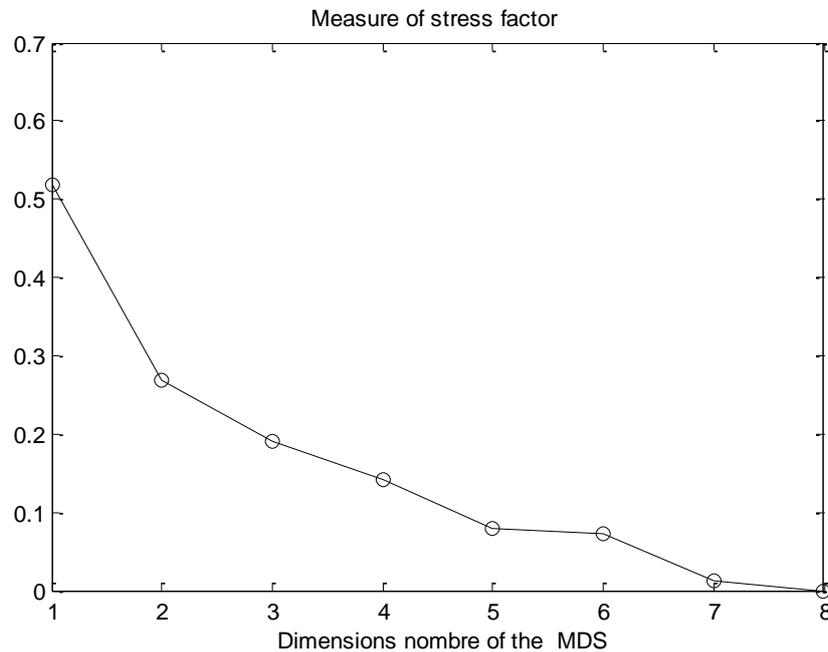


Figure. 1.3. mesure Le facteur de stress [2]

1.4.3.2.4. Calcul des dissimilitudes entre les sujets coefficient de corrélation :

Les différences entre les sujets sont calculées à partir de leurs réactions sur différents stimulus de paires. La mesure adoptée de dissimilitude dépend de la nature de réaction.

La dissimilitude entre les deux sujets k et l est définie comme suit:

$$d_1(k, l) = 1 - r(k, l)$$

Là où $r(k, l)$ est le coefficient de corrélation linéaire de Bravais-Pearson-Pearson entre les notes de la dissimilitude prononcées par le sujet k et ceux prononcées par le sujet l .

I.4.3.2.5. L'espace de proximité :

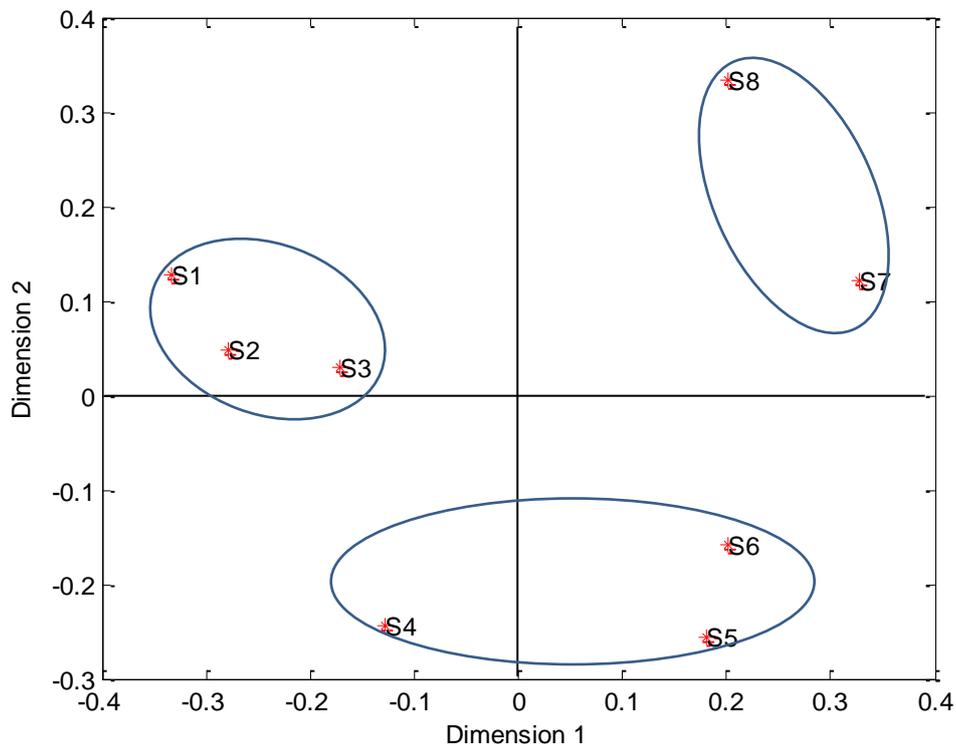


Fig.4. L'espace perceptuel [2]

Synthèse de quelques travaux dans le domaine

Dans le mémoire de master de M. Kanzari Trabelsi [2]. (2009), elle présente une étude sur l'application de la méthode de perceptions sonores sur des sons mesurés pour des d'engrenages défectueux.

Deux tests d'écoute ont été effectués. Le test 1 faisait intervenir les enregistrements effectués à travers des microphones et le test 2 utilisait ceux des accéléromètres. Au cours de chaque test, les enregistrements de deux modes de reproduction différents n'ont jamais été comparés les uns aux autres. 22 auditeurs ont pris part aux expériences (13 femmes, 9 hommes). L'interface de ces tests est réalisée sous MATLAB.

Le but de son travail est de mettre en relation les indicateurs vibratoires et la perception acoustique, elle cherche une corrélation entre la dispersion des sons et les indicateurs vibratoires scalaires calculés, en l'occurrence la valeur efficace

de l'accélération, de la vitesse, le facteur crête, le facteur crête à crête, le Kurtosis et le centre de gravité spectral. Ainsi les dimensions de cet espace seront une fonction linéaire des différents indicateurs.

Elle effectue une régression linéaire ascendante, ayant pour entrée les indicateurs vibratoires. La dimension retenue sera celle qui présente le meilleur score de similarité ($R^2 > 0.73$).

Elle a montré que le choix d'établir des corrélations entre l'aspect objectives et subjectives a permis de mettre en avant la relation importante qui existe entre d'une part les indicateurs vibratoires et d'autre part les distances entre sons d'engrenage dans l'espace de proximité. Ce sont les indicateurs de la vitesse vibratoire et le centre de gravité spectrale ainsi que la valeur crête à crête qui expliquent le mieux les jugements de préférence pour les sons d'engrenages dans les machines tournantes.

L'objectif du travail de R. Younes et al [3], est l'application de l'approche de la perception sonore pour étudier l'évolution de dégradations réelles sur des engrenages chargés.

L'étude perceptuelle est basée sur la méthode de comparaison par paires et les méthodes MDS pour étudier les bruits générés par les différents niveaux de dégradation des engrenages.

Dans ce travail, les auteurs proposent un nouveau critère de choix des sons qui font l'objet des tests de perception basé sur les valeurs du kurtosis, qui un indicateur très sensible aux chocs. Ils obtiennent des résultats avec un coefficient de corrélation beaucoup plus important que celui obtenu en utilisant la méthode d'écoute pour sélectionner les sons.

M. Pierre-Yohan et al [4], présentent une méthode de test adaptée à l'évaluation perceptive d'un grand nombre de stimuli audio. Cette méthode de comparaison à une référence, adaptée d'un test de perception visuelle, fournit des données de

dissemblances précises et adaptées à une analyse MDS. La simulation a permis de trouver les paramètres et les limites qui ont montré la possibilité d'appliquer cette méthode à de vrais tests d'écoutes. Pour le déroulement des tests, la méthode offre l'avantage de pouvoir sectionner le test en plusieurs sessions afin d'éviter les tests trop longs et les problèmes de fatigue auditive.

L'auditeur doit seulement juger parmi 3 sons celui qui ressemble le plus à un son de référence. Pour valider expérimentalement l'utilisation de cette méthode, deux tests perceptifs sur l'évaluation des enceintes acoustiques ont été menés sur deux panels différents déjà évalués par Lavandier et al. [5], avec deux autres méthodes. La méthode de comparaison à une référence fournit des espaces perceptifs similaires à ceux obtenus avec la méthode de comparaison par paires et proches de ceux obtenus avec la classification libre. Les dimensions retrouvées avec la méthode de comparaison à une référence valident l'utilisation de cette méthode pour l'évaluation de la dissemblance pour des panels de sons plus ou moins importants.

T. Arnaud et al [6], ont étudié la problématique d'ajustement des efforts de calcul vibro-acoustique qui se pose lorsqu'on mène à partir de simulations vibro-acoustiques une étude paramétrique sur un système physique qui prenne en compte les aspects qualitatifs des sons rayonnés. Il est nécessaire de définir les paramètres de simulation de telle manière à réduire ces efforts de calcul, et répondre aux contraintes perceptives. Ils abordent l'ajustement des efforts de calcul dans le cadre de l'évaluation des effets de la variation des paramètres structuraux d'un système plaque-cavité (absorption de la cavité, épaisseur et conditions de serrage de la plaque) sur la perception des sons rayonnés à l'intérieur de la cavité.

En considérant des sons stationnaires, l'ajustement a porté dans un premier temps sur le paramètre de calcul fréquentiel le plus important qui est la fréquence maximale. Dans un deuxième temps, il a procédé à l'ajustement d'un

second paramètre de calcul important qui est le pas fréquentiel, en travaillant à partir des sons réels filtrés passe-bas à 2500 Hz (la fréquence maximale ajustée). La définition du pas fréquentiel lors de simulations vibro-acoustiques influe sur l'enveloppe spectrale des sons synthétisés. Ils procèdent à une modification de l'enveloppe spectrale des sons réels de façon à simuler l'enveloppe de spectres des sons synthétisés qui seraient calculés avec un pas fréquentiel donné. Le processus d'ajustement consiste à déterminer un pas fréquentiel pour lequel les tendances qualitatives issues de l'évaluation auditive du corpus des sons réels modifiés restent analogues à celles issues de l'évaluation auditive des sons réels originaux.

V. Lenaerts [7], ont utilisé plusieurs méthodes de détection, basées sur l'analyse vibratoire. La détection précoce permet d'éviter des arrêts de production non programmés par la gestion en temps réel de l'état de la machine. Ainsi, différentes méthodes de détection (telles que la méthode de l'enveloppe ou la décomposition en valeurs singulières) permettent de prédire ces pannes. L'objet du travail est de déterminer dans quelle mesure ces méthodes peuvent prévoir l'apparition du défaut précédant la panne ainsi que de comparer ces méthodes entre elles.

Les résultats montrent que la méthode de l'enveloppe permet de diagnostiquer aisément le défaut de piste interne. Cette méthode est robuste par rapport au bruit. La transformée en ondelettes permet de résoudre le problème de « non stationnarité » et de « non périodicité » en représentant le signal dans le plan temps-fréquence. Celle-ci est donc très utile lorsque les signaux sont non stationnaires.

Dans l'article de A. Djebala et al.[8], ont présenté une méthodologie pour l'optimisation de l'utilisation des indicateurs scalaires dans le cadre de la surveillance vibratoire des machines tournantes pouvant détecter d'éventuels défauts induisant des forces impulsives, notamment ceux des roulements et des engrenages. En effet ces indicateurs sont un outil favori des praticiens, offrant

un verdict rapide sur l'état de fonctionnement des éléments ce qui permet une intervention précoce sans avoir recourt à une post-analyse. En pratique, différents paramètres font en sorte que la fiabilité de ces indicateurs est limitée. L'objectif du travail est de choisir l'indicateur optimal le plus sensible aux défauts induisant des chocs ainsi que l'optimisation des différents paramètres intervenants rendant ainsi aux indicateurs scalaires toute leur fiabilité de détection.

La valeur d'un indicateur ne peut pas avoir une signification logique mais c'est son évolution dans le temps qui est significative de l'apparition ou de l'aggravation d'un défaut

A partir d'un modèle théorique ils ont montré qu'un mauvais choix de certains paramètres peut réduire considérablement la sensibilité du kurtosis, or un bon choix permet par contre de lui rendre toute sa fiabilité.

Les résultats expérimentaux, obtenus à partir de signaux d'accélération mesurés sur des roulements endommagés, valident les fondements théoriques. Une vitesse de rotation faible, une bande de fréquence large et un filtrage passe-bande aux hautes fréquences semble la combinaison idéale pour avoir un kurtosis maximal et par suite permettre la détection la plus précoce possible

A. Djebala et al. [9], ont utilisé l'analyse en ondelettes discrète pour traiter des signaux simulés numérique par un modèle mathématique. La validation expérimentale réalisée sur des roulements défectueux, montre l'aptitude de cette méthode à détecter les défauts dans différentes configurations. Le traitement d'un nombre assez important de signaux mesurés sur un banc d'essais de laboratoire et sur des machines tournantes de production confirme parfaitement son efficacité

Ils montrent que l'extraction de la signature du défaut est d'autant claire sur le signal reconstruit que sur le spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes

qui met en évidence la fréquence d'apparition du défaut et plusieurs de ses harmoniques.

La validation expérimentale, réalisée sur des roulements défectueux, valide à grande échelle cette approche. Les résultats montrent la capacité de l'AMRO à détecter des défauts de différentes tailles et natures et dans plusieurs configurations, y compris dans le milieu industriel.

L'objectif de l'approche présentée par N .Hamzaoui [10], est de prédire le bruit rayonné par des structures vibrantes à partir de mesures vibratoires acquises, dans le domaine temporel, sur leur surface. L'approche permet de procéder à des auditions sonores et d'analyser les effets subjectifs de quelques variations paramétriques sur la qualité sonore des structures vibrantes. Il montre la nécessité d'avoir un échantillonnage temporel assez fin pour assurer cette tâche. L'approche intégrale simplifiée, évitant un calcul par éléments de frontières très gourmand en temps de calcul est limité aux basses et aux moyennes fréquences, a permis d'identifier de façon subjective, grâce à sa formulation temporelle, les zones de surfaces les plus rayonnantes et remonter ainsi aux sources de bruit. Son intérêt, pour des structures industrielles de géométrie complexes, paraît très intéressant et devrait être testées sur des structures de type moteur thermique par exemple.

F .Tafinine et al. [11], ont développé une technique de diagnostic actuellement très réponde «l'analyse de la signature du courant statorique (MCSA) », ayant pour rôle de cerner l'apparition d'éventuelles raies caractérisant les défauts. Ce diagnostic sera établi sur la base d'une comparaison entre les mesures effectuées et un signal de référence (sain). Ils mettent l'accent sur la détection et la caractérisation d'un défaut au niveau des roulements à billes par l'analyse spectrale classique et ils présentent ensuite une des méthodes de classification appelée Support Vector Machine (SVM) dite aussi Séparateur à Vaste Marge

pour la classification de ces défauts dans le but de la maintenance préventive en temps réel.

Les résultats montrent que la surveillance du courant statorique est un moyen promoteur qui permet d'obtenir des informations sur l'état de la machine asynchrone. La présence d'un défaut affecte le spectre du courant statorique soit en faisant apparaître des nouvelles raies spectrales, soit en modifiant l'amplitude des raies déjà présentés en fonctionnement normal.

Dans l'article de M. Djouada et al [12].ont proposé une comparaison des performances de la classification des défauts dans les machines tournantes par l'utilisation d'un couplage des réseaux de neurones artificiels (RNA) et les algorithmes génétiques. Les signaux vibratoires ont été traités pour extraire deux types d'indicateurs qui sont utilisés comme entrée au classificateur pour l'identification de quatre classes des défauts et la classe de fonctionnement sain (sans défaut). Les performances de la classification ont été examinées avant et après la sélection des indicateurs par les algorithmes génétiques.

L'algorithme de sélection d'indicateurs utilisé permet de choisir un sous-ensemble optimal d'indicateurs d'un ensemble de caractéristiques obtenues par l'estimation de deux types d'indicateurs. Il s'agit d'une représentation économe mais informative de 2 indicateurs sur les 20 initiaux du processus. L'algorithme génétique a permis de diminuer le nombre d'indicateurs nécessaire par une bonne classification. L'utilisation des techniques d'optimisation et de la classification par un réseau de neurone artificiel a cote du traitement du signal progresser la surveillance des machines en détectant l'évolution d'un défaut dans le temps.

Le but de l'étude de C. Benchaabane et al [13], est de définir des indicatrices temporelles sensibles et capables de détecter un défaut d'engrenage dans différentes configurations. En premier lieu, une étude de simulation numérique

des différents défauts a été entamée à partir d'un modèle mathématique simulant des engrenages défectueux. Les résultats obtenus sont intéressants et ont permis de comprendre l'évolution de la sensibilité de plusieurs indicateurs scalaires en fonction des paramètres intervenants. Ceci a permis de situer l'apport et les limites de chacun d'eux.

Afin de permettre une validation expérimentale, des défauts d'écaillage ont été provoqués sur les dentures d'engrenage hélicoïdal cimenté, l'un étant sur le pignon, l'autre est sur la roue.

Les mesures ont été recueillies en faisant varier les principaux paramètres qui peuvent avoir une influence directe ou indirecte sur la sensibilité des indicateurs scalaires tels que la taille du défaut, la vitesse de rotation, le graissage, la bande de fréquence et le chargement des engrenages grâce à l'application de différents couples de freinage sur l'arbre de sortie. Les résultats expérimentaux valident à grande échelle ceux de la simulation. En effet le kurtosis apparaît comme étant l'indicateur le plus approprié à la détection des défauts de type chocs, notamment ceux des engrenages. Néanmoins, il voit sa sensibilité limitée en particulier si le nombre de défauts augmente.

Ils montrent aussi que le graissage et le couple appliqué ont une grande influence sur les indicateurs scalaires. Pour le graissage, le niveau vibratoire augmente dans le cas où l'engrenage est non graissé. La différence du niveau vibratoire entre un engrenage graissé et non graissé apparaît plus clairement au niveau des fréquences d'engrènement et des fréquences propres du système. Pour la charge, les indicateurs scalaires se sont montrés très sensibles et augmentent dès que le couple de freinage est augmenté.

Identification des Défauts mixtes par Analyse spectrale

II.1.Introduction :

La surveillance des installations concourt à limiter le niveau d'entretien préventif. Dans ce contexte, l'analyse vibratoire constitue un outil de détection puis de diagnostic de défauts de fonctionnement des machines tournantes.

Après avoir décrit les principaux défauts de fonctionnement, l'étude sera focalisée sur les défauts d'engrenages et de roulements qui constituent les sources principales de vibrations et de bruits dans les machines tournantes.

Ce chapitre, comporte deux parties, la première concerne la mise en place d'un banc expérimentale et les protocoles de mesures vibratoires, et la deuxième portera sur l'analyse et l'interprétation de ces derniers.

II.2.Présentation du banc d'essais :

Le banc d'essais à pour but de réaliser les expériences nécessaires à la détection des défauts d'engrenages et de roulements. Il est composé de :

- Un moteur électrique triphasé ayant une puissance nominale de 2.2 KW, tournant à une vitesse de 2780 tr/min.
- Un variateur de vitesse qui permet le choix de la vitesse de rotation du moteur, ce variateur peut commander, des moteurs de différentes puissances jusqu'au 4 KW.
- Un réducteur de transmission de puissance à trois axes parallèles, les roues du réducteur sont à dentures droites, fabriquées en acier cémenté et usinées par une fraise mère, les rapports de transmission du réducteur $U_1=0.84$ et $U_2=1.44$.

- Un frein permettant d'appliquer une charge sur les engrenages, il est commandé par une génératrice permettant la diminution de la fréquence de rotation du réducteur.
- La transmission du couple de rotation du moteur vers le réducteur est assurée par l'intermédiaire d'un accouplement élastique.

Le banc est constitué de trois lignes d'arbre très rigides reliées entre elles par un couple d'engrenage figure II.1. L'entraînement est assuré par un moteur électrique triphasé alimenté par un variateur de vitesse. Le freinage est assuré par une génératrice, frein qui est commandé par une armoire asservie en couple. Le montage est positionné sur un châssis en béton isolé par des matériaux plastiques. Chaque arbre plein est supporté par deux paliers à roulement à billes de type SKF 6003. En fin, l'entraînement des arbres est assuré par un moteur électrique par l'intermédiaire d'accouplement élastique. Ce banc d'essais est d'une conception très simple permettant le montage et le démontage rapide des roues d'engrenages et des paliers à roulements.



Figure II.1: Banc d'essais expérimental

II.3. Matériel d'acquisition des mesures :

Pour la mesure des signaux vibratoires dans différents points du dispositif expérimentale, on utilise le Pulse 16.1 de type Brüel & Kjær «3610-A-042» et trois accéléromètres piézo-électrique de type «4513-B-001». Il permet de mesurer les vibrations en temps réel en utilisant un logiciel d'acquisition et de traitement des signaux, Pulse LapShop.



Figure II. 2: Photo du Pulse type Brüel & Kjær «3610-A-042» et les trois accéléromètres type «4513-B-001»

II.4. Matériel de simulation de défauts :

Les défauts ont été provoqués pour les roulements, sur toute la largeur du chemin de roulement de la bague extérieure, par une meule à outils en diamant de type « **SOGIMO®MINI GRINDER 100 PCS** » tournant à une grande vitesse, pouvant atteindre **35000 tr/min**, ses caractéristiques sont les suivantes : (**Voltage/Fréquence : 230 V/50 Hz**), (**Vitesse : 15000-35000 tr/min**), voir figure. II.3. Pour l'engrenage, les défauts ont été créés sur toute la largeur de la dent, voir figure. II.4.



*Figure II.3 : La meule et les outils de création des défauts
« SOGIMO®MINI GRINDER 100 PCS »*



Figure II.4: Le Défaut crée sur tout le largeur de la dent

II.5. Plan Expérimental :

L'objectif principal de ce travail est d'étudier la possibilité de détection et d'évaluation du degré de détérioration des défauts simples et mixtes de roulements et/ou d'engrènement par l'analyse spectrale. Il était alors nécessaire de mener une campagne d'essais afin de :

- Définir la signature de défauts simple de roulement ou d'engrènement.

- Définir la signature de défauts mixtes (engrenage-roulement, engrenage-engrenage et engrenage-engrenage-roulement).

Nous présentons dans le tableau II.1, le plan expérimental détaillé, comprenant les différents défauts simulés.

N° d'essai	Type de défauts	Symbole
1	Sans Défaut	SD
2	Grand Défaut Roulement Palier 2	GDRP2
3	Grand Défaut Pignon G2	GDG2
4	Grand Défaut Pignon G2 + petit Défaut Roulement Palier2	GDG2+PDRP2
5	Moyen Défaut PignonG2 + Grand Défaut Roulement Palier 2	MDG2+GDRP2
6	Grand Défaut Pignon G2 + Moyen Défaut Roulement Palier2	GDG2+MDRP2
7	Grand Défaut Pignon G2 + petit Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement Palier 2	GDG2+PDG4+PDRP2
8	Grand Défaut Pignon G2 + Moyen Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement Palier2	GDG2+MDG4+PDRP2
9	Grand Défaut Pignon G2 + Grand Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement Palier2	GDG2+GDG4+PDRP2

Tableau II.1 : Plan expérimental

II.6. Calcul Cinématique :

Avant tout diagnostique d'un mécanisme, on doit effectuer un calcul cinématique permettant de définir les différentes vitesses de rotations des arbres, les rapports de transmissions, les fréquences d'engrènements, les fréquences de coïncidences et les quatres principaux défauts des roulement (bague extérieure, bague intérieure, cage et bille).

Les quatres roues de notre réducteur ont les nombres de dents suivants :

$$Z_1=42, Z_2=50, Z_3=65, Z_4=45$$

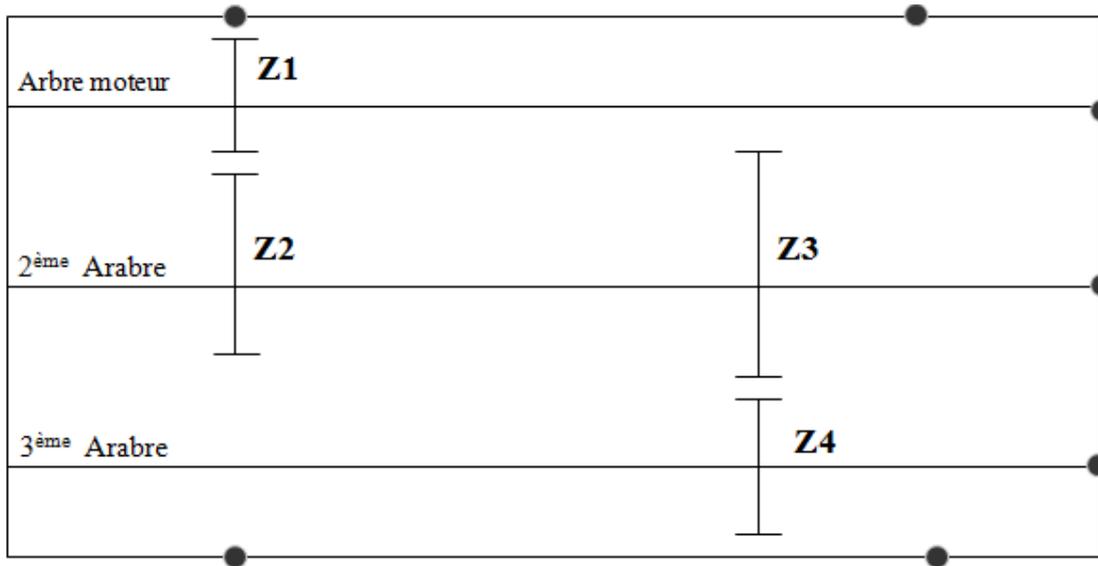


Figure II.5: Schéma cinématique du banc

Calcul des fréquences de rotations et des deux fréquences d'engrètements pour une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 14 Hz.

$$F_{r2} = \frac{Z1}{Z2} \times F_{r1} = 11.5 \text{ Hz}$$

$$F_{r3} = \frac{Z3}{Z4} \times F_{r2} = 17 \text{ Hz}$$

$$F_{e1} = Z1 \times F_{r1} = 483 \text{ Hz}$$

$$F_{e2} = Z3 \times F_{r2} = 765 \text{ Hz}$$

$$F_{r1} = 14 \text{ Hz}$$

$$F_{r2} = 11,76 \text{ Hz}$$

$$F_{r3} = 17 \text{ Hz}$$

$$F_{e1} = 588 \text{ Hz}$$

$$F_{e2} = 764,4 \text{ Hz}$$

Type de défauts		Fréquence en (Hz)
- Bague externe	$F_{BE} = \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r1}$	42.88
- Bague interne	$F_{BI} = \frac{z}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r1}$	69.104
- Éléments roulants	$F_B = \frac{D_m}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right) * F_{r1}$	56.5
- Cage	$F_C = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r1}$	5.35

Tableau II. 2: Fréquences des défauts pour $F_{r1} = 14\text{Hz}$

Type de défauts		Fréquence en (Hz)
- Bague externe	$F_{BE} = \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r2}$	35.22
- Bague interne	$F_{BI} = \frac{z}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r2}$	56.76
- Éléments roulants	$F_B = \frac{D_m}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right) * F_{r2}$	46.41
- Cage	$F_C = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r2}$	4.39

Tableau II.3: Fréquences des défauts pour $F_{r2} = 11.5$ Hz

Type de défauts		Fréquence en (Hz)
- Bague externe	$F_{BE} = \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r3}$	52.07
- Bague interne	$F_{BI} = \frac{z}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r3}$	83.91
- Éléments roulants	$F_B = \frac{D_m}{2d} \left(1 - \left(\frac{d}{D_m} \cos \alpha \right)^2 \right) * F_{r3}$	68.61
- Cage	$F_C = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha \right) * F_{r3}$	6.49

Tableau II.4: Fréquences des défauts pour $F_{r3} = 17$ Hz

II.7. Diagnostic vibratoire des défauts par l'analyse spectrale:

La figure II.6 montre le spectre d'un signal sans défaut, on constate l'apparition des deux fréquences d'engrèvements Fe_1 et Fe_2 sans la présence de bande latérale correspondant à l'une des fréquences de rotations des trois arbres du réducteur. A basse fréquence, on constate l'apparition de quelques harmoniques

des fréquences de rotations mais qui sont dues au rodage des engrenages et non pas à la présence de défaut sur les dents.

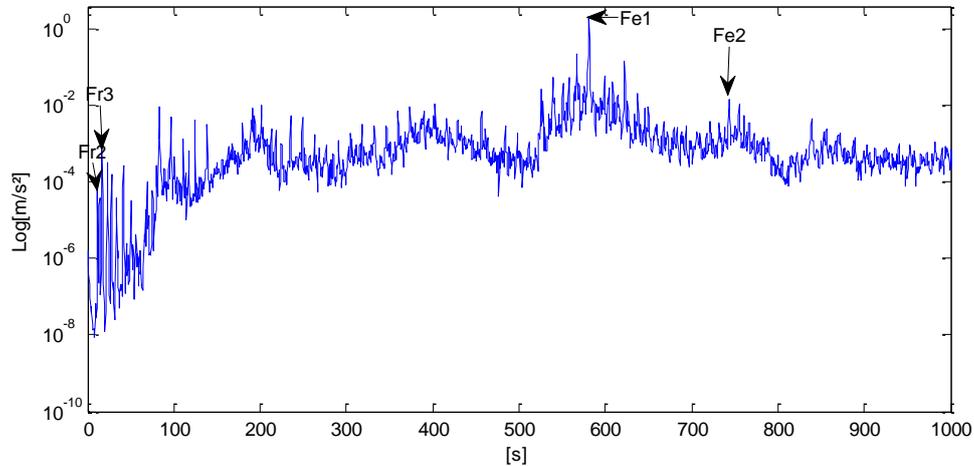


Figure II.6: zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale Sans Défaut

La figure II.7 représente le zoom d'un spectre mesuré dans la bande fréquentielle [0-1600Hz]. On constate la présence du défaut de roulement sur la bague extérieure BPFO=42.88 Hz et plusieurs de ces harmoniques.

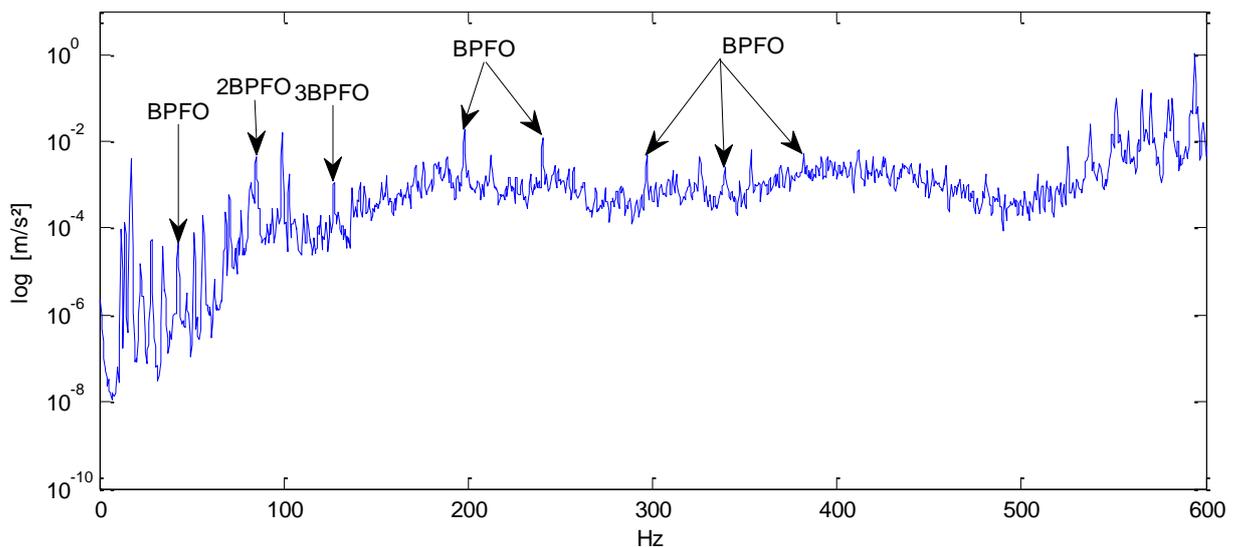
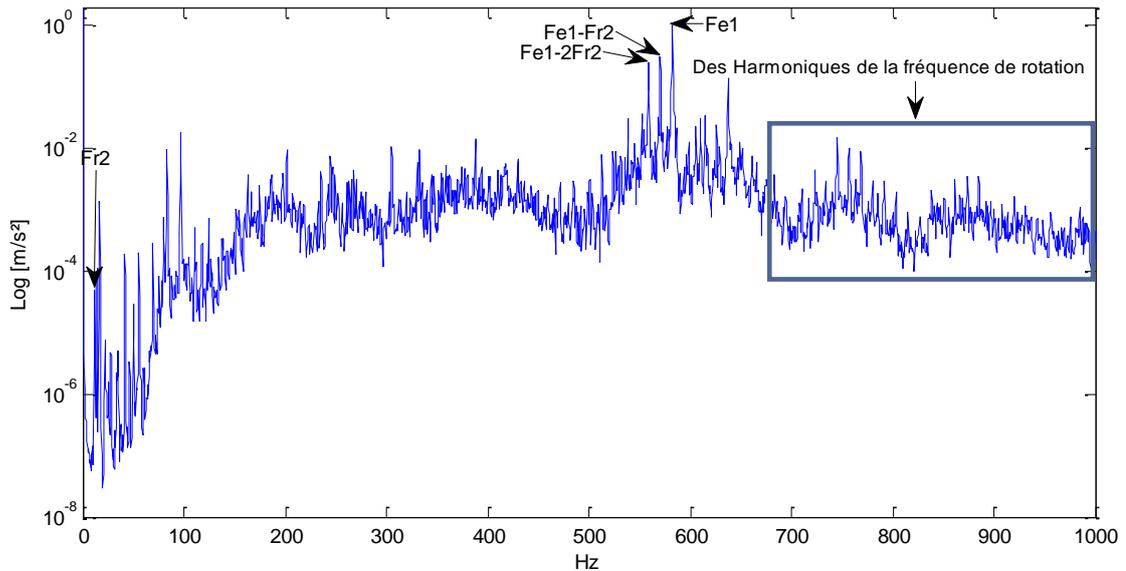


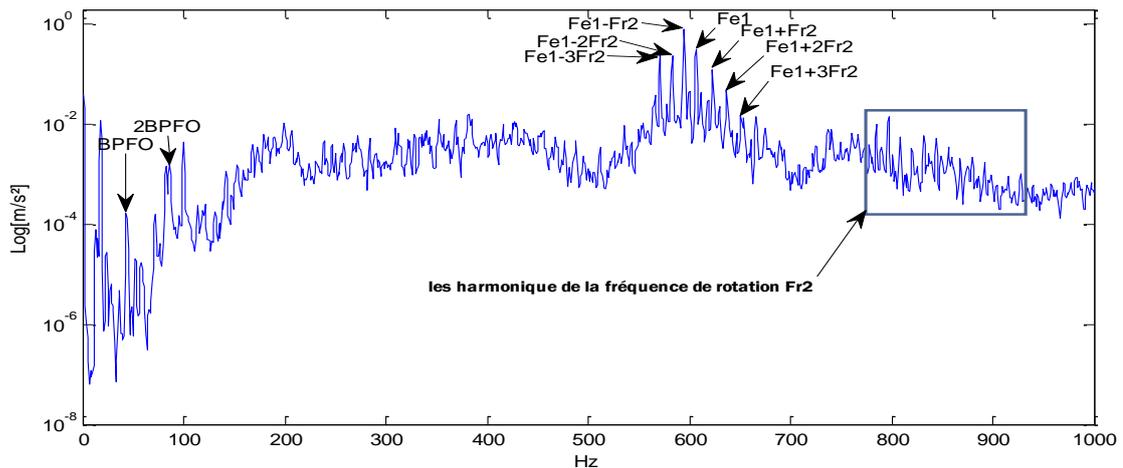
Figure II. 7: zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale, Grand Défaut Roulement Palier 2

La figure II.8 représente le zoom d'un spectre sur lequel apparaît clairement un défaut d'engrenage sur le pignon G_2 , qui se manifeste par l'apparition des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement. Le spectre est riche en harmoniques de la fréquence de rotation Fr_2 , ce qui confirme le défaut sur le pignon G_2 .



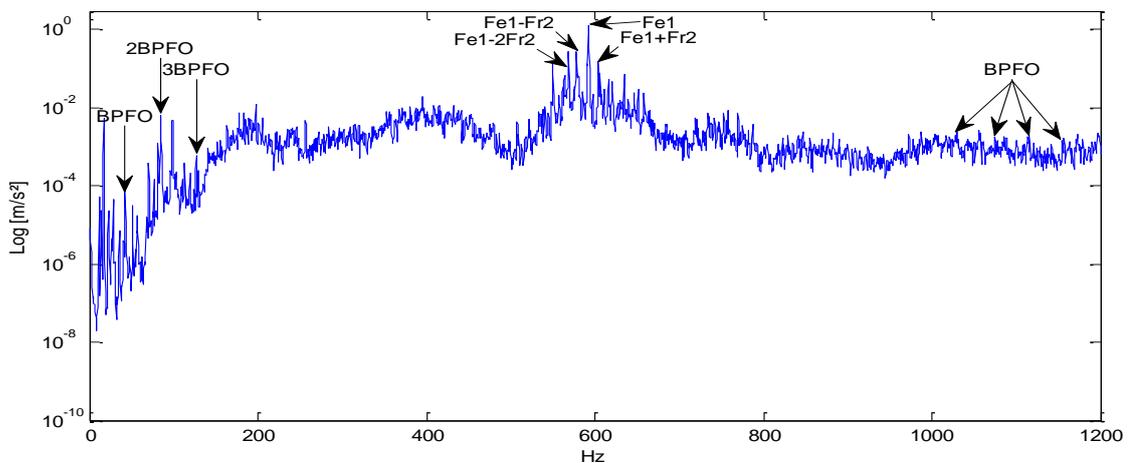
**Figure II. 8: zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Grand Défaut Pignon G_2 Palier 2**

Le zoom du spectre de la figure II.9 montre un grand nombre d'harmoniques de la fréquence de rotation Fr_2 avec des bandes latérales de part et d'autre de la fréquence d'engrènement, ce qui explique la présence de défaut sur le pignon G_2 . A basse fréquence apparaît le défaut sur la bague extérieure du roulement BPFO et son harmonique.

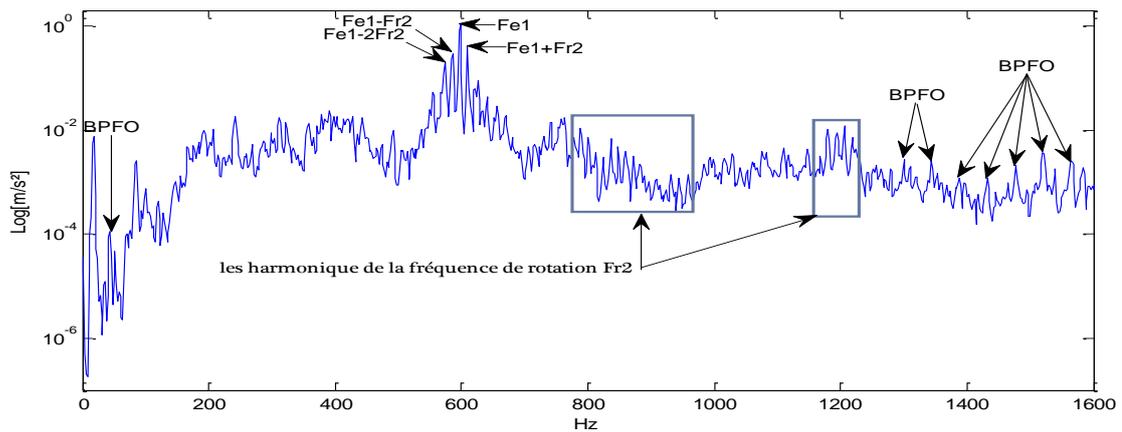


**Figure II. 9:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Grand Défaut Pignon G2 + petit Défaut Roulement Palier2**

Les figures II.10 et II.11 présentent respectivement les zooms des spectres, correspondant aux défauts mixtes (MDGP2 +GDRP2) et (GDGP2 +MDRP2), ils montrent l'apparition de deux fréquences d'engrènements, la première est modulée par la fréquence de rotation de la roue F_{r2} , ce qui explique la présence de défaut sur le pignon Z_2 . A basse et haute fréquence apparaissent le défaut sur la bague extérieure du roulement BPFO et son harmonique. Malgré la différence entre les deux défauts, on n'arrive pas à faire la distinction entre les deux, ce qui montre la limite de l'analyse spectrale.

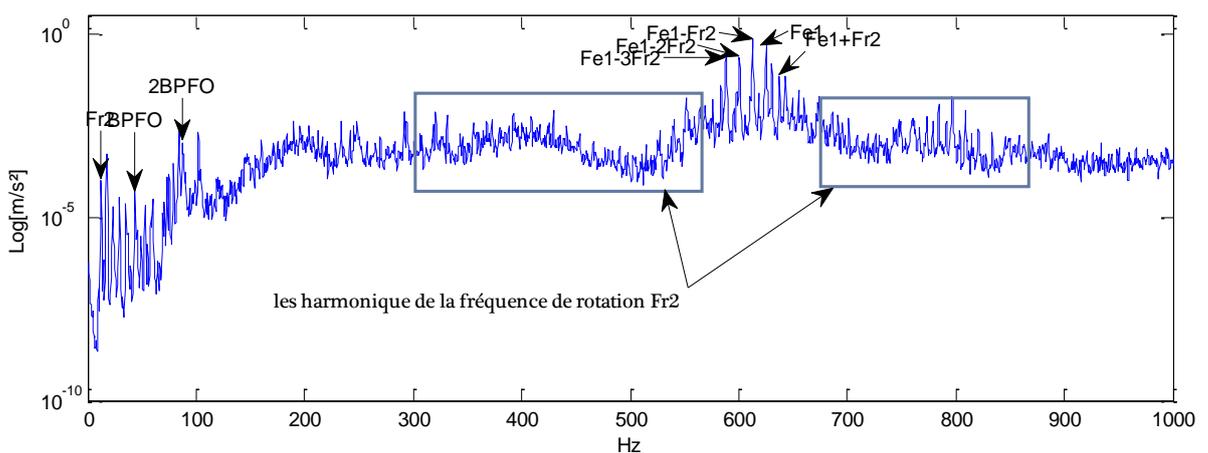


**Figure II. 10:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Moyen Défaut PignonG2 + Grand Défaut Roulement Palier 2**



**Figure II. 11: zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Grand Défaut Pignon G2 + Moyen Défaut Roulement Palier2**

Les figures II.12, II.13 et II.14 représentent respectivement les zooms des spectres des défauts triples, en variant uniquement la taille du défaut sur le pignon G4 du petit jusqu'au grand défaut, voir tableau II.1. Dans les trois configurations, on n'arrive pas à localiser le défaut du pignon G4. Cela est du probablement à l'éloignement du capteur de mesure du point de localisation du défaut (palier 4). On arrive à identifier uniquement le défaut sur le pignon G2 et le défaut de roulement BPFO



**Figure II. 12: zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Grand Défaut Pignon G2 + petit Défaut Pignon G4 + petit Défaut Roulement
Palier 2**

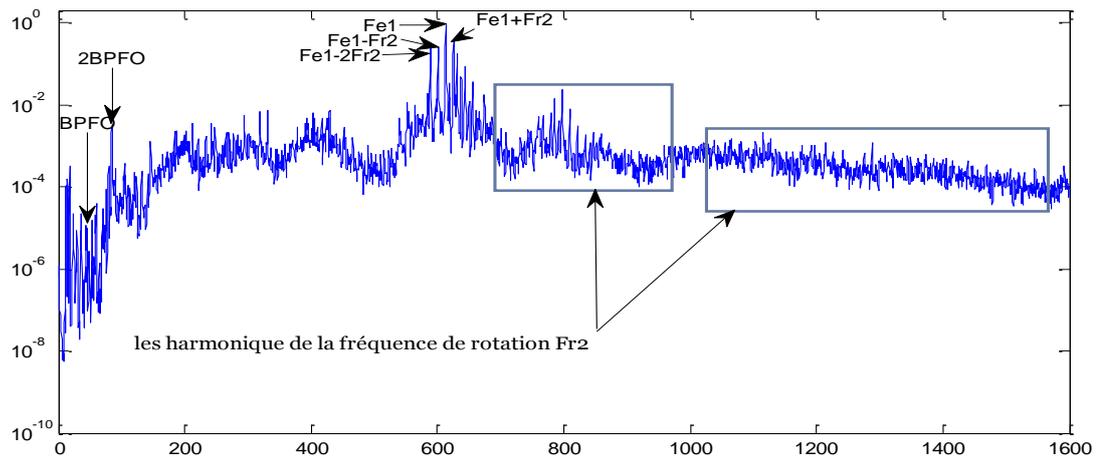


Figure II.13 : zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Grand Défaut Pignon G2 + Moyen Défaut Pignon G4 + petit Défaut
Roulement Palier2

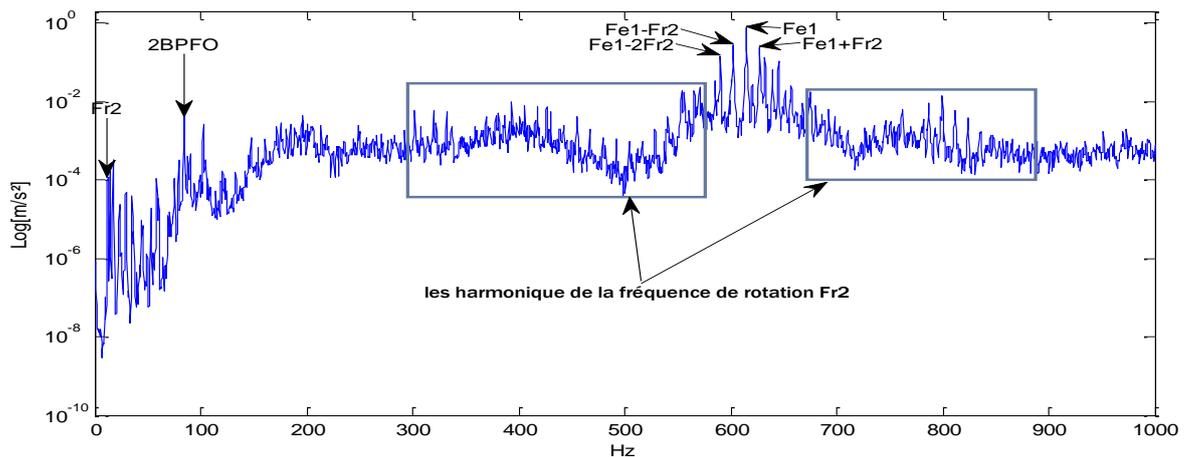


Figure II. 14:zoom du Spectre mesuré pour $F_r=14$ Hz dans la direction Axiale
Grand Défaut Pignon G2 + Grand Défaut Pignon G4 + petit Défaut
Roulement Palier2

En conclusion à cette analyse spectrale, on peut dire que cette dernière peut être considérée comme un outil performant pour la détection des défauts simples d'engrenage ou de roulement. Dans le cas de défauts mixtes, double ou triples, l'utilisation de cette méthode sans outils de filtrages ne donne pas de bons résultats.

II.8. Calcul Des Indicateurs Scalaires:

Les indicateurs scalaires sont calculés sur toute la longueur des signaux mesurés.

Les valeurs des différents indicateurs sont présentées dans le tableau (II.6).

	RMS	FC	VC	E	K	P	FK	CC
SD	2.5658	4.1702	10.7	53952	3.1725	6.5852	27.4541	19.82
GDRP2	2.4138	5.7586	13.9	47735	4.5460	5.8263	33.5515	25.7
GDG2	2.9238	2.9858	12.9	70048	3.6042	8.5497	37.7172	21.63
GDG2+PDRP2	2.3814	4.7032	11.2	23234	4.1941	5.6710	26.6714	22.2
MDG2+GDRP2	2.9681	4.043	12.6	72214	3.6777	8.8141	37.3976	24.6
GDG2+MDRP2	3.7633	6.1648	23.2	23060	4.9047	14.1627	87.3084	43.5
GDG2+PDG4+PDRP2	2.3341	4.1429	9.82	44643	3.7255	5.4489	22.9208	19.49
GDG2+MDG4+PDRP2	2.3804	4.327	10.3	46424	3.6347	5.6663	24.518	19.19
GDG2+GDG4+PDRP2	2.3414	5.0825	11.9	44924	4.6299	5.4833	27.8624	22.8

Tableau II.5. Les indicateurs scalaires

Plusieurs indicateurs scalaires ont été calculés dans différentes configurations prises dans la simulation. La figure II.22 représente l'évolution des indicateurs scalaires en fonction de la taille et la combinaison des différents défauts simulés.

On constate que la combinaison de deux à trois défauts de différents degrés de dégradations et de différentes natures donne une tendance des indicateurs très difficile à interpréter. Toutes les tendances connues dans la littérature n'apparaissent pas dans notre cas. Pour ces raisons, nous avons décidé de ne pas

entamer l'étude concernant la recherche de corrélations entre les indicateurs scalaires issus de l'analyse vibratoire et l'analyse des sons par la méthode de la perception sonore.

Pour surmonté de tels problèmes, il faut chercher d'autres indicateurs scalaires, que ce soit des indicateurs psycho acoustique tels que le CGS soit des indicateurs vibratoires mais calculer après filtrages des signaux autour des fréquences de résonances des roulements et/ou les fréquences d'engrènements.

Figure A

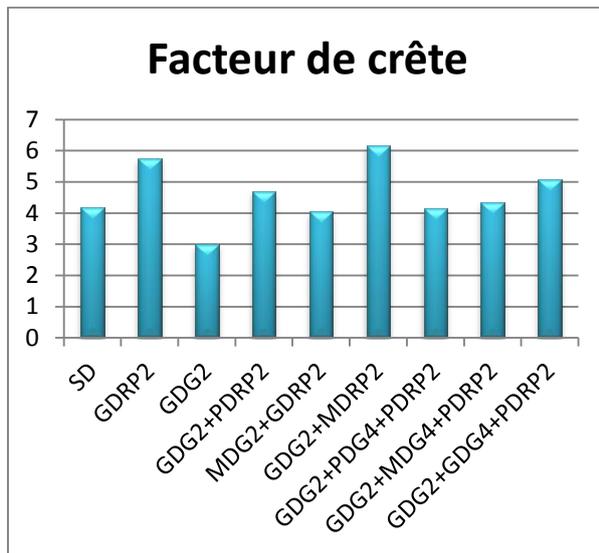


Figure B

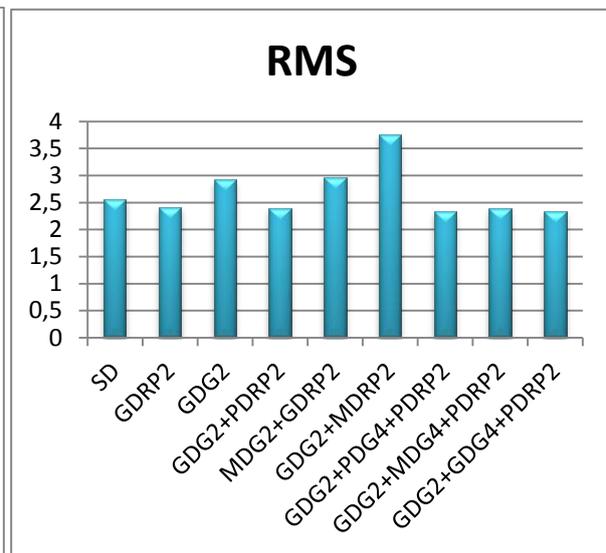


Figure C

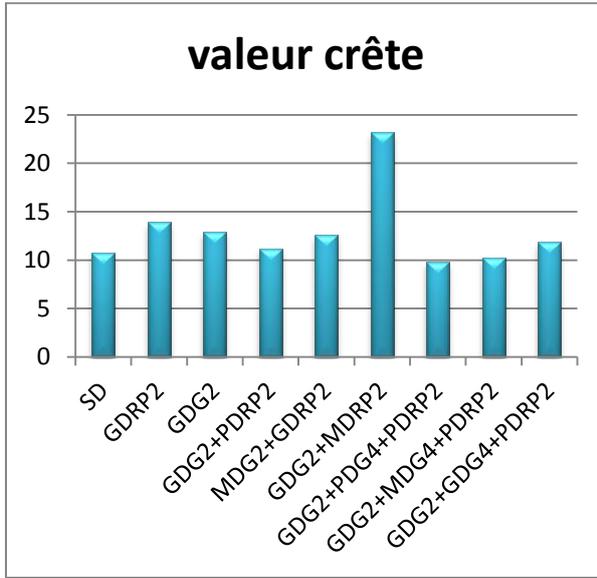


Figure D

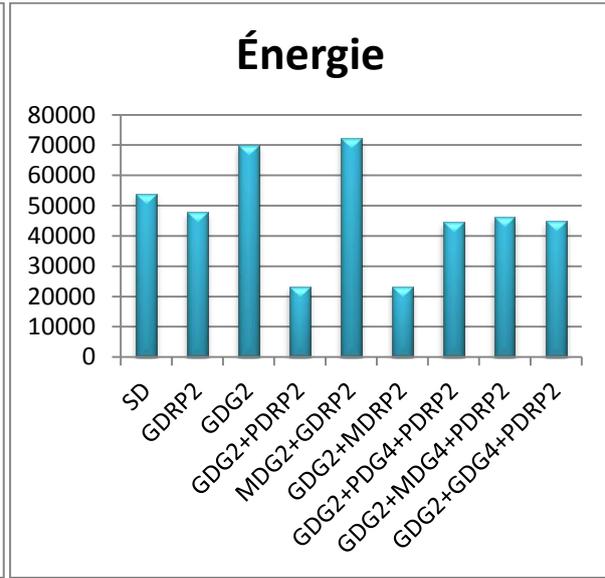


Figure E

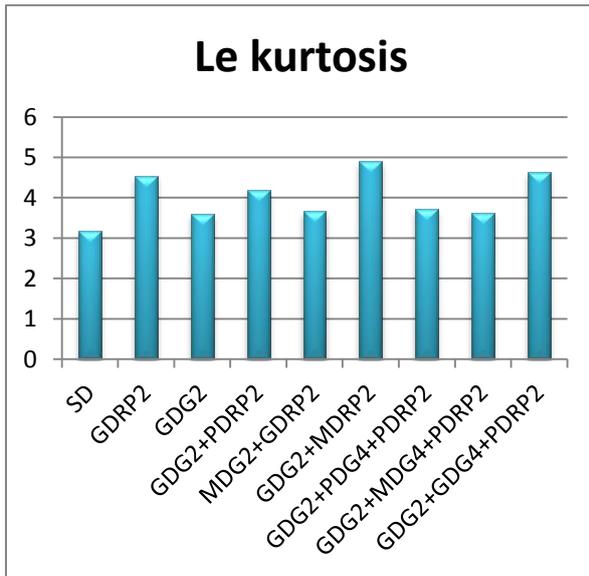


Figure F

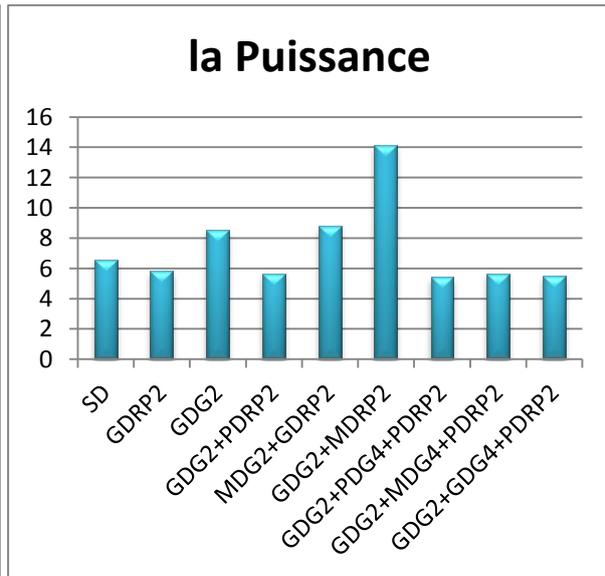


Figure G

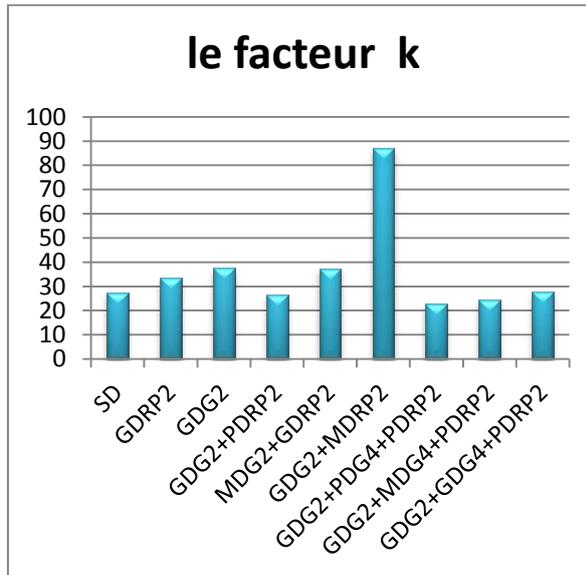


Figure H

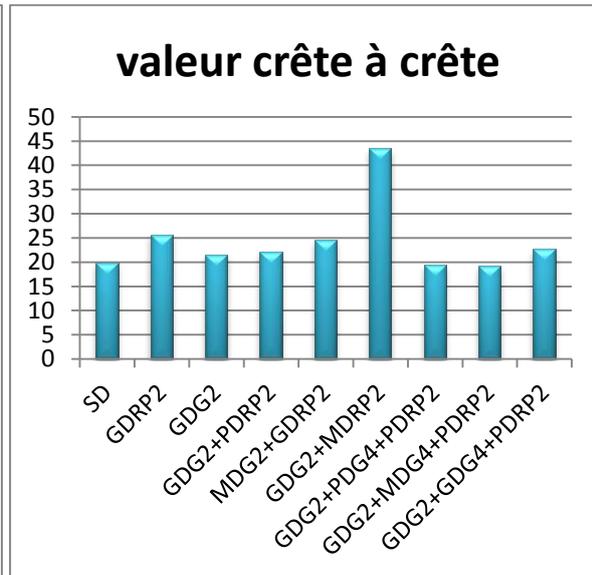


Figure II.15 : évolution des indicateurs scalaires en fonction des défauts

II.9. Conclusion :

L'analyse spectrale nous a permis de détecter d'une manière claire les défauts simple de différentes gravités que ce soit d'engrenage ou de roulement.

En revanche, ce type d'analyse reste incapable de détecter l'apparition d'un deuxième défaut modéré en plus d'un défaut accentué puisque ce dernier l'emporte. On peut donc conclure, que l'analyse spectrale est un outil performant dans le diagnostic des défauts isolés d'engrenages ou de roulements. Cependant lorsqu'il s'agit d'un défaut double, on a remarqué que ce type d'analyse reste incapable de détecter tous les défauts présents. C'est son inconvénient majeur.

La deuxième limite de l'analyse fréquentielle c'est son incapacité de donner un ordre de grandeur du degré de détérioration des défauts.

Pour les raisons mentionnées ci-dessous, nous avons choisis de ne pas continuer l'étude des signaux mesurés par une étude perceptive et nous avons décidé de prendre des signaux de la littérature concernant des défauts réels d'engrenages réalisé par CETIM.

Analyse perceptive des défauts d'engrenages

III.1 Introduction

Il est utile de rappeler que les mesures physiques utilisées pour suivre l'évolution d'un défaut d'engrenages ne permettent pas actuellement de faire le lien avec ce que l'auditeur perçoit. Pour identifier les indicateurs les plus pertinents vis-à-vis de la perception sonore, il faut être capable d'évaluer correctement cette perception.

Pour cela, une analyse acoustique du bruit d'engrenages doit être établie, elle permettra la recherche d'une corrélation avec les indicateurs scalaires calculés à partir des mesures objectives effectués.

Dans ce chapitre, nous allons analyser la perception sonore des sons d'engrenages mesurés sur banc d'essai CETIM, puis on va essayer de corréler cette perception avec les indicateurs vibratoires calculés.

III.2 Le Banc d'essai d'engrenage CETIM

Les tests ont été effectués sur un banc d'essai de grandeur industrielle fonctionnant 24h/24h. Le dimensionnement des roues de l'engrenage cémenté trempé, ainsi que les conditions de fonctionnement (vitesse, couple) sont fixés de façon à obtenir un écaillage sur toute la largeur d'une dent (qui fixe la fin de l'essai, la rupture étant imminente) en environs 12 jours. Tous les jours après l'acquisition des signaux vibratoires, le banc est arrêté pour observer l'état des dents de roues. Un rapport d'expertise est ainsi rédigé tableau III.1. Le système relativement simple nous permettra d'effectuer les différents calculs et d'extraire les différents indicateurs sur les signaux enregistrés. Le système est composé d'un moteur, d'un réducteur de bouclage de rapport 40/42 et du réducteur testé, de rapport 20/21. La figure (III.1) montre le montage du système.

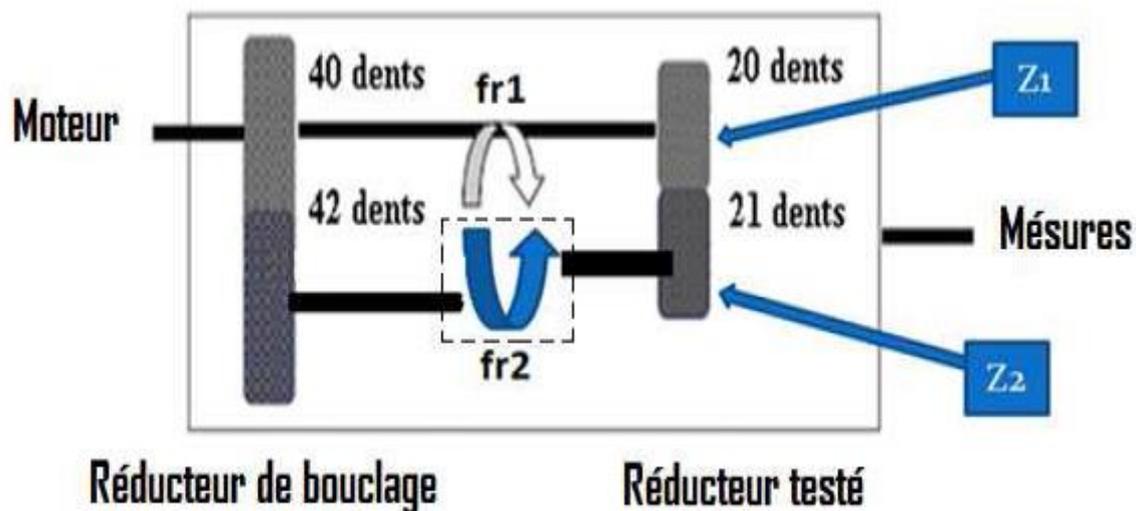


Figure III.1. Banc de CETIM [15]

Le réducteur testé a pour vitesse de rotation 1000 tr/min, soit donc une fréquence de rotation 16,67 Hz. Or, les deux roues composant ce réducteur ont un nombre de dents quasiment identique. Leurs fréquences de rotation sont donc très proches l'une de l'autre. Nous avons en effet :

$$Fr_1 = 1000 / 60 = 16,67 \text{ Hz}$$

$$Fr_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot Fr_1 = 15,88 \text{ Hz}$$

La fréquence d'engrènement des deux roues sera :

$$F_{eng} = Fr_2 \times 21 = Fr_1 \times 20 = 333,48 \text{ Hz}$$

Fréquence d'échantillonnage : $F_e = 20 \text{ kHz} = 20000 \text{ Hz}$

La période d'échantillonnage :

$$\Delta T = \frac{1}{F_e} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ s}$$

La fréquence d'engrènement du réducteur testé est 333.48 Hz. Un enregistrement a été fait tous les jours de la seconde journée à la treizième. Nous disposons donc d'un ensemble de douze signaux, échantillonnés à 20 kHz. Au cours de cette campagne de test, l'engrenage passe de l'état de bon fonctionnement à celui d'engrenage détérioré sur une durée de 13 jours, le défaut qui apparaît étant un écaillage.

$$F_{r1} = 16.67 \text{ Hz}$$

$$F_{r2} = 15.88 \text{ Hz}$$

$$F_{eng} = 333.48 \text{ Hz}$$

$$T = 3 \text{ s}$$

$$F_e = 20 \text{ kHz}$$

III.3. Le rapport d'expertise

Le rapport d'expertise est détaillé dans le tableau III.1 : elbadaoui [14]

Jour	Observation
1	Premier jour d'acquisition, pas d'anomalie
2	Pas d'anomalie
3	//
4	//
5	//
6	//
7	Écaillage sur le profil de la dent ½
8	Pas d'évolution
9	dent ½ pas d'évolution, dent 15/16 début d'écaillage
10	Évolution de l'écaillage dent 15/16
11	//
12	Évolution de l'écaillage dent 15/16

Tableau III.1. Rapport d'expertise [14]

La Méthode de comparaison par paires utilisée dans ce travail doit comparer toutes les paires des stimuli (les sons). L'auditeur quantifie la différence entre les sons de chaque pair pour N sons. On aura $\frac{N(N-1)}{2}$ paires, pour éviter les tests trop longs et les problèmes de fatigue auditive en sélectionner 8 sons parmi les 12 sons du tableau III.1. Les 8 sons sélectionnés sont présentés dans le tableau III.2.

Les Sons	Les jours
Son 1	Jour 1
Son 2	Jour 4
Son 3	Jour 5
Son 4	Jour 6
Son 5	Jour 8
Son 6	Jour 9
Son 7	Jour 11
Son 8	Jour 12

Tableau III.2. Les 8 sons sélectionnés

III.4. Présentation des signaux CETIM

L'analyse des signaux temporels nous permet de visualiser l'apparition d'un défaut très marqué dans le onzième jour. Toutefois, comme nous pouvons le remarquer sur la figure III.2, il n'est pas possible de détecter de façon précoce l'apparition d'un défaut à l'aide des signaux temporels.

La seule remarque possible sur les signaux temporels de la figure III.2 consiste à souligner l'apparition d'un motif, lié au défaut avec l'apparence d'un choc, de manière périodique. La mesure de cette période nous donne environ $0.0625s$ soit une fréquence de $16 Hz$. A cet effet nous considérons que les signaux du 2^{ème} au 9^{ème} jour, forment la première classe (sans défaut), et que le 11^{ème} et le 12^{ème} jour appartiennent à la deuxième classe (avec défaut).

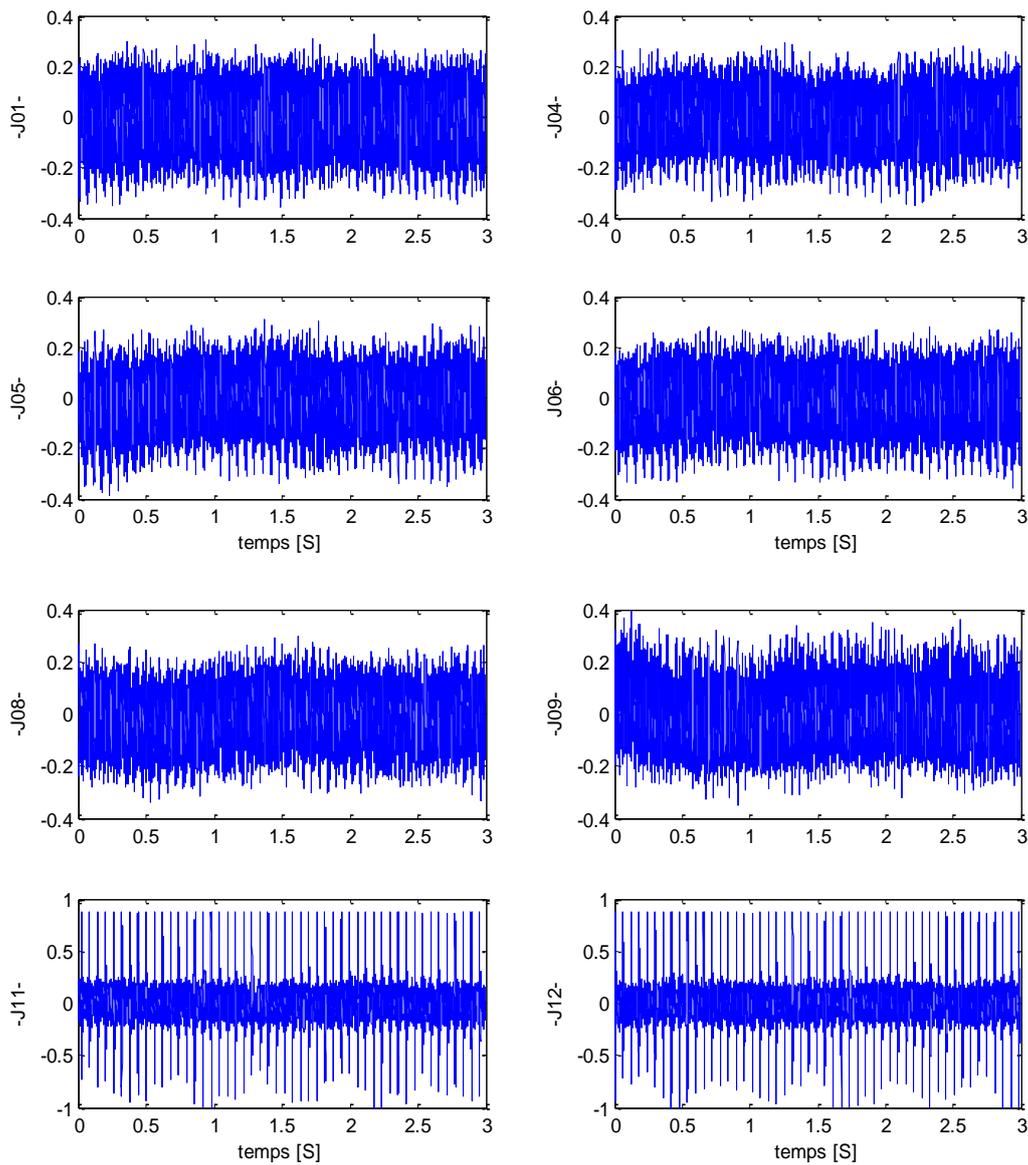


Figure III.2. Signaux temporels du train d'engrenage

III.5. Calcul des indicateurs scalaires

Les indicateurs statistiques sont calculés en prenant toute la longueur du signal analysé (large bande). Les valeurs et les résultats sont montrés dans le tableau

III.3.

	CGS	K	RMS	Fc	VC	Fk	Ng	E	P
J1	219,3525	2,666	0,0997	3,5647	0,3555	0,0354	12,7162	596,6475	0,0099
J4	221,5696	2,8845	0,0888	3,9527	0,3511	0,0312	8,6803	473,3268	0,0079
J5	224,361	2,9736	0,0916	4,1864	0,3833	0,0351	9,9438	502,968	0,0084
J6	223,628	2,9243	0,0906	3,9177	0,355	0,0322	9,4676	492,6046	0,0082
J8	223,4959	2,923	0,086	3,9084	0,3359	0,0289	7,4862	443,2749	0,0074
J9	222,0088	3,0295	0,0918	4,3702	0,4014	0,0369	10,3533	506,0845	0,0084
J11	225,6629	13,619	0,1464	6,8307	1	0,1464	304,8058	1,29E+03	0,0214
J12	226,3735	13,9438	0,1467	6,8187	1	0,1467	313,5493	1,29E+03	0,0215

Tableau III.3. Les indicateurs scalaires des 8 sons

La Figure III.3 représente l'évolution des histogrammes des indicateurs scalaires en fonction des défauts.

Ces indicateurs sont un outil favori des praticiens, offrant un verdict rapide sur l'état de fonctionnement de la machine ce qui permet une intervention précoce. La lecture de ces histogrammes montre bien la présence d'un défaut à partir du onzième jour par l'augmentation du niveau vibratoire. Le niveau du 4^{ème} jusqu'à 9^{ème} jour reste plus au moins constante. Le niveau du 1^{er} jour reste un peu plus important, cela est dû au rodage du banc d'essai CETIM.

Figure A

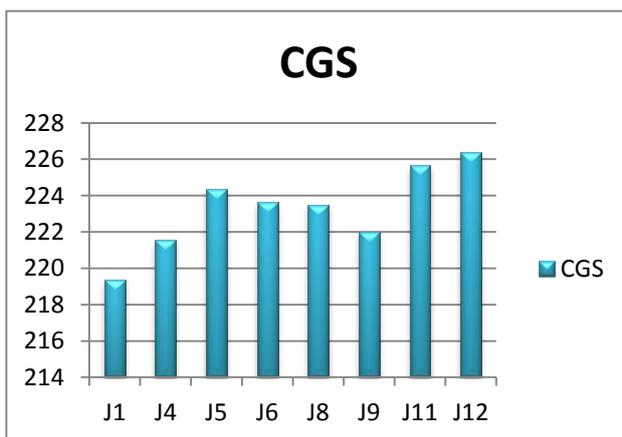


Figure B

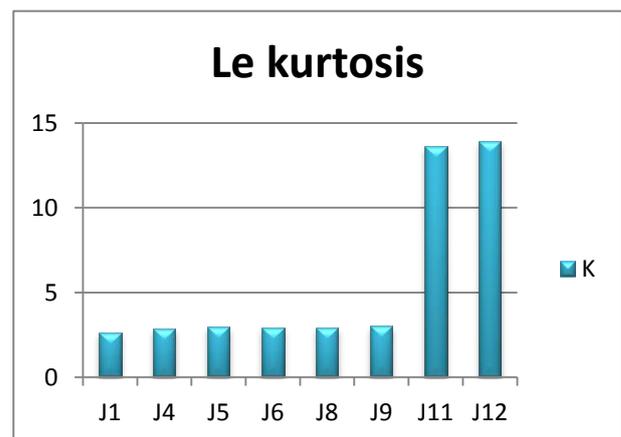


Figure C

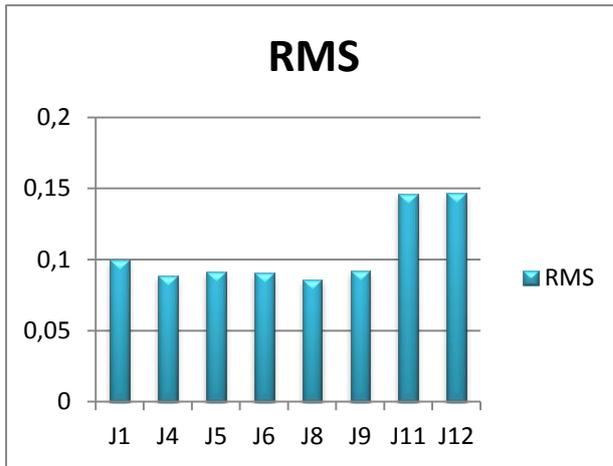


Figure D

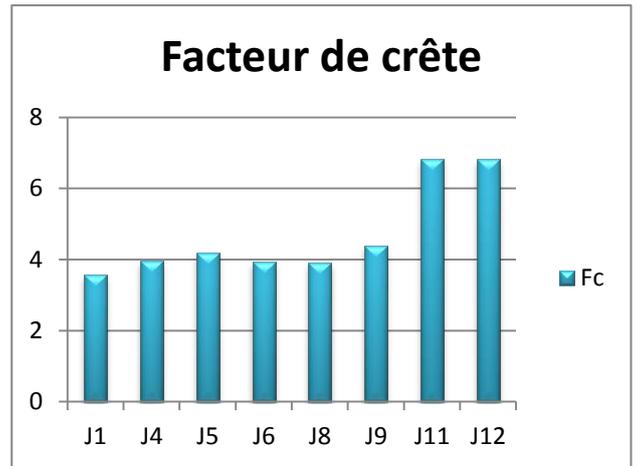


Figure E

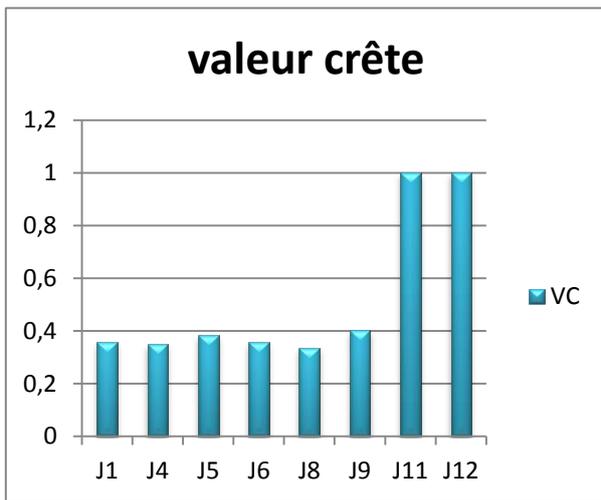


Figure F

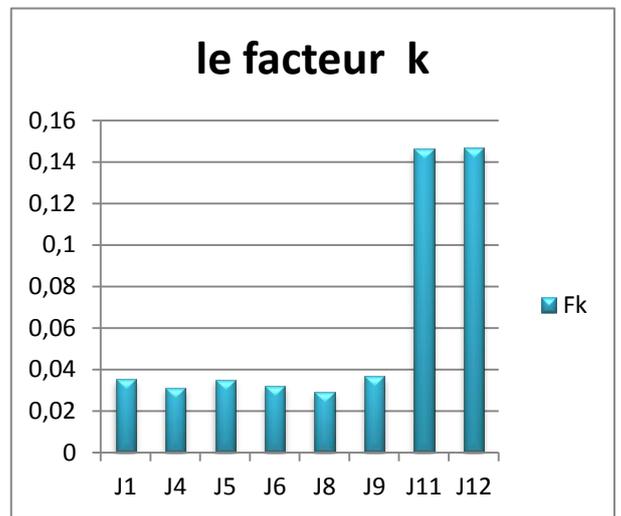


Figure G

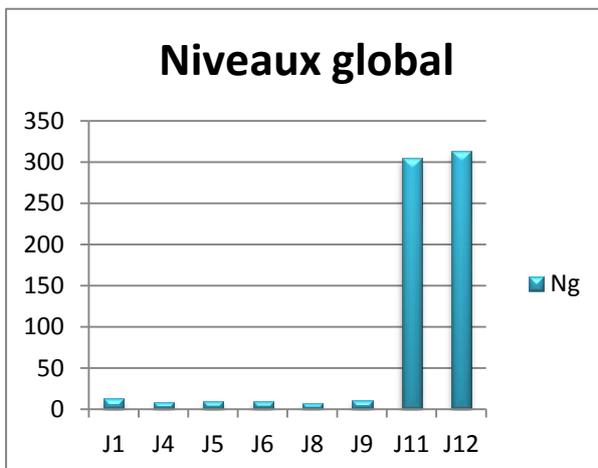


Figure H

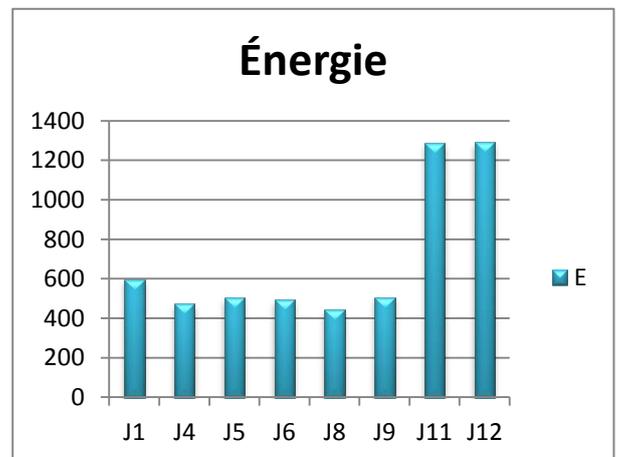


Figure 1

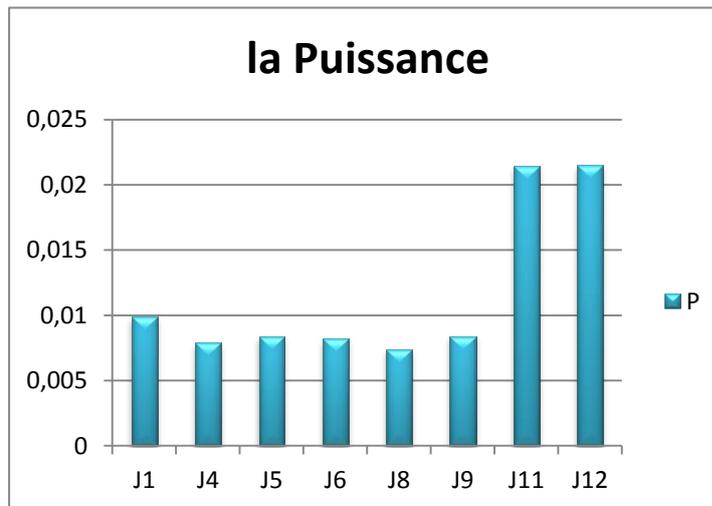


Figure III.3: Evolution des indicateurs scalaires en fonction des défauts

III.6. Analyse vibratoire du banc d'essai CETIM

La figure III.4 représente les spectres pour les 08 jours sélectionnés, en remarque que les spectres du 1^{er} jusqu'à 9^{ème} jour montrent la présence des harmoniques de la fréquence d'engrènement [Fe, 2Fe et 3Fe] et des bandes latérales autour de ces fréquences.

Et dans les deux derniers jours le défaut est devenue très clair, le spectre correspondons riche par les harmoniques de la fréquence de rotation. Et les bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et ces harmoniques.

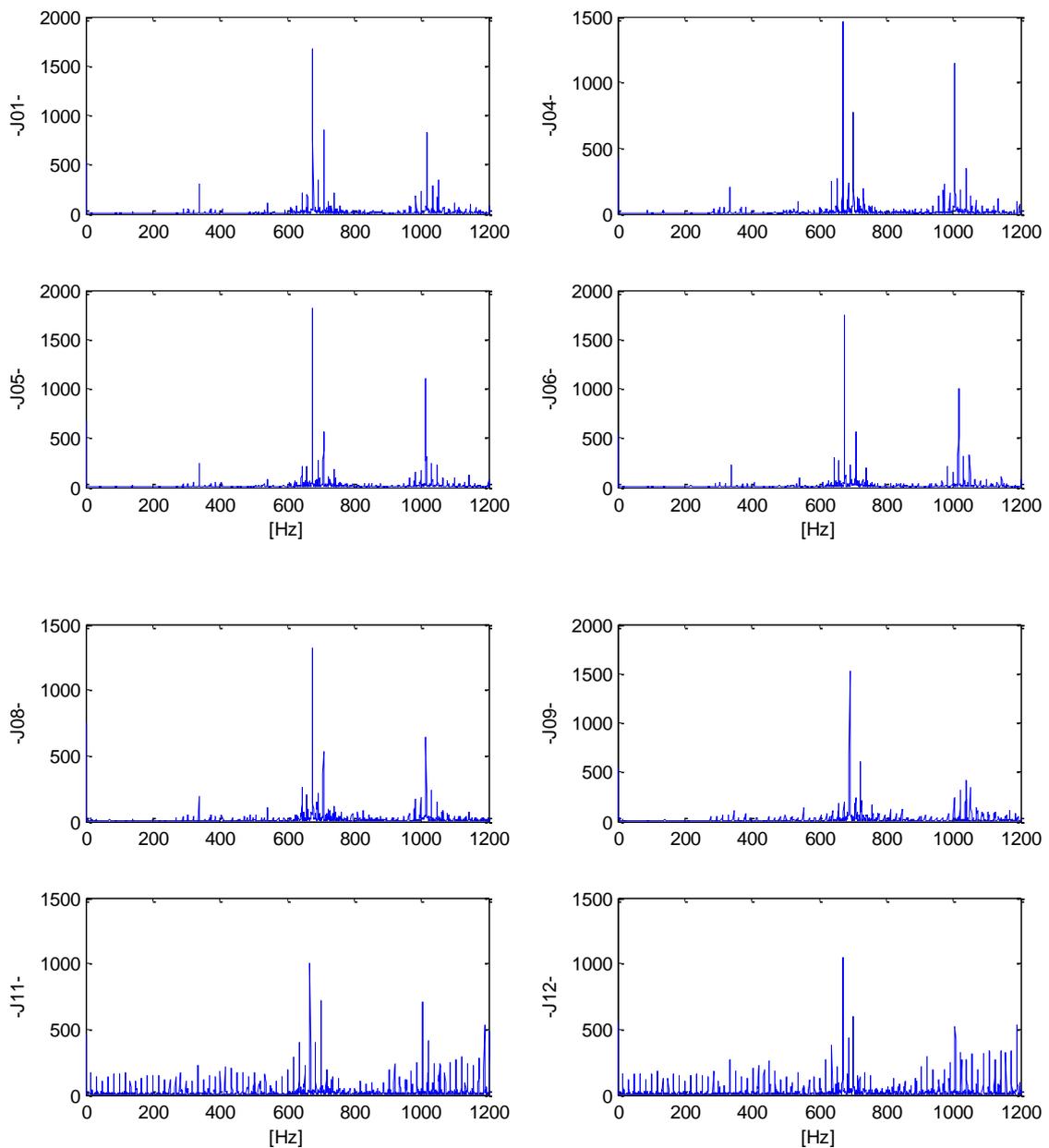


Figure III.4. Les spectres pour les 08 jours sélectionnés

L'analyse spectrale nous a permis de détecter l'arbre porteur de défaut, par une remarquable amplitude vibratoire à sa fréquence, ainsi que les différents défauts d'engrenages, quelques soient leurs gravité.

III.7. Application de la perception sonore pour la détection des défauts

III.7.1. Mise en œuvre des tests d'écoutes

On sélectionne huit sons parmi les enregistrements du banc d'essai CETIM, c'est pour éviter les tests trop longs et les problèmes de fatigue auditive. Nous allons donc traiter les 8 sons correspondants à la même combinaison de défauts choisis pour l'analyse vibratoire, voir tableau III.3.

Les tests acoustiques sur les 8 sons se sont réalisés de telle manière d'offrir la possibilité d'écoute individuelle des différents sons et permet de juger les sons à partir d'une interface programmée en « Matlab ». Les réponses des auditeurs étant codées numériquement (entier 0 ou 1). Dans ce test, 50 auditeurs ont pris part aux expériences, quelques un étaient membres du laboratoire ou des étudiants.

Les enregistrements sont présentés par paires à l'auditeur, qui doit évaluer directement la dissemblance entre les deux enregistrements de chaque paire. Les jugements des auditeurs sont classés dans une matrice de dissemblances voir tableau III.4 qui contient tout les jugements de dissemblances.

III.7.2. La matrice de dissemblances

La matrice de dissemblances finale est obtenue en prenant la moyenne arithmétique de l'ensemble des matrices de dissemblances fournies par les auditeurs. Aucune normalisation n'est appliquée sur ces matrices individuelles avant d'effectuer la moyenne. Afin de s'assurer que les auditeurs utilisent tous à peu près la même échelle, il leur est demandé d'utiliser toute l'échelle qui leur est présentée.

On dispose donc, de 50 matrices à 8 lignes et 8 colonnes qui contiennent les jugements des sujets (les sons) pour les 32 paires de sons présentées. Une analyse multidimensionnelle doit être établie dans la suite.

	SON 1	SON2	SON3	SON4	SON5	SON6	SON7	SON8
SON1	0	0.2034	0.1570	0.1350	0.2334	0.3837	0.7071	0.7854
SON2	0.2034	0	0.1954	0.1984	0.2080	0.3589	0.7580	0.8461
SON3	0.1570	0.1954	0	0.1401	0.1472	0.3994	0.7495	0.7852
SON4	0.1350	0.1984	0.1401	0	0.1586	0.3552	0.6400	0.7456
SON5	0.2334	0.2080	0.1472	0.1586	0	0.3319	0.8232	0.7743
SON6	0.3837	0.3589	0.3994	0.3552	0.3319	0	0.8144	0.7872
SON7	0.7071	0.7580	0.7495	0.6400	0.8232	0.8144	0	0.1186
SON8	0.7854	0.8461	0.7852	0.7456	0.7743	0.7872	0.1186	0

Tableau III.4: Matrice de dissemblances

Les auditeurs n'attribuent pas les mêmes poids aux dimensions perceptives lors du test d'écoute. Cette variabilité inter-individuelle est prise en compte par l'analyse multidimensionnelle des proximités pondérée INDSCAL (INDividualDifferencesSCALing) qui consiste à appliquer un poids sur chaque dimension en fonction du sujet. Dans notre étude, nous avons opté pour une MDS métrique INDSCAL qui tient compte de la variabilité intra et interindividuelle inhérente à tout test subjectif.

III.7.3. Analyse multidimensionnelle de proximités (MDS)

Le principe de cette analyse est de faire correspondre aux dissimilarités mesurées entre des stimuli des distances entre des points représentant ces stimuli dans un espace euclidien.

III.7.4. Détermination du nombre des dimensions:

III.7.4.1. Le facteur de stress :

Ce facteur présente l'un des critères qui peuvent nous aider pour faire le choix du nombre de dimensions N. Le facteur de stress permet de mesurer la qualité du placement de les points reconstruire vis-à-vis des dissimilarités. Dans un premier temps, on va comparer les valeurs minimales de stress obtenues pour différents nombre de dimensions.

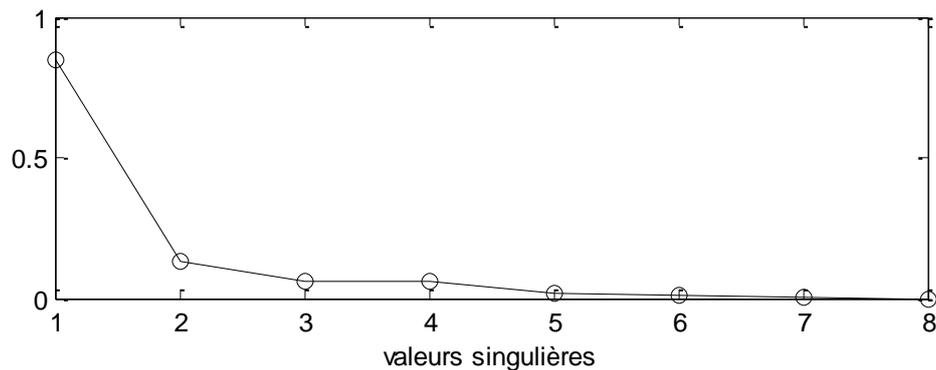


Figure III.5: Evolution du facteur de stress en fonction du nombre de dimensions

Les courbes de stress (figure III.5) que nous avons obtenues lors de nos tests montrent l'apparition des coudes entre deux et trois dimensions, la solution à deux dimensions a été retenue.

III.8. Analyse des résultats :

Un modèle de proximité, MDS INDSCAL à 2 dimensions, est donc retenu pour notre étude. Les coordonnées des sons dans l'espace perceptif sont données par le tableau suivant :

SON	DIM1	DIM2
SON 01	-0,16931191	0,09870055
SON 02	-0,22873216	0,07272935
SON 03	-0,19275577	0,07466089
SON 04	-0,12610115	0,08340045
SON 05	-0,22577734	-0,06120795
SON 06	-0,18122445	-0,2676438
SON 07	0,54546674	0,11216909
SON 08	0,57843605	-0,11280858

Tableau III.5: Coordonnées des sons dans l'espace de proximité à deux dimensions

III.8.1. Diagramme de dispersion entre les similarités mesurées et reconstruites :

Pour vérifier que les coordonnées des différents stimuli permettent de reconstruire au mieux les dissemblances moyennes, une régression linéaire ascendante ayant pour entrée les similarités mesurées est réalisée. Le score de similarité, donné à travers le coefficient de Bravais-Pearson, vaut 0.98. Ce qui confirme une bonne restitution des dissemblances.

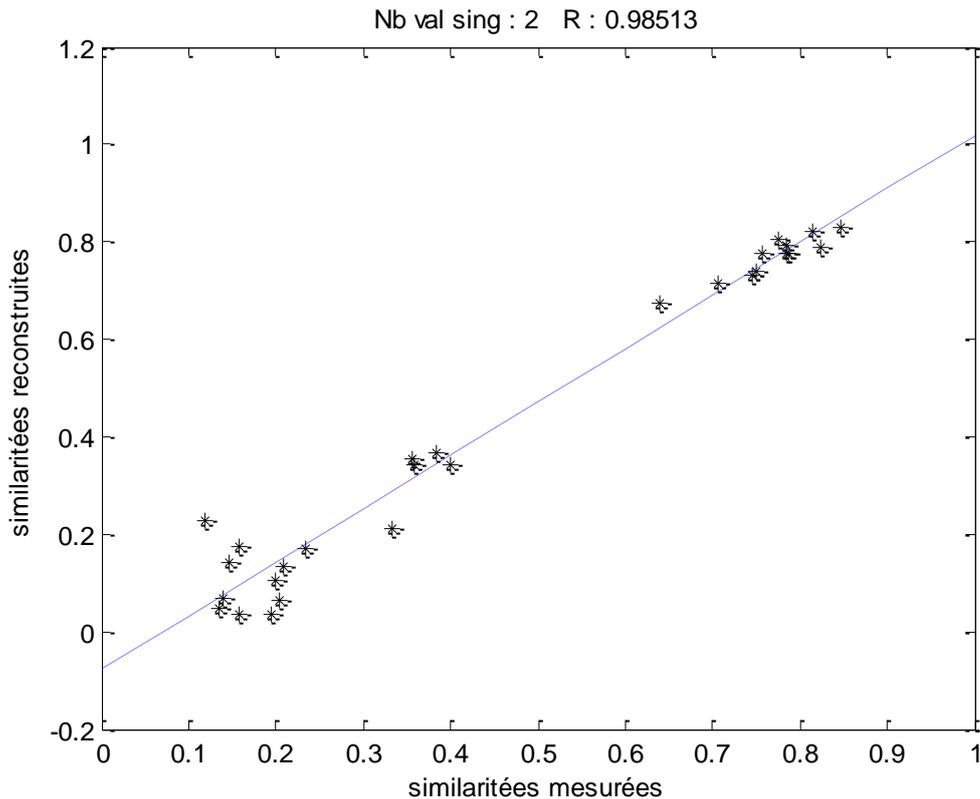


Figure III.6. Diagramme de dispersion entre les similarités mesurées et reconstruites

III.8.2. Espace de proximité des sons

Les résultats obtenus nous permettent d'obtenir une représentation des huit sons enregistrés dans un espace euclidien à deux dimensions, figure.III.7.

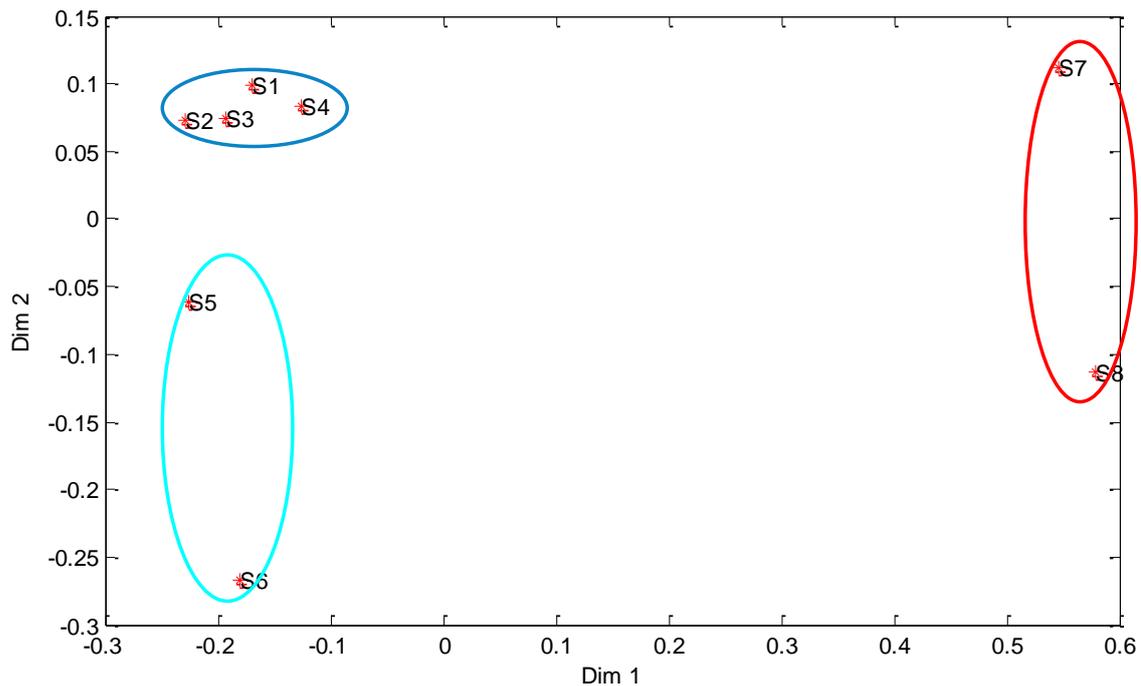


Figure III.7: Espace de proximité des sons (acoustiques)

La première observation sur l'espace de proximité des sons permet de voir certains groupements des sons:

Les Sons 1, 2, 3 et 4 correspondent respectivement aux enregistrements effectués dans les jours 1, 4, 5 et 6. Les auditeurs les ont classés comme étant des sons presque identiques. Ce résultat confirme l'expertise visuelle du tableau III.1 qui indique l'absence d'anomalie jusqu'au sixième jour.

Les Sons 5 et 6 correspondent respectivement aux enregistrements effectués dans les jours 8 et 9. Les auditeurs les ont classés comme des sons peu différents des sons du premier groupe. Ce résultat confirme aussi l'expertise visuelle du tableau III.1 qui indique l'apparition d'un début d'écaillage sur les dents $\frac{1}{2}$ et 14/15.

Les Sons 7 et 8 correspondent respectivement aux enregistrements effectués dans les jours 11 et 12. Les auditeurs les ont classés comme étant des sons très différents de ce du premier groupement, donc détérioration des engrenages d'après l'expertise suscités.

III.8.3. Mise en relation des résultats des études vibratoire et acoustique :

L'analyse multidimensionnelle (MDS), nous a permis d'avoir une représentation des différents enregistrements des sons du banc d'essai d'engrenage CETIM dans un espace euclidien à deux dimensions. Si on projette les positions des sons (S1,..., S8) sur les deux axes de l'espace perceptifs de figure III.8, on remarque que la première dimension Dim1 représente les degrés de gravité des défauts d'engrenages, et la deuxième dimension Dim2 représente la déférence entre les sons.

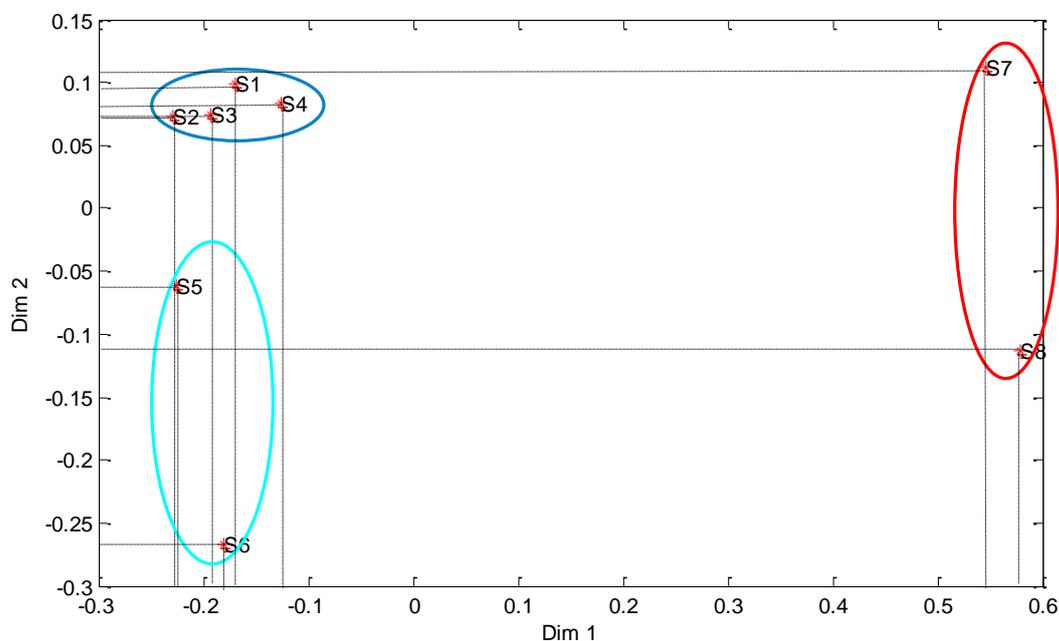


Figure III.8: Projection des positions des sons (acoustiques) selon les axes de l'espace perceptifs

III.8.4. Corrélation Vibro-Acoustique

Nous avons cherché une corrélation entre cette dispersion et les indicateurs vibratoires scalaires calculés, en l'occurrence la valeur efficace, le facteur crête, le facteur crête à crête, le Kurtosis et le centre de gravité spectral...etc. Ainsi les dimensions de cet espace seront une fonction linéaire des différents indicateurs.

Pour ce faire nous avons effectué une régression linéaire ascendante, ayant pour entrée les indicateurs vibratoires.

III.8.4.1. Diagrammes de dispersion entre les dimensions et l'indicateur vibratoire :

Puisque ces dimensions décrivent parfaitement la dispersion des sons dans cet espace, et dans le but de mettre en relation les indicateurs vibratoires et la perception acoustique, nous avons cherché une corrélation entre cette dispersion et les indicateurs vibratoires scalaires calculés, en l'occurrence les indicateurs scalaires. Ainsi les dimensions de cet espace seront une fonction linéaire des différents indicateurs.

Pour ce faire nous avons effectué une régression linéaire ascendante, ayant pour entrée les indicateurs vibratoires. La dimension retenue sera celle qui présente le meilleur score de similarité, donc une meilleure qualité d'alignement des nuages de points sur la droite de régression.

- La première dimension peut être une fonction linéaire de l'indicateurs vibratoires : Niveau globale (Ng) avec un facteur de corrélation égale a $R^2=0.992$. L'équation du modèle mathématique pour un seul paramètre est :

$$\text{Dim1} = 0.0025039 \times \text{Ng} - 0.21189$$

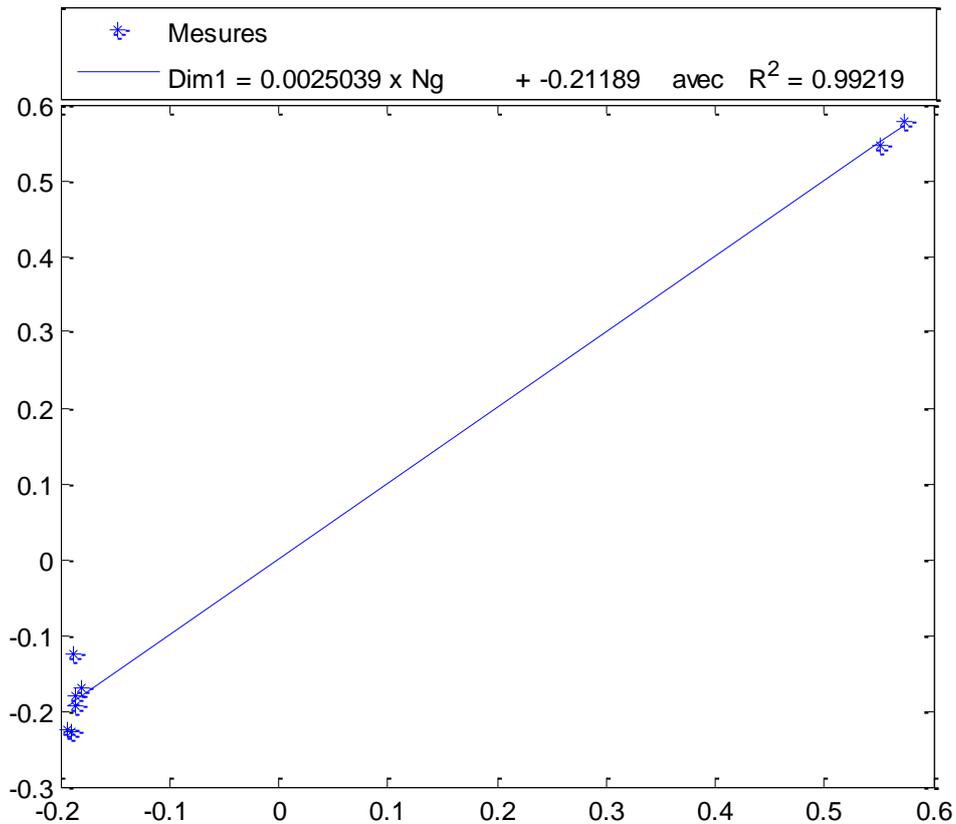


Figure III.9: Diagramme de dispersion entre la première dimension et l'indicateur vibratoire

- La première dimension peut être une fonction linéaire de deux indicateurs vibratoires : CGS et l'énergie (E) avec un facteur de corrélation égale à $R^2=0.994$. L'équation du modèle mathématique pour les deux paramètres est :

$$\text{Dim1} = 0.018236 \times \text{CGS} + 0.00086889 \times \text{E} - 4.6795$$

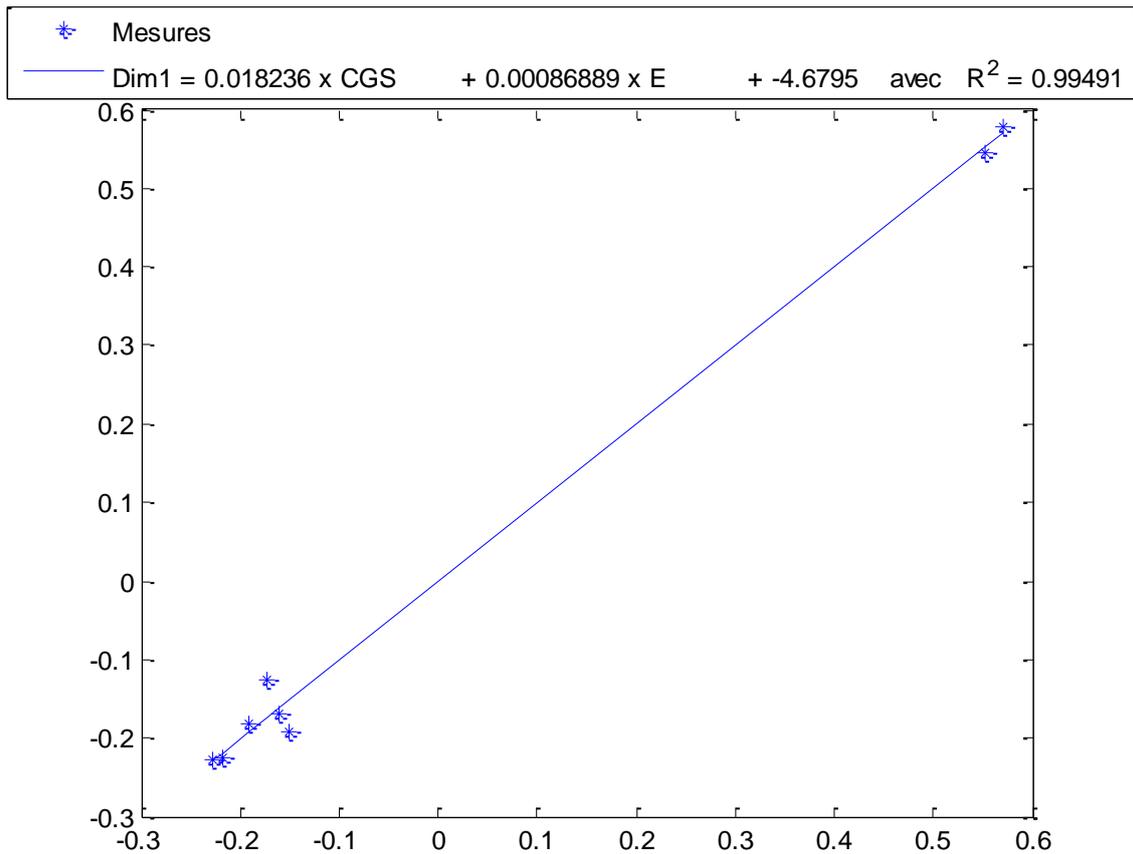


Figure III.10: Diagramme de dispersion entre La deuxième dimension et l'indicateur vibratoire

- La deuxième dimension Dim2 peut être une fonction linéaire de deux indicatrices vibratoires : la valeur crête (V_c) et le facteur K avec un coefficient de corrélation égale à $R^2=0.326$. L'équation du modèle mathématique pour les deux paramètres est :

$$\text{Dim2} = -7.1721 \times V_c + 40.275 \times F_k + 1.2684$$

D'après ce dernier modèle mathématique, on voit bien que le Dim2, n'est pas bien corrélé avec les indicateurs scalaires, cela s'explique par les différences très faibles entre ces derniers puisque 6 signaux sur les 8 pris en considération sont presque identiques.

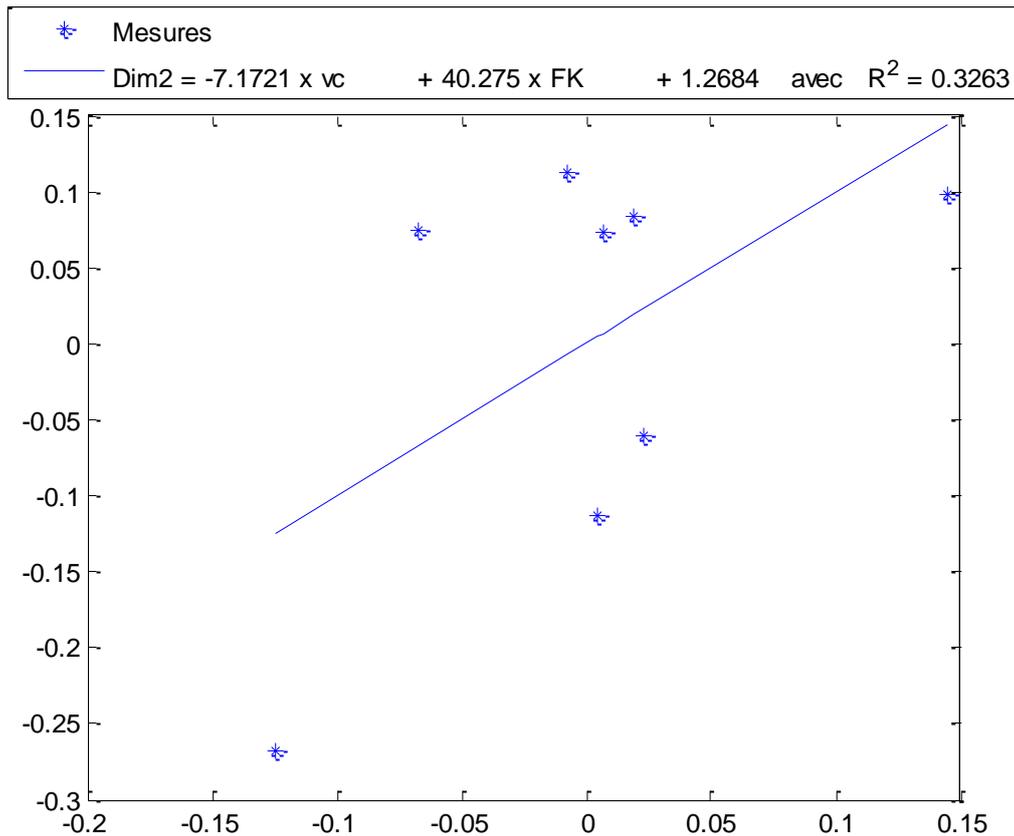


Figure III.1 Diagramme de dispersion entre la première dimension et l'indicateur vibratoire

III.8.5. L'évolution de Dim1 en fonction du défaut:

La Figure III.13 montre l'évolution de Dim1 pour les 8 sons. On remarque un passage des valeurs de Dim1 de négatives aux positives entre le son 6 et le son 7 correspondant respectivement aux mesures effectuées le jour 9 et le jour 11. Sachant que d'après le rapport d'expertise l'écaillage des dents $\frac{1}{2}$ et $\frac{14}{15}$ n'évolue pas jusqu'au jour 10 après cela ; il évolue d'une manière très importante qui provoque la détérioration des engrenages. En réalité ce phénomène a été expliqué dans la référence Y. Ramdane et all [3] où ils montrent que le Dim 1 peut être considéré comme un bon indicateur de présence d'un ou plusieurs défauts de grande gravité et sur lequel on peut se baser pour prendre la décision de l'arrêt de la machine.

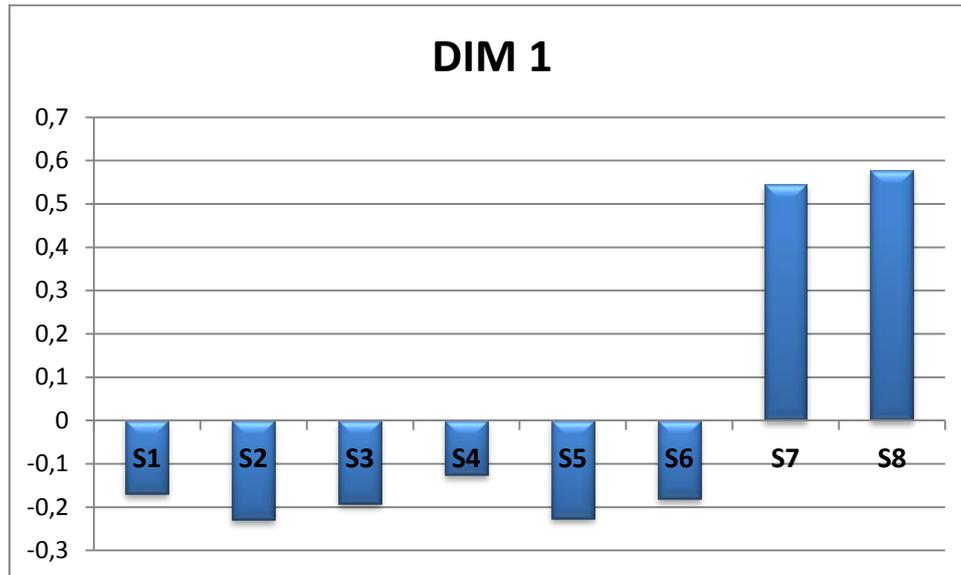


Figure III.13: Evolution de Dim1 en fonction des 8 sons

III.9.Conclusion:

Le choix d'établir des corrélations entre l'aspect objectives et subjectives a permis de mettre en avant la relation importante qui existe entre d'une part les indicateurs vibratoires, principalement, la valeur crête à crête, la valeur efficace de la vitesse et le centre de gravité spectral, et d'autre part les distances entre sons d'engrenage dans l'espace de proximité. Ces ont les indicateurs de la vitesse vibratoire et le centre de gravité spectrale ainsi que la valeur crêt à crête qui expliquent le mieux les jugements de préférence pour les sons d'engrenages dans les machines tournantes.

Conclusion générale

L'identification d'un ou plusieurs facteurs, objectifs et pertinents présentant le comportement des machines tournantes, précis, tout en tenant compte de l'aspect vibratoire et acoustique, était l'objectif de ce projet. Dans ce cadre une étude vibro-acoustique d'un modèle de machines tournantes à base d'engrenages a été proposée. Elle associe l'aspect objectif d'indicateurs vibratoires à celui subjectif de la perception sonore humaine. Le principe est d'aller chercher à les lier en corrélant la physique avec la perception sonore dans le but d'optimiser au mieux l'utilisation des indicateurs vibratoires et ainsi augmenter leurs champs d'action et leur efficacité.

La détection des défauts pose de nombreux problèmes dont les deux principaux sont, d'une part la complexité et la diversité des formes géométriques des machines réelles et d'autre part, sur le plan expérimental, la difficulté d'isoler un défaut particulier en présence d'autres défauts. Le retour d'expérience est basé en grande partie sur la compétence des hommes qui s'appuient sur l'expérience technique et surtout la perception sonore et vibratoire liées aux défauts mécaniques.

En premier lieu, nous avons commencé par une étude bibliographique sur la maintenance conditionnelle des installations et des machines tournantes. Des définitions des différents tests et méthodes utilisées dans le domaine de la perception acoustique sont présentées.

En deuxième lieu on a étudié le comportement vibratoire de notre banc d'essai, les résultats trouvés dans cette partie ont montré que :

- L'analyse spectrale nous a permis de détecter d'une manière claire les défauts simples de différentes gravités que ce soit d'engrenage ou de roulement.

- l'analyse spectrale est un outil performant dans le diagnostic des défauts isolés d'engrenages ou de roulements. Cependant lorsqu'il s'agit d'un défaut double, on a remarqué que ce type d'analyse reste incapable de détecter tous les défauts présents. C'est son inconvénient majeur. Surtout lorsqu'il s'agit d'un contrôle sur des grandes machines ayant plusieurs transmissions par engrenages.
- Dans le cas de défauts mixtes, double ou triples, l'utilisation de cette méthode sans outils de filtrages ne donne pas de bon résultat.
- La combinaison de deux à trois défauts de différents degrés de dégradations et de différentes natures donne une tendance des indicateurs très difficile à interpréter.

En troisième lieu une étude vibro-acoustique des sons d'engrenages d'un réducteur CETIM a été réalisée dans le but de corrélés les indicateurs vibratoires avec le résultat de la perception afin de proposer une optimisation de ces indicateurs pour améliorer l'identification et la détection des défauts réels.

Pour les tests perceptifs on a choisis le test de comparaison par paire pour évaluer les dissimilarités entre les échantillons sonores, les résultats ensuite sont traités par la méthode multidimensionnelle MDS INDSCAL pour représenter l'ensemble de proximités entre les sons par des points dans un espace euclidien. La proximité entre les sons est évaluée à l'aide des jugements de dissemblances. Le principe de cette analyse est de faire correspondre aux dissimilarités mesurées entre les stimuli (sons) des distances entre des points représentant ces stimuli dans un espace euclidien. Les résultats obtenus montre que :

- La projection des sons (S_1, \dots, S_8) sur les deux axes de l'espace perceptifs de figure III.8, permet la remarque que la première dimension Dim1 représente les degrés de gravité des défauts d'engrenages, et la deuxième dimension Dim2 représente la déférence entre les sons.

- La corrélation entre l'aspect objectif et subjectif a permis de mettre en avant la relation importante qui existe entre les indicateurs vibratoires et les distances entre sons d'engrenage dans l'espace de proximité.
- Les tests de perceptions ont permis de classer les sons dans l'ordre de dégradation du moins dégrader le son 1, jusqu'au plus dégrader le son 8.
- D'après la modèle mathématique, on voit bien que le Dim2, n'est pas bien corrélé avec les indicateurs scalaires, cela s'explique par les différences très faibles entre les sons puisque en considération sont presque identiques.
- La dimension 1 peut être considéré comme un bon indicateur de présence d'un ou plusieurs défauts de grande gravité et sur lequel on peut se basé pour prendre la décision de l'arrêt de la machine.

- [1] Borg. Groenen .Modern Multidimensional. scling .thor .
- [2] M. Kanzari Trabelsi. Diagnostic vibro-acoustique des défauts d'engrenages : Analyse d'une démarche de perception sonore. Mémoire de master *INSA-LYON 2008/2009*, 102p.
- [3] R. Younes, N. Ouelaa , N. Hamzaoui , A. Djebala. Experimental study of real gear transmission defects using sound perception. *Int J Adv Manuf Technol*, Springer-Verlag London 2014, DOI 10.1007/s00170-014-6313-6.
- [4] M. Pierre-Yohan, Sabine. M, Philippe .H,Gérard D, Mathieu L. Méthode de test adaptée à l'évaluation perceptive d'un grand nombre de stimuli audio : Application aux enceintes acoustiques. 10ème Congrès Français d'Acoustique Lyon, 12-16 Avril 2010.
- [5] A. Trolle, C. Marquis-Favre, N. Hamzaoui, D. Bard. L'évaluation Auditive de Sons Rayonnés par une Plaque Vibrante à l'Intérieur d'une Cavité Amortie : Ajustement du Pas Fréquentiel du Calcul Vibro-acoustique. 10ème Congrès Français d'Acoustique Lyon, John Ericssons vag 1, SE-22100 Lund.
- [6] M. Lavandier, S. Meunier, P. Herzog, Identification of some perceptual dimensions underlying loudspeaker dissimilarities. *J. Acoust. Soc. Am.* 123(6), 4186-4198 (2008).
- [7] V. Lenaerts. Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements. *Revue Scientifique des ISILF*, 2006, N°20.
- [8] A. Djebala, N. Ouelaa, N. Hamzaoui Et S. Guenfoud. Optimisation de l'utilisation des indicateurs scalaires dans le cadre de la maintenance prédictive des paliers à roulements. Congrès algérien de mécanique de construction, avril 2007.
- [9] A. Djebala, N. Ouelaa, N. Hamzaoui. S. Guenfoud. Application de la transformé en ondelettes discrète dans la détection des défauts de roulements.

- [10] N. Hamzaoui .Prédiction du rayonnement acoustique des structures à partir de mesures vibratoires: Evaluation d'une méthode intégrale simplifiée en temporel. Revue de Mécanique Appliquée et Théorique, Vol. 1, 10 759-767 (2008).
- [11] F. Tafinine, K. Mokrani, J. Antoni, A. Kabla Et Z. Asradj. Introduction des svm en mcsa. 4th International Conference: Sciences of Electronic, Technologies of Information and Telecommunications. Setit, 2007. March 25-29, 2007 – TUNISIA.
- [12] M. Djouada, R. Ziani, A. Felkaoui, R. Zegadi. Diagnostic des défauts par un couplage réseaux de neurones artificiels - algorithmes génétiques. Conférence internationale sur computer Intégrale, 03-04 Novembre 2007, Maroc.
- [13] C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa et S. Guenfoud. Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires,
- [14] M. El badaoui, « Contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale ». Thèse de l'Université Jean Monnet. 1999.
- [15] Touafek Ishak. Extraction d'indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : Comparaison de L'EMD et des ondelettes (WT). Mémoire de Magister. Universités Ferhat Abbas – SETIF UFAS (ALGERIE), 143p.

Résumé

La surveillance des machines, exige Des nouvelles techniques pour surveiller un système mécanique. Qui permettent aux opérateurs relativement non qualifiés de prendre des décisions fiables sans connaître le mécanisme du système et analyser les données.

L'objectif de ce projet est L'identification d'un ou plusieurs facteurs, objectifs et pertinents présentant le comportement des machines tournantes, précis, tout en tenant compte de l'aspect vibratoire et acoustique

L'apport de la perception sonore peut être vu comme moyen dévaluation des techniques de détection et surtout de corrélation entre les défauts mécaniques et de quelques indicateurs de surveillance tels que la kurtosis, le facteur de crêt, le RMS, le centre de gravité spectral, l'analyse spectral...ex La difficulté d'utilisation de tout cet ensemble d'indicateurs est liée à la présence de bruit secondaire perturbant l'analyse le résultat attendu de cette confrontation avec la subjectivité sonore contribue à l'identification des indicateurs optimaux de détection des défauts.