

**SURVEILLANCE DES ROULEMENTS PAR EMISSION ACOUSTIQUE:  
ETUDE COMPARATIVE AVEC LES TECHNIQUES VIBRATOIRES  
POUR UNE DETECTION PRECOCE.**

**MONITORING BEARINGS BY ACOUSTIC EMISSION: A  
COMPARATIVE STUDY WITH VIBRATION TECHNIQUES FOR  
EARLY DETECTION.**

A. M. Kedadouche, M. Thomas et A. Tahan

Département de Génie mécanique, École de Technologie Supérieure  
1100, rue Notre-Dame Ouest, Montréal (Québec) H3C 1K3  
[mourad.kedadouche@hotmail.fr](mailto:mourad.kedadouche@hotmail.fr), [marc.thomas@etsmtl.ca](mailto:marc.thomas@etsmtl.ca), [antoine.tahan@etsmtl.ca](mailto:antoine.tahan@etsmtl.ca)

**RÉSUMÉ**

L'usure des roulements est l'une des principales causes de défaillance dans les machines tournantes. La technique la plus utilisée pour la surveillance et le diagnostic des roulements est l'analyse des vibrations ( $\leq 20$  kHz). Cette technique connaît un grand succès pour la surveillance des machines tournantes. Toutefois, cette technique permet difficilement une détection précoce à moins d'un traitement sophistiqué du signal vibratoire autour des résonances, et par conséquent détecte plus souvent le défaut à un stade avancé, lorsque les fréquences de roulement se manifestent clairement. Généralement, à partir du moment où un changement significatif dans la vibration a été observé, la durée de vie résiduelle d'exploitation est relativement courte. Ceci a motivé l'industrie aéronautique à investiguer sur le potentiel d'autres méthodes de détection encore plus précoces comme les mesures par émission acoustique. Cet article présente les résultats préliminaires d'une étude comparative expérimentale sur l'application des mesures vibratoires et par émission acoustique pour surveiller l'état de dégradation des roulements. Le potentiel de la technique de surveillance par émission acoustique est démontré grâce à des techniques de traitement du signal simple : l'utilisation de paramètres statistiques temporels et l'analyse d'enveloppe du signal. Les résultats révèlent que la technique de surveillance par émission acoustique est plus efficace dans la détection précoce des défauts de roulement que la surveillance vibratoire.

## **ABSTRACT**

Bearing wear is a major cause of defect in rotating machinery. The most widely used technique for monitoring and diagnosing bearings is vibration analysis ( $\leq 20$  kHz). This technique has been successful for monitoring rotating machinery. Nevertheless, this technique does not allow for early defect detection, except by using advanced signal processing techniques around the natural frequencies, and more often allows for detection when the bearing is an advanced stage of degradation and the bearing frequencies can be easily identified. Generally, when a significant change in the vibration is observed, the residual life of exploitation becomes relatively short. This motivated the aeronautic industry to investigate the potential of a new detection method based on acoustic emission measurements for an early detection. This paper presents the preliminary results of an experimental comparative study using vibration and acoustic emission measurements for monitoring the degradation in bearings. The potential of the acoustic emission technique is demonstrated using envelop in frequency signal processing and using statistical parameters and temporal analysis. The results show that the acoustic emission technique is more effective in early detection of bearing defects than the vibratory monitoring.

**Keywords:** acoustic emission, vibration signature, bearing defect, early detection

## 1. Introduction

De nombreux travaux de recherche ont été publiés sur la détection et le diagnostic des défauts de roulement. Tandon et Choudhury [1] ont présenté une revue détaillée des méthodes vibratoires et acoustiques, les mesures sonores, la méthode d'ondes de choc et la technique d'émission acoustique. Choudhury et Tandon [2] ont ensuite mis à jour les critiques incorporant des œuvres plus récentes et les techniques avancées. Yongyong *et al* [3] ont présenté une revue détaillée sur l'application de l'émission acoustique pour la surveillance des roulements. La plupart des recherches portant sur le diagnostic peuvent être classées dans le domaine temporel et fréquentiel. La valeur efficace du signal (RMS), le facteur de crête, le Kurtosis et le Skewness sont les statistiques les plus utilisés [4, 5]. Dans le domaine fréquentiel, l'analyse d'enveloppe, également connue sous le nom de démodulation d'amplitude a été utilisée largement et s'est avérée très efficace pour la détection des fréquences caractéristiques de roulements [6]. Les détecteurs ultrasonores sont des capteurs d'émission acoustique (EA) dotés d'un circuit électrique qui transforme le signal EA en un signal audible ( $< 20$  kHz) par une technique appelée l'hétérodynage. Il existe peu de publications sur l'application des techniques ultrasonores pour la surveillance de l'état des roulements [7-11]. Kim *et al* [12] se sont concentrés sur le diagnostic des roulements opérant à des vitesses faibles pour un défaut sur la bague extérieure du roulement de l'ordre de  $100\mu\text{m}$ . Cette étude a révélé que la technique ultrasonique peut être meilleure que la surveillance vibratoire. Le Kurtosis et le facteur crête des signaux ultrasonores ont donné de meilleurs résultats pour les vitesses faibles. Dans le domaine fréquentiel, l'analyse d'enveloppe s'est avérée un outil très intéressant pour déceler les fréquences du défaut. Un réglage de 30 kHz pour la fréquence centrale de la bande du détecteur à ultrasons est généralement utilisé pour de meilleurs résultats. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'efficacité des techniques par émission acoustique pour détecter les défauts de roulements de façon précoce par comparaison avec des signaux issus de mesures de vibration, en utilisant une approche expérimentale. Un défaut induit artificiellement sous la forme d'une rayure de l'ordre de  $40\mu\text{m}$  sur la bague extérieure du roulement a été utilisée pour cette étude comparative. Les signaux ultrasonores issus d'un roulement normal et ceux d'un roulement

défectueux sont comparés avec des signaux de vibration à des vitesses de rotation allant de 300 tr/min à 900 tr/min sous des bandes fréquentielles différentes. Les outils utilisés pour le traitement de signal sont les descripteurs statistiques classiques et l'analyse d'enveloppe du signal.

## 2. Méthodologie expérimentale

Le banc d'essai utilisé dans cette étude est montré dans la Figure 1-(A). L'arbre est supporté par deux roulements et relié à un moteur avec un accouplement à bride boulonnée en caoutchouc. Le défaut a été provoqué artificiellement sur la bague extérieure à l'aide d'un outil en tête de carbure. Le défaut est de l'ordre de  $40\ \mu\text{m}$  tel qu'il est montré sur la Figure 1 - (B). La vitesse de l'arbre est contrôlée par un onduleur.



**Figure 1** : (A) Banc d'essai expérimental, (B) Défaut artificiel sur la bague extérieure.

Les équipements de collectes des données de vibrations et les ultrasons sont montrés dans Figure 2. Ils se composent d'un accéléromètre (352C34) avec une sensibilité de 100mV/g et d'un détecteur d'ultrasons (UE Systems UltraProb 10000). Les deux capteurs sont branchés à un convertisseur analogique numérique (THOR PRO Analyzer : DT9837-13310) doté d'une fréquence d'échantillonnage de 48 kHz. Ce dernier est relié à un collecteur-analyseur BETAVIB.

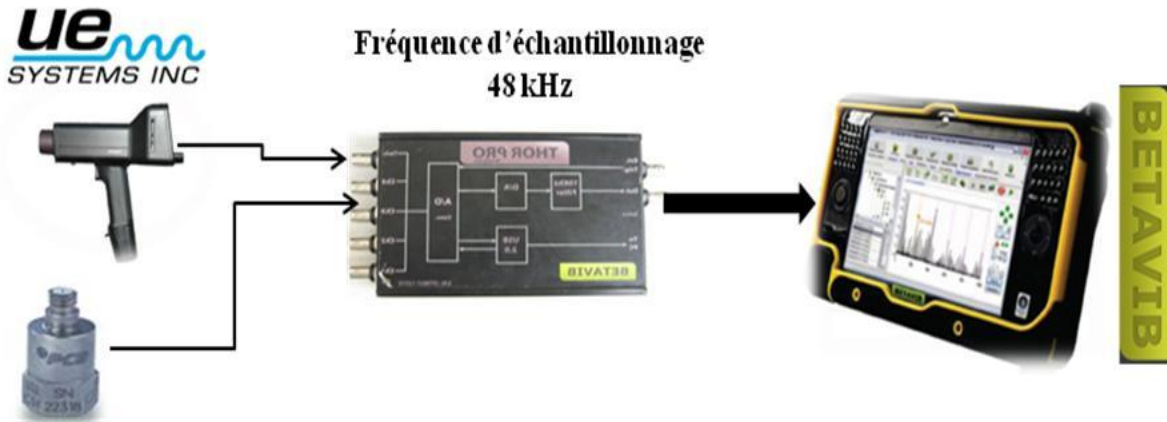


Figure 2 : Chaîne d'acquisition

Les données de vibration et d'ultrasons ont été enregistrées à des vitesses allant de 300 tr/mn à 900 tr/mn sous une charge tournante. La durée d'acquisition des données est de 5 secondes pour l'accéléromètre et la sonde ultrasonique. Les signaux ultrasonores issus des deux roulements (sain et défectueux) sont enregistrés sous des bandes fréquentielles différentes. Le principe de base est de choisir une fréquence centrale ( $F_c$ ) du filtre passe-bande du capteur ultrasonore. On a opté pour  $F_c = 20$  kHz, 24 kHz, 28 kHz, 30 kHz, 36 kHz et 40 kHz.

### 3. Analyse des résultats

Dans le domaine temporel, les descripteurs statistiques : *RMS*, *Kurtosis*, *Facteur de crête*, *Facteur K* et *Skewness* peuvent être utilisés pour comparer leurs efficacités pour la surveillance de l'état des roulements.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (1)$$

$$Kurtosis = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{RMS^4} \quad (2)$$

$$\text{Facteur crête} = \frac{\text{Valeur Max}}{RMS} \quad (3)$$

$$\text{Facteur K} = \text{Valeur Max} * RMS \quad (4)$$

$$\text{Skewness} = \frac{\frac{1}{N} \sum_i^N (x_i - \bar{x})^3}{RMS^3} \quad (5)$$

Dans le domaine fréquentiel, un défaut peut également être quantifié en mesurant l'amplitude de la vitesse vibratoire du signal relevée aux fréquences de défaut de roulement (FTF, BPFO, BPF1 ou BSF) ou à leurs harmoniques [6]. L'évolution de la dégradation d'un défaut de roulement provoquera non seulement l'augmentation de l'amplitude de la vibration aux fréquences de roulements, mais générera également des vibrations aux harmoniques de ces fréquences ainsi qu'à des fréquences de modulation. La clef du diagnostic par analyse spectrale est donc le nombre d'harmoniques des fréquences de défaut présentes, ainsi que leurs fréquences de modulation [13-14]. Elle permet de diagnostiquer un problème au 3<sup>e</sup> stade de dégradation d'un roulement [15]. Il est préférable de lire l'amplitude des vibrations sur une échelle logarithmique [16], afin d'amplifier visuellement les défauts et de faciliter un diagnostic précoce, et de lire les fréquences sur une échelle linéaire, pour visualiser les harmoniques. Les paramètres caractéristiques d'un roulement sont les suivantes :

- Nb            nombre de billes
- Bd            diamètre des billes
- Pd            pas diamétral
- $\theta$            angle de contact
- $\omega$            la vitesse de rotation de la partie tournante

Une machine ayant un roulement défectueux peut générer au moins cinq fréquences caractéristiques :

- Fréquence de rotation de l'arbre  $\omega$
- Fréquence fondamentale du train FTF (*il est très peu probable que cette fréquence apparaisse comme fréquence fondamentale à moins d'un bris de la cage*).

- Si la piste intérieure tourne, la fréquence fondamentale du train s'exprime ainsi:

$$FTF = \frac{\omega}{2} \left( 1 - \frac{Bd(\cos\theta)}{Pd} \right) \quad (6)$$

- Si la piste extérieure tourne, la fréquence fondamentale du train s'exprime comme suit:

$$FTF = \frac{\omega}{2} \left( 1 + \frac{Bd(\cos\theta)}{Pd} \right) \quad (7)$$

- Fréquence de passage des billes sur la piste extérieure BPFO. Cette fréquence est apparente dès le deuxième stade de dégradation, car la bague externe est plus proche du capteur.

- La fréquence de passage des billes sur la piste externe s'exprime comme suit :

$$BPFO = \frac{Nb}{2} \left( 1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\theta \right) \times \omega \quad (8)$$

- Fréquence de passage des billes sur la piste intérieure BPFI. Cette fréquence devient plus significative lorsque le défaut est avancé.

- La fréquence de passage des billes sur la piste interne s'exprime comme suit :

$$BPFI = \frac{Nb}{2} \left( 1 + \frac{Bd}{Pd} \cos\theta \right) \times \omega \quad (9)$$

- Deux fois la fréquence de rotation des billes (2 X BSF). En effet, cette fréquence apparaîtra souvent à sa deuxième harmonique, car la bille est excitée deux fois par tour lorsqu'elle tourne sur elle-même, l'impact ayant lieu sur la bague externe et interne [6].

- La fréquence de rotation de la bille est :

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd} \left[ 1 - \left( \frac{Bd}{Pd} \cos\theta \right)^2 \right] \times \omega \quad (10)$$

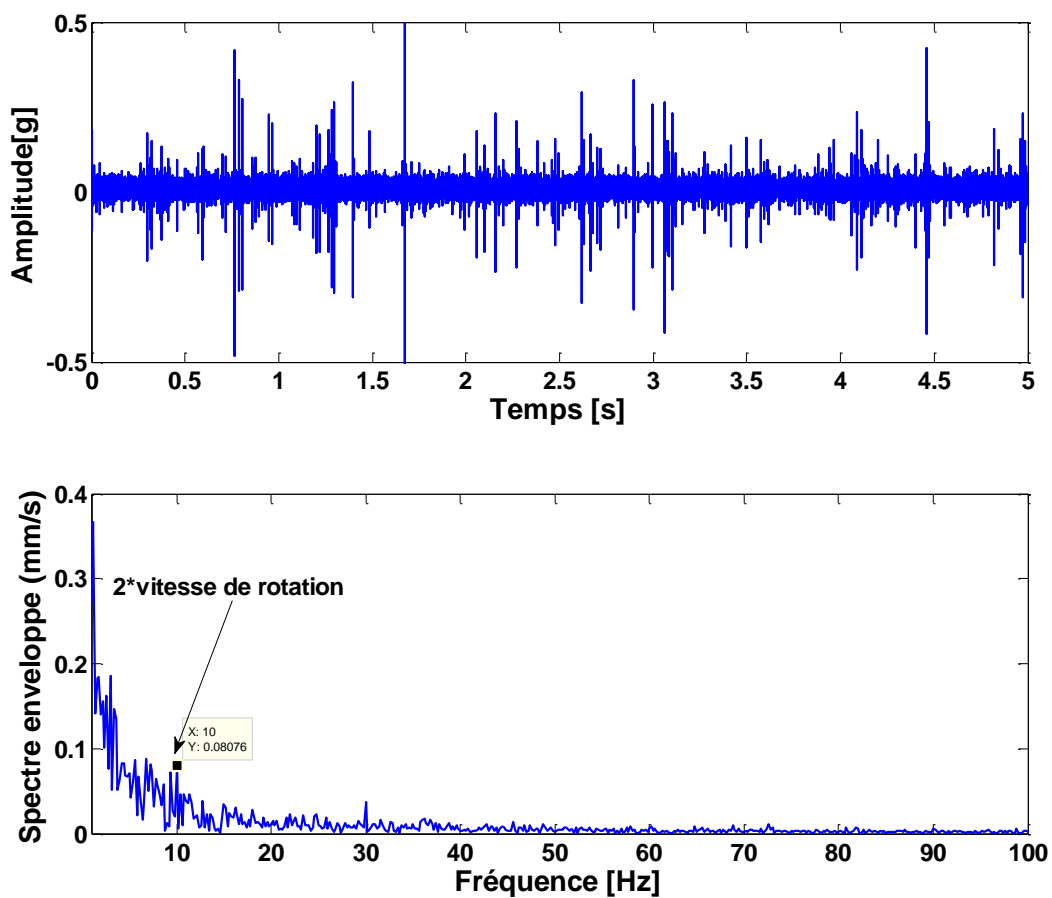
Les roulements utilisés dans ce test sont des roulements à double rangée de billes (SKF, 1210 EKTN9) dont les fréquences caractéristiques sont inscrites dans le Tableau 1.

Fréquence de rotation	2BSF	BPFO	FBPFI
Ordre 1	Ordre 6.55	Ordre 7.24	Ordre 9.76

**Table 1:** Fréquences caractéristiques du roulement 1210 EKTN 9

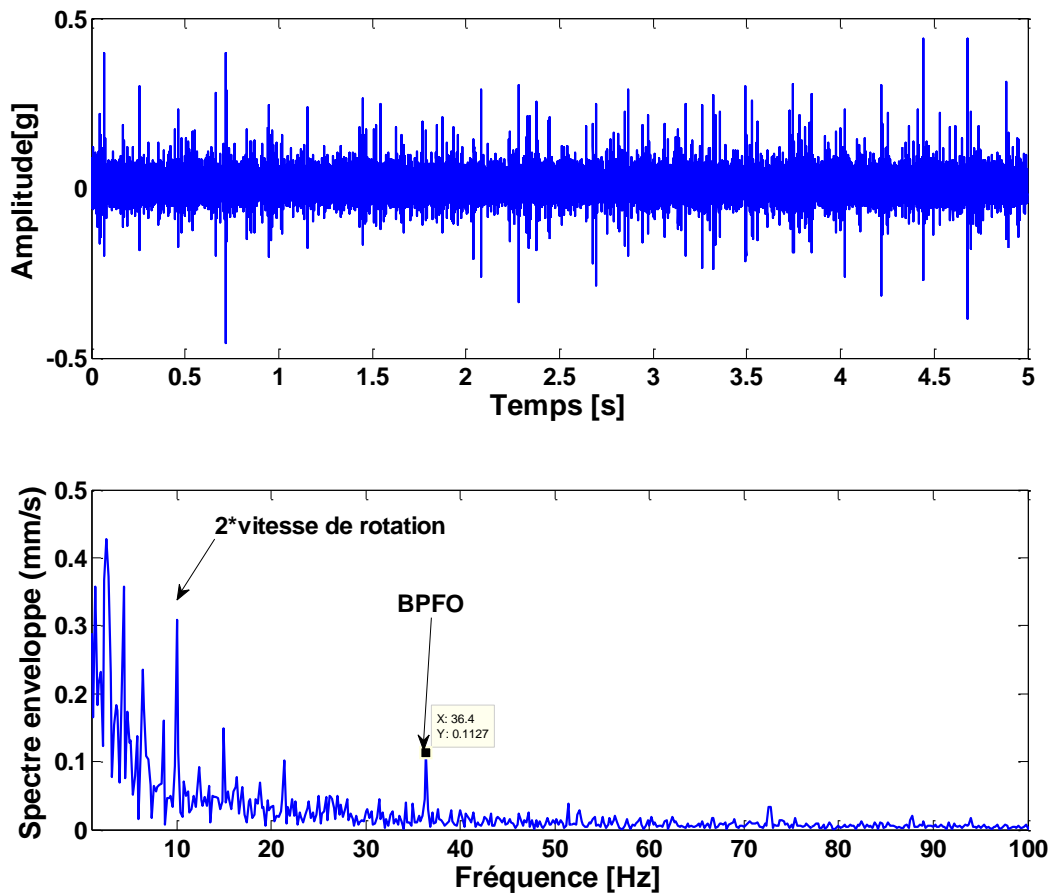
### B. Analyse des signaux vibratoires

Les Figure 3-(A) et Figure 4-(A) montrent simultanément les formes d'ondes typiques des signaux d'accélération pour un roulement sain et pour un roulement défectueux ( $\sim 40 \mu\text{m}$ ), acquis à une vitesse de 300 tr/mn. Nous pouvons remarquer qu'il n'y a pas de différence significative dans les caractéristiques des signaux entre le roulement sain et le roulement défectueux, sauf que le niveau du bruit a augmenté légèrement avec le roulement défectueux.



**Figure 3:** Mesure vibratoire sur roulement sans défaut: (A) Accélération temporelle, (B) Spectre d'enveloppe (G) sous la bande [0- 4000 Hz]





**Figure 4:** Mesure vibratoire sur roulement avec défaut (40 microns): (A) Accélération temporelle, (B) Spectre d'enveloppe (G) sous la bande [0- 4000 Hz]

Tel qu'il est montré sur la Figure 3-(A), ce roulement dit 'sain' génère un signal de chocs qui sont de nature quasi aléatoire. Ceci révèle en fait un 'léger défaut' qui peut être d'origine géométrique tel que la circularité des bagues et la sphéricité des billes. La représentation fréquentielle donne plus d'informations sur le contenu des deux signatures. Pour cette analyse, nous avons opté pour l'utilisation du spectre enveloppe autour des résonances au lieu du spectre normal pris dans la bande 0-4000 Hz, pour mieux révéler la manifestation des fréquences de défauts des roulements. Les Figure 3-(B) et Figure 4-(B) montrent respectivement le spectre d'enveloppe pour les deux roulements sain et défectueux. Pour le roulement sain, on ne détecte pas le BPFO, mais plutôt un spectre plat indiquant une vibration aléatoire de type *bruit blanc*. Pour le roulement défectueux, on distingue

parfaitement la fréquence BPFO, ce qui est significatif d'un défaut sur la bague externe. Néanmoins, l'amplitude de BPFO est de l'ordre de 0.11 mm/s. Selon les critères de gravité aux fréquences de roulement [17] montrés dans le Tableau 2, l'amplitude du BPFO est faible par rapport au pré-alarme (0.8mm/s), cela veut donc dire que la vibration à 0.11 mm/s est encore supportable et que le défaut de 40 microns n'est pas sévère..

<b>V critique (mm/s)</b>	<b>Gravité</b>
0.8	Pré-alarme
1.6	Critique
2.4	Alarme d'urgence

**Tableau 2:** Critères de gravité aux fréquences de roulement selon [17]

### **C. Analyse des signaux par ultrasons**

Les Figure 5-(A) et Figure 6-(A) montrent le signal ultrasonore acquis à une fréquence centrale de la bande  $F_c=30$  kHz et pour une vitesse de fonctionnement de  $V = 300$  tr/mn. On peut remarquer que le roulement défectueux émet plus de chocs que le roulement sain et les résultats montrent que les ultrasons sont au moins aussi sensibles que les vibrations pour détecter des défauts précoces. L'analyse fréquentielle (Figure 5-(B) et Figure 6-(B)) montre respectivement le spectre d'enveloppe pour les deux roulements sain et défectueux. Dans les deux cas, on détecte la fréquence du défaut BPFO. Comme pour les mesures vibratoires, le roulement sain montre un spectre plat, alors que le roulement défectueux montre la fréquence BPFO et ses harmoniques, ce qui est significatif d'un défaut sur la piste extérieure.

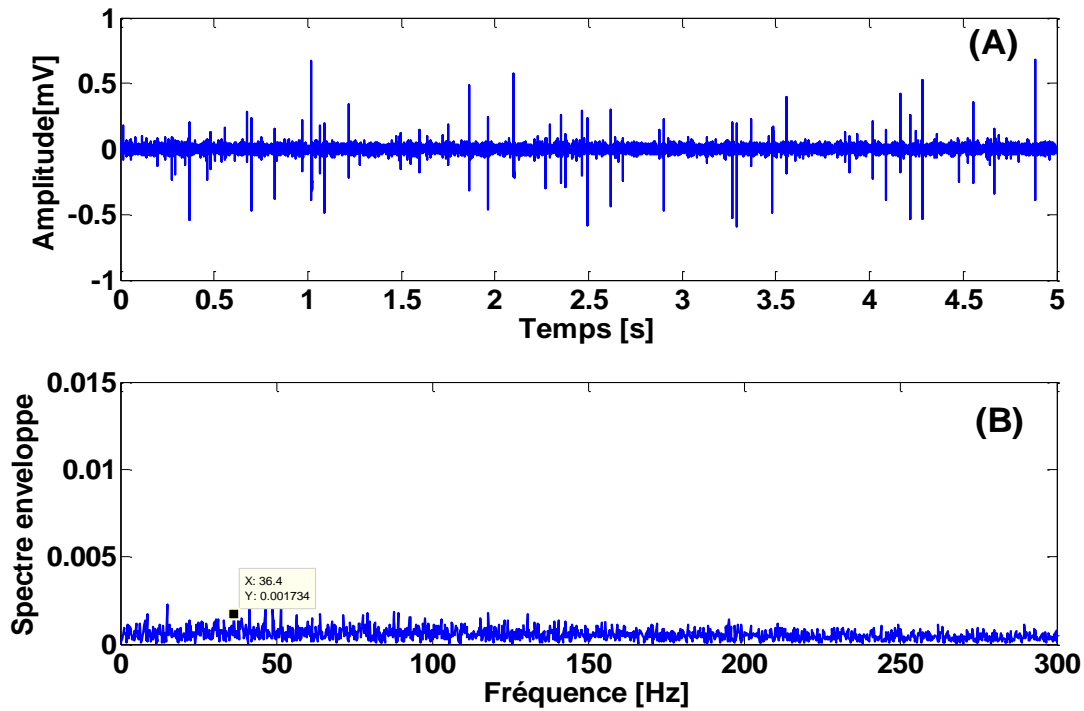


Figure 5: Mesure ultrasonique sur roulement sans défaut: (A) signal acoustique temporel, (B) Spectre d'enveloppe sous la bande [0-4000] Hz

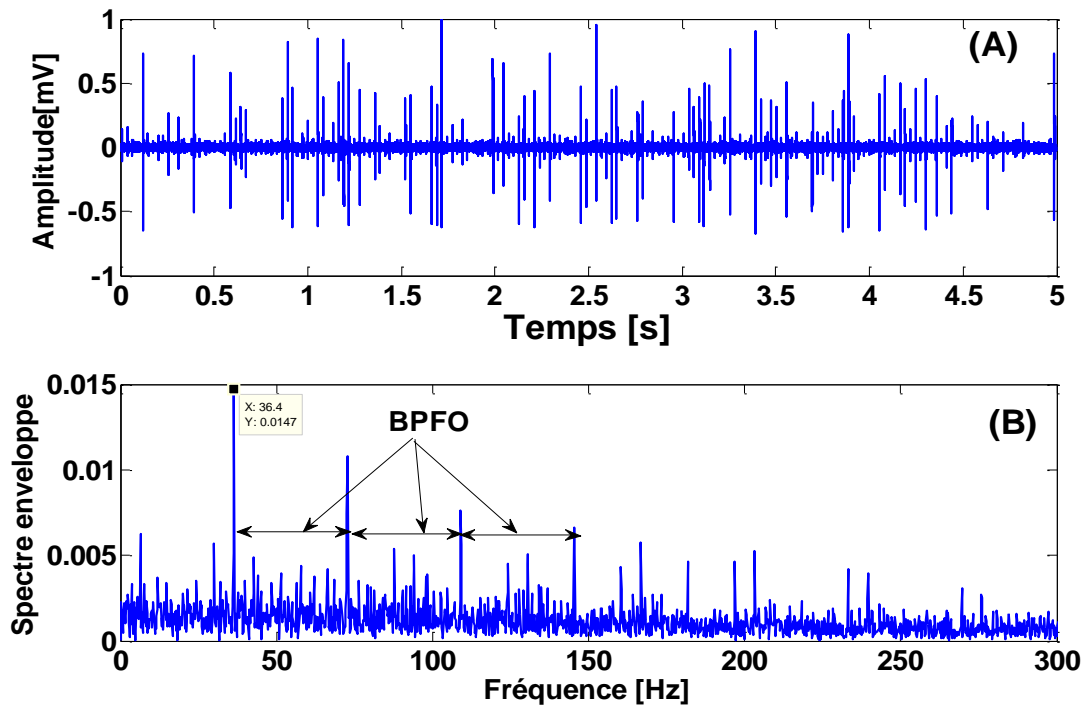


Figure 6: Mesure ultrasonique sur roulement avec défaut (40 microns): (A) Signal acoustique temporel, (B) Spectre d'enveloppe sous la bande [0-4000] Hz.

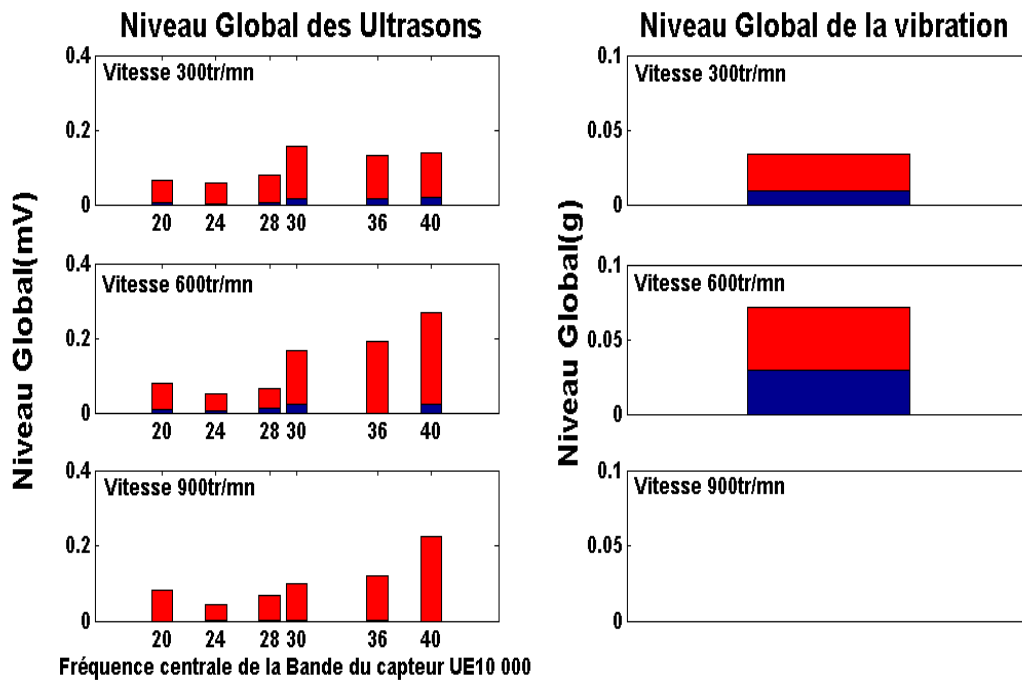
#### D. Comparaison entre les vibrations et les ultrasons

La variation des niveaux *RMS* entre le roulement défectueux et le roulement sain est montrée au tableau 2 pour les mesures vibratoires et celles par ultrasons. On constate que les mesures par ultrasons affichent une évolution 3 fois plus grande que celles par vibration. Il s'avère donc que la technique ultrasonique est plus sensible que la technique vibratoire pour le cas étudié. Cela nous donne une indication sur le potentiel des ultrasons à détecter de façon précoce le défaut.

	Vibration (g)	Ultrasons (mV)
Avec défaut	$33,07 \times 10^{-3}$	$154,74 \times 10^{-3}$
Sans défaut	$8,97 \times 10^{-3}$	$16,21 \times 10^{-3}$
Rapport (Avec défaut /Sans défaut)	3,69	9,55

**Tableau 2 :** Variation des niveaux RMS (avec défaut/sain)

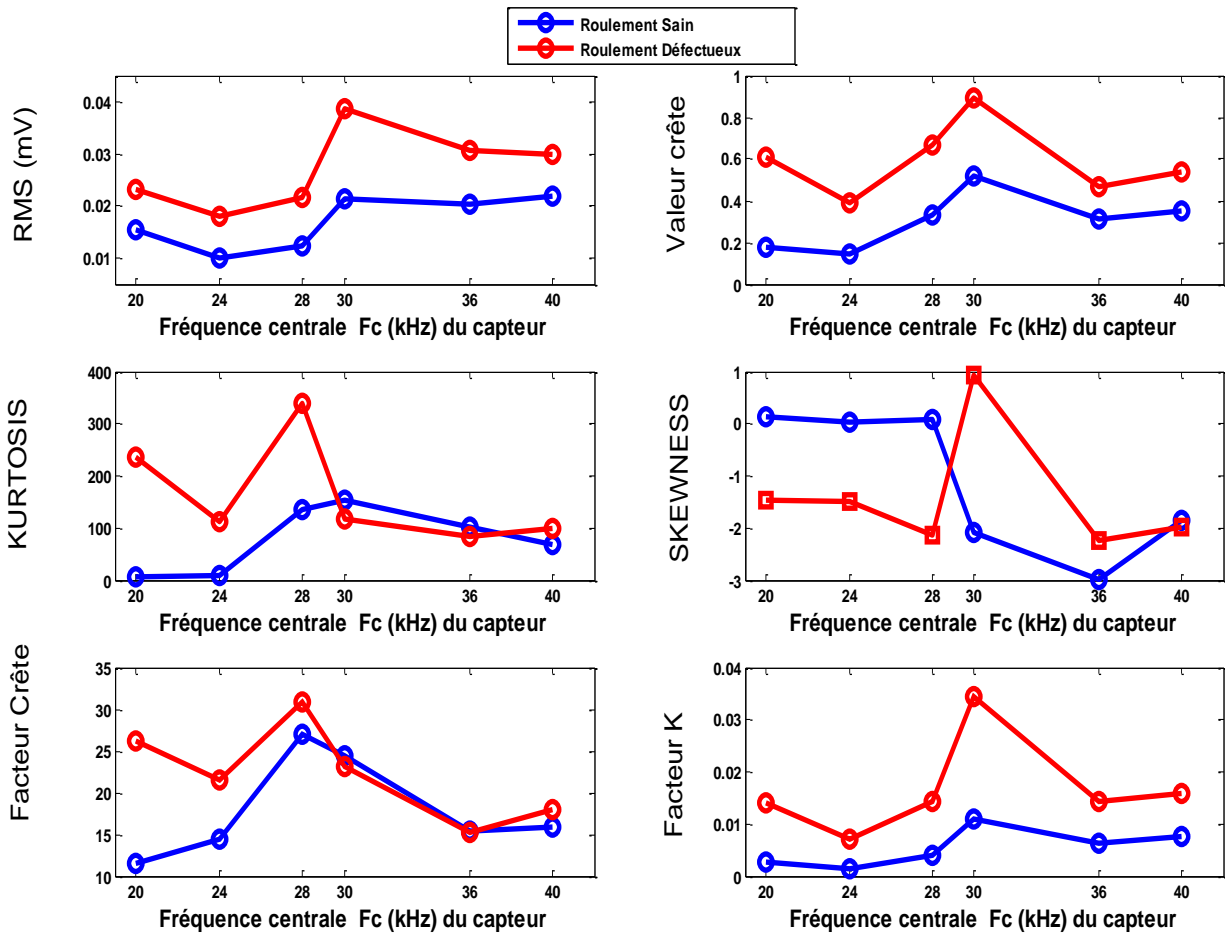
La figure 7 montre une comparaison entre le niveau global des ultrasons et celui des vibrations pour les trois vitesses de fonctionnement (300, 600 et 900 tr/mn). Pour les mesures par ultrasons, les résultats sont montrés en fonction de la fréquence centrale d'analyse. On constate que la variation entre le niveau global du roulement défectueux par rapport au roulement sain est très grande, quelque soit la vitesse d'opération. Des fréquences centrales entre 30 et 40 kHz semblent les plus sensibles, quelque soit la vitesse d'opération. Pour les mesures de vibrations, la variation, bien que significative, n'est pas aussi importante. Par contre, la mesure vibratoire n'a pas permis de détecter le défaut pour la vitesse 900 tr/mn. Cela est probablement dû au fait que le défaut est extrêmement petit (40 microns). Pour remédier à ça, il faut augmenter davantage la fréquence d'échantillonnage. Par contre, les ultrasons détectent facilement le défaut pour la vitesse  $V = 900$  tr/min et cela est dû au fait que la fréquence d'échantillonnage du signal avant l'hétérodynage est largement supérieure (de l'ordre du MHz).



**Figure 7:** Comparaison entre le niveau global ultrason/vibration :  
●roulement sain, ●roulement diffectueux (40µm)

### E. Descripteurs temporels

Les descripteurs statistiques temporels ont été utilisés pour vérifier leur efficacité à la mesure par ultrasons. La Figure 8 montre une comparaison des paramètres statistiques des signaux ultrasons entre un roulement sain (bleu) et un roulement défectueux (rouge), pour différentes fréquences centrales ( $F_c$ ) du capteur UE10 000. Les paramètres statistiques sont calculés pour une vitesse du fonctionnement de  $V = 300$  tr/mn. On constate que le *RMS*, *Facteur crête* et le *Facteur K* distinguent le roulement sain du roulement défectueux pour toutes les fréquences  $F_c$ . Par contre, pour les autres indicateurs, leur efficacité est plus limitée dans certaines bandes fréquentielles. Un réglage de 30 kHz pour la fréquence centrale du détecteur à ultrasons a donné les meilleurs résultats pour tous les indicateurs sauf pour le *Kurtosis* et le *Facteur crête*.



**Figure 8:** Comparaison entre les paramètres statistiques des ultrasons pour :- un roulement défectueux (40  $\mu\text{m}$ ) et - un roulement sain.

#### 4. Conclusion

Un certain nombre d'expériences ont été réalisées pour étudier le potentiel de la technique de mesure par émission acoustique pour surveiller l'état des roulements. Plus spécifiquement, l'étude a porté sur la capacité des mesures par émission acoustique à détecter un très petit défaut (défaut stade 2). Deux roulements (défectueux et sain) ont été utilisés. Les signaux de vibrations obtenus à partir d'un accéléromètre ont également été enregistrés et analysés à des fins comparatives. Des paramètres statistiques ont été calculés et comparés. Cette étude a révélé que la technique ultrasonique est au moins aussi bonne, sinon meilleure que les mesures vibratoires pour la détection précoce de défauts de roulements. Le *RMS*,

*Facteur crête* et le *facteur K* des signaux ultrasonores ont donné de meilleurs résultats pour toutes les bandes fréquentielles. Par contre, le Kurtosis et le facteur crête se sont révélés limités dans certaines bandes fréquentielles. Un réglage à 30 :kHz pour la fréquence centrale du détecteur à ultrasons a donné les meilleurs résultats et ceci confirme les conclusions de Kim *et al.* [12]. Dans le domaine fréquentiel, l'analyse d'enveloppe s'est avérée un outil intéressant pour déceler les fréquences du défaut. Le niveau du RMS (vibratoire et ultrasons) calculé à partir du spectre démontre que les ultrasons ont observé une évolution 3 fois plus importante que les vibrations. On peut conclure que la technique ultrasonique est plus sensible que la technique vibratoire pour détecter un défaut de façon précoce, d'autant plus que la mesure vibratoire a été inefficace pour le rotor tournant à plus haute vitesse. Cela met en évidence la capacité des ultrasons à détecter de façon précoce le défaut.

## RÉFÉRENCES

1. Tandon, N. and A. Choudhury, *A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings*. Tribology International, 1999. **32**(8): p. 469-480.
2. Choudhury, A. and N. Tandon, *Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings*. Tribology International, 2000. **33**(1): p. 39-45.
3. Yongyong He, X.Z., Michael I. Friswell, *Defect Diagnosis for Rolling Element Bearings Using Acoustic Emission*. Journal of Vibration and Acoustics, 2009. **131**(ASME).
4. Jardine, A.K.S., D. Lin, and D. Banjevic, *A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006. **20**(7): p. 1483-1510.
5. Sassi S., Badri B. and Thomas M., 2008. *Tracking surface degradation of ball bearings by means of new time domain scalar descriptors*, International journal of COMADEM, ISSN1363-7681, 11 (3), 36-45.
6. Thomas M., 2011, *Fiabilité, maintenance prédictive et vibrations de machines*. Presses de l'Université du Québec, 633 pages, D3357, ISBN 978-2-7605-3357-8

7. Dadouche, A., et al., *Sensitivity of Air-Coupled Ultrasound and Eddy Current Sensors to Bearing Fault Detection*. Tribology Transactions, 2008. **51**(3): p. 310-323.
8. Holroyd, T., *Condition monitoring of very slowly rotating machinery using AE techniques*. 14th International congress on Condition monitoring and Diagnostic engineering management COMADEM, 2001.
9. Kakishima, H., et al., *Measurement of Acoustic Emission and Vibration of Rolling Bearings with an Artificial Defect*. Quarterly Report of RTRI, 2000. **41**(3): p. 127-130.
10. Kilundu, B., et al., *Cyclostationarity of Acoustic Emissions (AE) for monitoring bearing defects*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011. **25**(6): p. 2061-2072.
11. Shiroishi, J., et al., *Bearing condition diagnosis via vibration and acoustic emission measurements*. Mechanical Systems and Signal Processing, 1997. **11**(5): p. 693-705.
12. Kim, Y.-H., et al., *Condition Monitoring of Low Speed Bearings: A Comparative Study of the Ultrasound Technique Versus Vibration Measurements*, in *Engineering Asset Management*, J. Mathew, et al., Editors. 2006, Springer London. p. 182-191.
13. Thomas M., Masounave J., Dao T.M., Le Dinh C.T. and Lafleur F, *Rolling element bearing degradation and vibration signature relationship*, 2<sup>e</sup> Conférence Internationale sur les méthodes de surveillance et techniques de diagnostics acoustiques et vibratoires, SFM, Senlis, Octobre 1995, Vol.1, pp. 267-277.
14. Taylor J.I., 1980, *Identification of bearing defects by spectral analysis*, Journal of Mechanical design, Vol 102.
15. Berry J., 1991, *How to track rolling bearing health with vibration signature analysis*, Sound and Vibration, pp. 24-35.
16. Gluzman D., 2000, *The use of log scales to analyse bearing failures*, Vibrations, Vol. 16, No 3, pp 3-5.
17. Marc Thomas, *Fiabilité, maintenance prédictive et vibration des machines*, ISBN 2-921145-32-4, pp.361-388, École de Technologie Supérieure, 2002



## BIOGRAPHIE



**Mourad Kedadouche** is a Ph.D. student at the École de Technologie supérieure (Montréal). He is involved in the field of acoustic emission and vibration signal analysis of damaged bearings behaviour as well as signal processing development applied to detect damaged bearings.



**Marc Thomas** is professor in mechanical engineering at the École de Technologie Supérieure (Montreal) since 20 years. He has a Ph.D. in mechanical engineering from Sherbrooke university. His research interests are in vibration analysis and predictive maintenance. He is the leader of a research group in structural dynamics (Dynamo) and an active member of the Canadian Machinery Vibration Association (CMVA). He is the author of two books: *Fiabilité, maintenance prédictive et vibrations de machines* and *simulations des vibrations mécaniques à l'aide de Matlab et Ansys*. He has acquired a large industrial experience as the group leader at the Centre de Recherche Industrielle du Québec (CRIQ) for 11 years.



**Antoine Tahan** received the Ph.D. degree in electrical engineering from Laval University, Quebec City, QC, Canada. He is a Professor with the Department of Mechanical Engineering at the École de Technologie Supérieure, Montreal, QC. His current research interests include industrial statistics, productivity improvement, quality control, and tolerance optimization. Dr. Tahan is a Registered Professional Engineer in Quebec, Canada. He is a member of the American Society of Mechanical Engineers, the Canadian Machinery Vibration Association, and ASQ.