

Analyse vibratoire de fatigue par piqûres de transmission par engrenages

Salim SELLAMI^{1*}, M^{ed}Saleh MECIBEH¹

¹Laboratoire de mécanique

Département de Génie mécanique, Faculté des Sciences de la Technologie. Université Frères Mentouri – Constantine 1. Campus Chaab Ersas, 25000 Constantine, Algérie

* auteur correspondant : salimsellami@yahoo.fr

Résumé - Pour détecter les différents défauts des machines tournantes, la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire est parmi les meilleurs outils de surveillance et de diagnostic. Les engrenages sont parmi les organes mécaniques les plus utilisés dans la plupart des installations industrielles, ils sont conçus pour fonctionner sur de très longs termes. Dans des conditions d'utilisation idéales ou mauvaises, une dégradation due à la fatigue des pignons et une mauvaise lubrification provoquent plusieurs défauts, ces défauts sont la cause d'une grande quantité de casses de machines et un grand nombre d'heures d'arrêt de production. Afin de résoudre cette problématique, un banc d'essai est mis au point dans notre laboratoire, nous permettra d'effectuer une analyse sur des différents pignons défectueux. Le but de ce travail est d'étudier l'influence de la fatigue par piqûres des dents d'engrenages sur le comportement vibratoire des réducteurs à engrenage.

Mots Clés : Défauts d'engrenages / **Piqûres** / Analyse vibratoire / Diagnostic / Engrenage /

Nomenclature

RMS la valeur efficace ou couramment appelée RMS (Root Mean Square).

Ne nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

M₄ moments statistiques d'ordre 4

M₂ moments statistiques d'ordre 2

g accélération, $m.s^{-2}$

V vitesse, Tr/min

1. Introduction :

Les réducteurs (ou multiplicateurs) à engrenages sont très répandus en mécanique ; on les trouve dans tous types d'industries, de procédés par exemple ; automobile (boîtes de vitesse), aéronautique (hélicoptères), cimenteries, raffineries. Ce sont des éléments mécaniques très sollicités, complexes à dimensionner et à réaliser (calcul, choix et traitement des matériaux, taillage des dents, . . .), qui peuvent présenter des défaillances limitant leur durée de vie [1].

En raison de la charge de service excessive, des conditions d'exploitation inappropriées ou simplement fin de la fatigue de la vie, des dommages peuvent survenir dans les engrenages. Quand un défaut, soit distribué ou localisée, sont engagées par des engrenages, la rigidité et par conséquent les caractéristiques de vibration de la dent endommagée vont changer. Une technique possible non destructive pour la détection d'endommagement et l'évaluation de la gravité peut être dérivée à partir

de l'analyse des vibrations. Cet article présente l'utilisation de l'analyse des vibrations dans la détection, la quantification et le suivi de l'avancement des dommages subis par les dents à engrenage. Une paire de pignons coniques a été testée dans des conditions d'usure accélérée, et des techniques de temps et de domaine de fréquences conventionnelles sont appliquées aux vibrations d'engrenage pour indiquer la présence et la progression de l'usure [2].

Pour déterminer l'état d'une roue dentée inaccessible dans une machine en fonctionnement le signal de vibration de la machine peut être contrôlé en permanence par un capteur de placer à proximité de la source des vibrations. Ces signaux peuvent être en outre traités pour en extraire les caractéristiques et identifier l'état de la machine. Le signal de vibration acquis à partir de la machine d'exploitation a été utilisé efficacement pour diagnostiquer l'état des composants mobiles inaccessibles à l'intérieur de la machine [3].

Les relevés de vibrations sont les meilleurs outils pour obtenir un diagnostic précis sur les problèmes de dysfonctionnement des équipements [4, 5, 6,7]. Le principe de l'analyse des normes vibre et émet des vibrations dont les paramètres sont dus à ses caractéristiques cinématiques et au travail accompli. Ces vibrations évoluent en fonction de l'état de santé des organes de la machine dont les fréquences sont identiques à celles des efforts qui les ont provoqués. De plus, si l'on possède la signature vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement. Il suffit donc en principe de mesurer l'évolution de ses vibrations, et en fonction de ses caractéristiques déceler les anomalies.

2. Piqûres des dents d'engrenages :

Piqûres est le résultat du processus de fatigue dans la couche de surface des dents. Fissures (Figure. 1) peuvent commencer entre la rugosité de la couche de surface ou sous la couche de surface. Selon la pression de Hertz, le maximum de contrainte est en dessous de la couche de surface (Figure. 1a). La couche d'huile affecte la réduction de la pression de Hertz et permet de déplacer le point de la pression maximale à la surface (Figure. 1b). Il est possible de conclure que dans le cas d'une meilleure lubrification des fissures se forment entre la rugosité de surface. Par ce phénomène, il est nécessaire d'avoir un nombre élevé de cycles de contraintes, à savoir un niveau élevé de révolution de maille de dents. L'écart de rugosité et de profil, par micro piqûres (Figure. 1b), d'une part augmenter et puis certains d'entre eux grandir et diviser (fracturés) morceaux plus petits ou plus grands sur le flanc. Ce processus peut être arrêté ou ralenti par élimination des micro-piqûres par usure par glissement. Dans le cas d'une mauvaise lubrification (Figure. 1a), les fissures lancent sous la couche de surface et ont besoin d'un plus petit nombre de cycles de contrainte (de révolution de maille de dents). Ces fissures peuvent se développer jusqu'à la très grande taille et il est difficile de les éliminer par l'usure par glissement. Ce genre de piqûres (Figure. 1a) peut se produire après un nombre relativement restreint de tours de filet de dents (matériaux légers) et après un nombre beaucoup plus élevé de révolutions dents de maille pour surface aciers trempés [8] [9] [10].

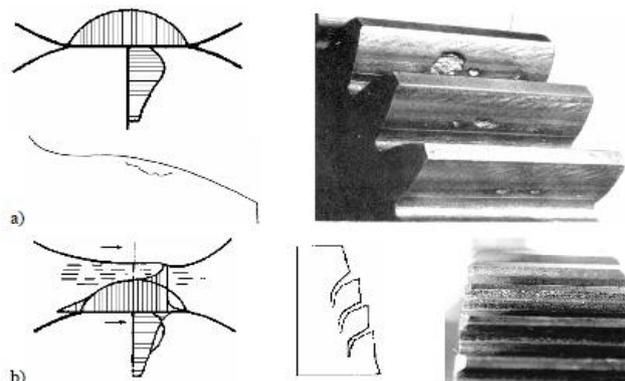


Figure 1 : Teeth pitting

- a) Hertzian stress distribution and pitting development
 b) Lubricant effect at stress distribution and pitting development

3. Description d'un signal vibratoire :

Généralement, une vibration est caractérisée principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature (figure. 2).

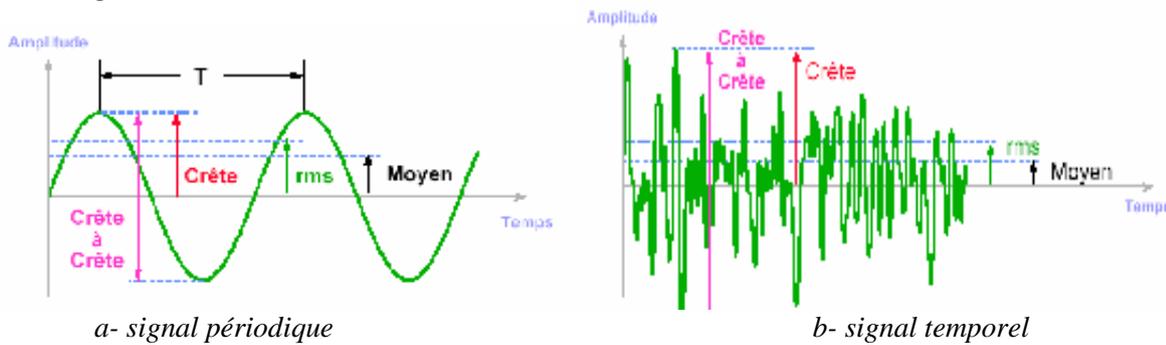


Figure 2 : Description du signal vibratoire

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli. Ces méthodes utilisent des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. L'indicateur le plus courant est sans doute la valeur efficace ou couramment appelée RMS (Root Mean Square). Elle est donnée par :

$$V_{\text{efficace}} = V_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (1)$$

Où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Notons également l'utilisation des indicateurs crêtes qui sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré, il est possible de distinguer principalement entre :

- Le facteur de crête qui est défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace, il est signe d'une éventuelle dégradation si sa valeur dépasse six.

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\sup |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (2)$$

- Le kurtosis qui représente le rapport entre le moment statistique d'ordre quatre et le moment statistique d'ordre deux au carré. Pour une distribution gaussienne le kurtosis est égale à 3 (cas d'un roulement ou d'un engrenage sain). Lorsque le signal devient non gaussien (présence d'évènements dus au défaut) le kurtosis devient supérieur à 3.

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (3)$$

Avec M_4 et M_2 , respectivement moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, x est la valeur moyenne des amplitudes, N_e est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

4. Moyens d'essais et mise en œuvre :

Le dispositif expérimental utilisé pour cette étude a été mis au point dans le cadre d'une étude sur le comportement vibratoire et vibro-acoustique d'engrènement (figure. 3). Il a été conçu pour reproduire des conditions de fonctionnement sévères et représentatives d'une utilisation industrielle normale. Les éprouvettes d'essais utilisées permettent de faire évoluer sur une plage significative les paramètres géométriques caractéristiques de l'engrènement. Il est constitué essentiellement d'une boîte à renvoi d'angle composé de deux (02) pignons coniques $Z=25$ dents. Le comportement vibratoire est déterminé par l'intermédiaire d'un collecteur et d'un analyseur d'information

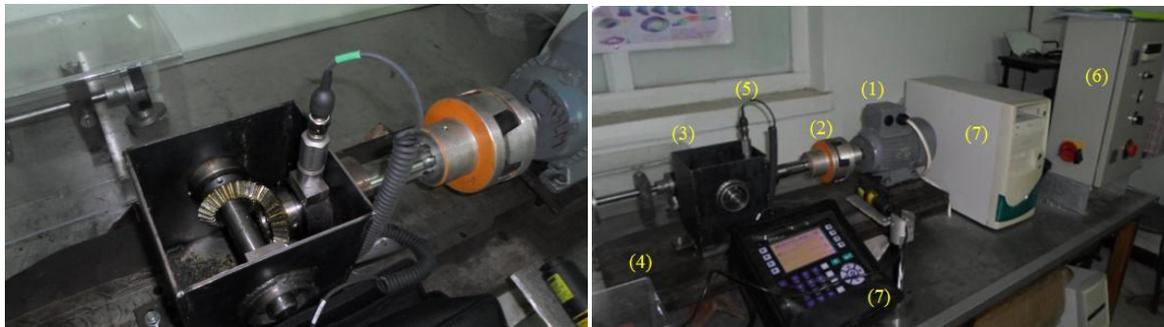


Figure 3 : Vue générale du banc d'essais

- (1) moteur électrique, (2) accouplements élastiques, (3) boîte à engrenages conique,
 (4) support boîtes, (5) accéléromètre piézo-électrique, (6) régulateur de vitesse,
 (7) collecteur d'information, (8) analyseur d'information.

4.1 Fréquences caractéristiques des défauts :

Engrenages sont des organes de transmission d'efforts et de mouvement par contact physique entre pièces. Ce type de transmission émet naturellement bruit et vibrations. Ainsi les vibrations principales sont produit par les chocs d'entrée en contact des dents d'engrenages. la fréquence d'apparition de ce phénomène est la fréquence d'engrènement.

Observons un engrenage, composé de deux roues dentées 1 et 2, présentant Z_1 et Z_2 dents et tournant aux fréquences F_1 et F_2 . Chaque fois qu'une dent de la roue menant 1 s'engage dans la roue menée 2, il se produit une prise de charge périodique au rythme d'engagement des dents selon une fréquence d'engrènement F_e égale à la fréquence de rotation de la roue multipliée par son nombre de dents, selon la relation suivante :

$$F_e = F_1 \cdot Z_1 = F_2 \cdot Z_2$$

- | | |
|----------------|--|
| F_e | : Fréquence d'engrènement |
| F_1 et F_2 | : fréquences de rotations des roues 1 et 2 |
| Z_1 et Z_2 | : Nombre des dents des roues 1 et 2. |

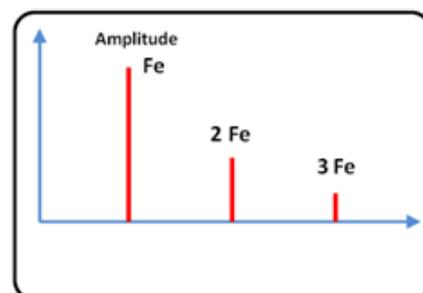


Figure 4 : fréquence d'engrènement et ses harmoniques

Si la denture est correcte, le spectre est constitué de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement ou à ses harmoniques (figure. 4).

Le type de défaut choisi est une avarie liée à des enlèvements de matière se produisant par transmission de charge par contact quasi ponctuel pour les piqures (figure. 5). Chaque fois qu'une avarie participe à un contact, elle modifie les caractéristiques vibratoires, sonores et cinématiques (erreur de transmission pour l'engrenage) du système. En analysant les mesures d'accéléérations, nous allons identifier et quantifier ces modifications afin d'établir une relation entre les mesures, le type et la géométrie du défaut. Chaque défaut participe régulièrement à la transmission d'efforts et de mouvement.

Les piqures situées sur une dent d'engrenages sont sollicitées à chaque tour d'arbre ; sa fréquence caractéristique est la fréquence de rotation de l'arbre sur lequel est monté le pignon denté.



Figure. 5 : Pignon avec des piqures.

5. Interprétation et discussion des résultats :

5.1 Analyse temporelle : application des indicateurs scalaires

Pour vérifier la sensibilité de l'approche temporelle dans la détection du défaut de piqure d'engrenages, plusieurs indicateurs scalaires ont été trouvés expérimentalement dans différentes configurations. La (figures. 6.a) représentent l'évolution du kurtosis en fonction de la présence du défaut de piqure pour trois vitesses de rotation. On remarque que cet indicateur augmente progressivement avec l'augmentation de la vitesse de rotation et plus particulièrement dans le cas de la présence du défaut.

Le facteur de crête-crête suit la même tendance du kurtosis quant à la fréquence maximale du signal. Il augmente également progressivement avec l'augmentation de la vitesse de rotation (Figure. 6.b).

Le RMS a été calculé dans les mêmes configurations d'auparavant (Figure. 6.c). On remarque que cet indicateur est très sensible à la vitesse de rotation puisqu'il augmente progressivement avec son augmentation. Le RMS peut être donc un bon indicateur de l'évolution de la gravité d'un défaut ou de la création d'un ou plusieurs autres, mais ne peut détecter en lui-même sa présence car ses valeurs ne sont plus significatives ou comparables à un seuil limite à l'image du kurtosis et du facteur de crête-crête.

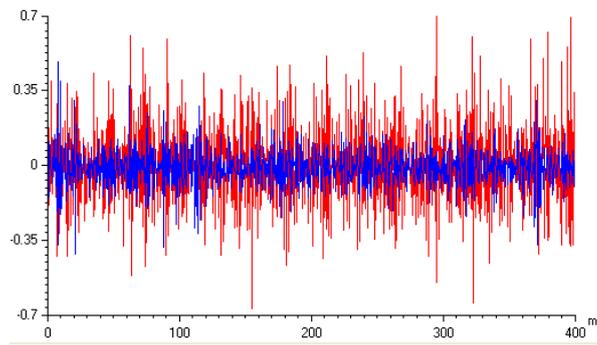


Figure. 5 : Deux Signaux temporel superposés ($v= 1500$ tr/min).

- Le spectre bleu (sans défaut).
- Le spectre rouge (avec défaut de piqûres).

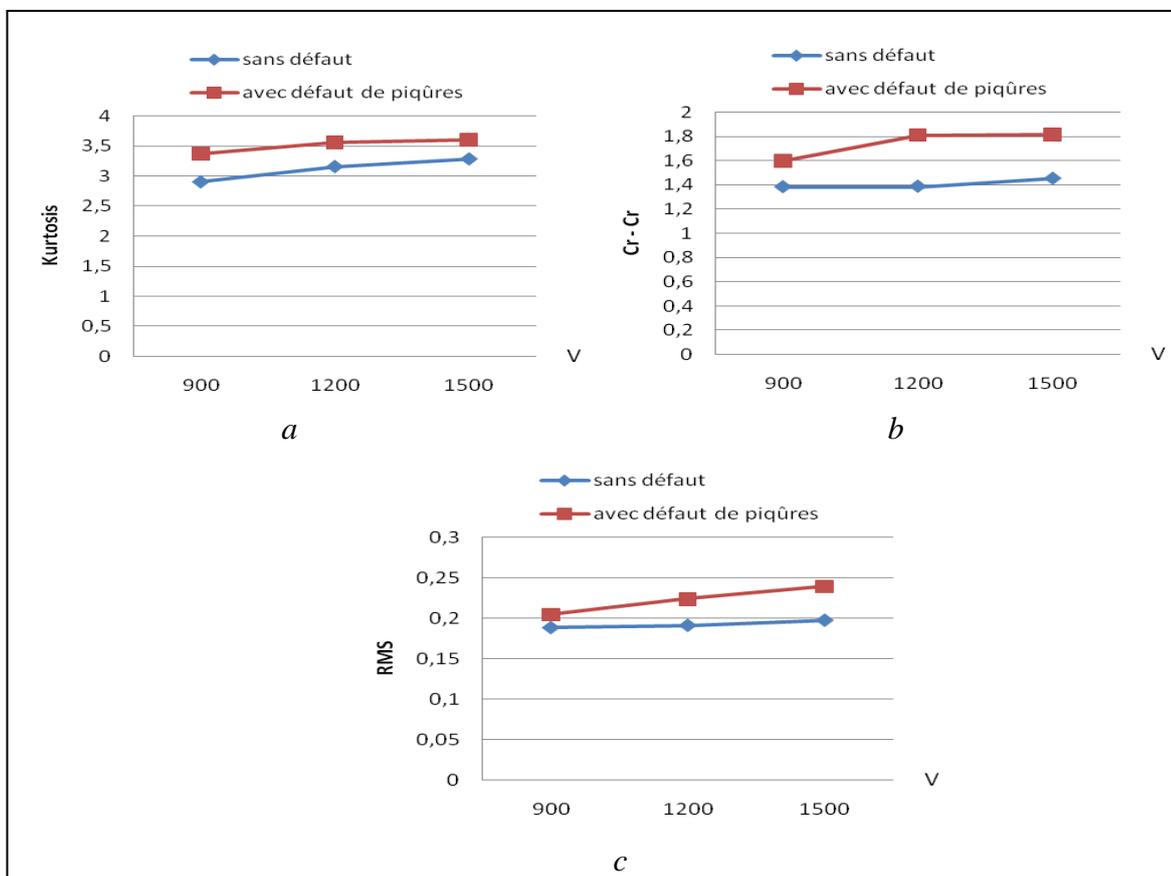


Figure. 6 : Indicateurs scalaires : a : Kurtosis, b : crête-crête, c : RMS.

5.2 Analyse fréquentielle :

L'analyse en fréquence permet d'identifier la provenance du défaut. La présence d'une telle avarie, entraîne l'augmentation de l'amplitude du signal à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques, même en présence d'autres défauts [11]. Les figures 6 et 7 représentent clairement l'image vibratoire dans la direction verticale dans la gamme fréquentielle [0, 10000] Hz avec le niveau global d'accélération g.

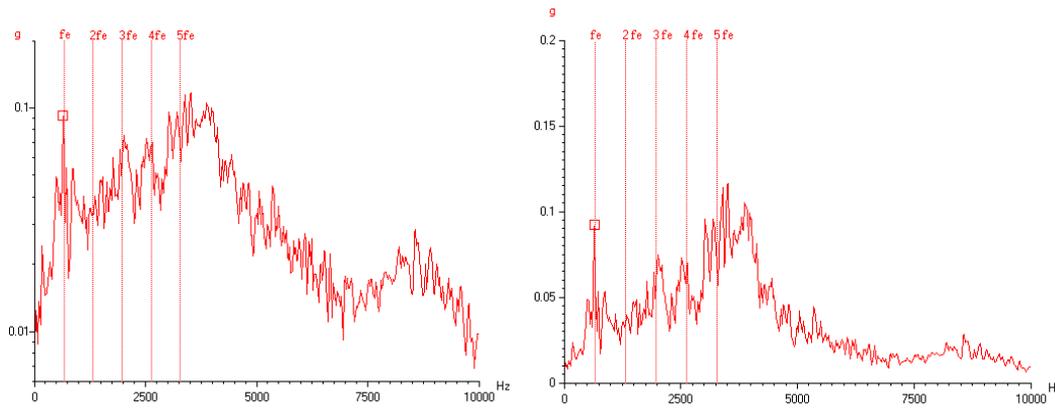


Figure. 6 : Représentation des harmoniques sans défaut
(Échelle logarithmique et échelle linéaire)

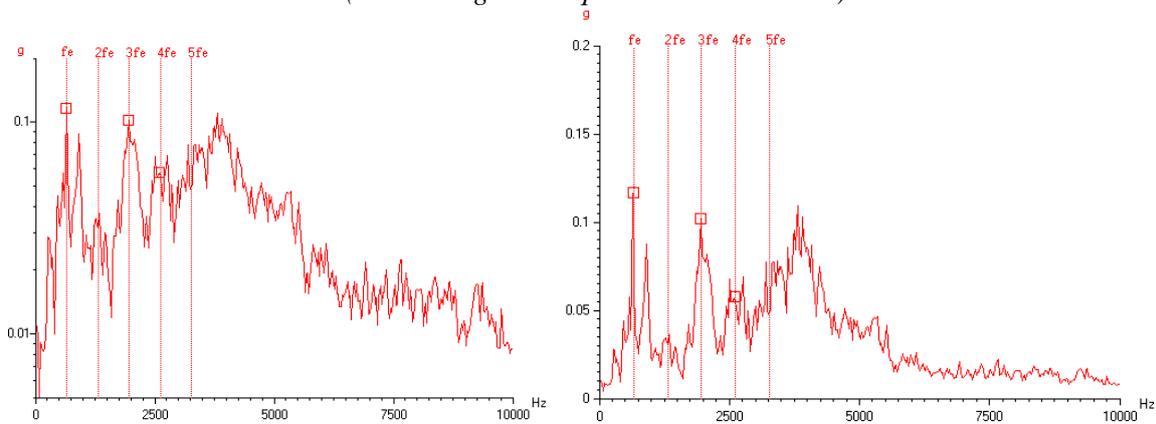


Figure. 7 : Représentation des harmoniques avec défaut de piqûres
(Échelle logarithmique et échelle linéaire)

6. CONCLUSION

Le but de cette étude est de montrer l'influence de défaut de piqûres sur le comportement vibratoire des engrenages par définir des indicateurs temporels sensibles et capables de détecter un défaut d'engrenages dans différentes configurations et par une analyse fréquentielle. Afin de permettre une validation expérimentale, des défauts de piqûres ont été provoqués sur l'un des dentures d'engrenage. Les accéléromètres ont été disposés sur les deux paliers à roulement à bille. Les mesures ont été recueillies en faisant varier la vitesse de rotation. En effet le kurtosis apparaît comme étant l'indicateur le plus approprié à la détection des défauts de type piqûres.

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.

REFERENCES

- [1] K. Drouiche ; M. Sidahmed ; Y. Grenier. « Détection des défauts d'engrenages par analyse vibratoire» traitement du signal volume 8-n° 5, pp 331-343.
- [2] Isa Yesilyurta, Fengshou Gub, Andrew D. Ballc. «Gear tooth stiffness reduction measurement using modal analysis and its use in wear fault severity assessment of spur gears». January 2003.
- [3].Expert Systems with Applications 36 (2009) 3119–3135,«Vibration-based fault diagnosis of spur bevel gear box using fuzzy technique».
- [4] MEDSERVICES :« journées de formation sur la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire», Hôtel El Aurassi, Septembre octobre 2001.
- [5] M.Thomas, F.Lafleur : «MEC 763 Techniques de maintenance industrielle, leçon 9 maintenance conditionnelle par surveillance des vibrations», Département de génie mécanique, ETS, été 2003.

- [6] S.Teyar : «Diagnostic de l'état des machines tournantes par l'analyse vibratoire», thèse de magister de l'Université Mentouri de Constantine, 2003.
- [7] Bruel et Kjaer vibro : «Stage de la maintenance conditionnelle », présentation des analyses vibratoires, 2001.
- [8] James, Li. C., Limer J.D., Model-based Conditions Index for Tracking Gear Wear and Fatigue Damage, Wear 241, pp 26-32., 2000.
- [9] Aslantas K., Tasgetiren S., « A study of Spur Gear Pitting Formation and Life Prediction», Wear 257, pp 1167-1175., 2004.
- [10] Komuri M., Kubo A., Takahashi T., Tanaka T., Ichihara Y., «Pitting, Chipping and Tooth Breakage due to Edge Contact», - Proceedings of the International Conference on Gears, VDI-Berichte 1904.2, pp 1309-1324., 2005.
- [11] C.Breneur, Eléments de maintenance préventive des machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements, Doctorat de l'institut national des sciences appliquées de Lyon (MEGA), 2002.