



**HAL**  
open science

## Analyse expérimentale de l'effet des précharges de roulements sur la variabilité vibroacoustique d'un carter

Emmanuel Rigaud, Joël Perret-Liaudet, Bruno Mevel

### ► To cite this version:

Emmanuel Rigaud, Joël Perret-Liaudet, Bruno Mevel. Analyse expérimentale de l'effet des précharges de roulements sur la variabilité vibroacoustique d'un carter. 14ème Colloque Vibrations, Chocs et Bruit, Jun 2004, Lyon, France. hal-00121924

**HAL Id: hal-00121924**

**<https://hal.science/hal-00121924>**

Submitted on 22 Dec 2006

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

# **Analyse expérimentale de l'effet des précharges de roulements sur la variabilité vibroacoustique d'un carter**

## **Experimental analysis of bearings preload effect on the variability of housing vibroacoustic response**

**Emmanuel RIGAUD, Joël PERRET-LIAUDET**

Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, UMR 5513 CNRS-ECL-ENISE  
Ecole Centrale de Lyon, 36, avenue Guy de Collongue  
69134 ECULLY cedex, France  
e-mail : [emmanuel.rigaud@ec-lyon.fr](mailto:emmanuel.rigaud@ec-lyon.fr)

**Bruno MEVEL**

SNR Roulements, BP 2017, 74010 ANNECY cedex, France

### **Résumé**

Les défauts de fabrication d'un mécanisme sont à l'origine d'une dispersion des précharges appliquées sur les roulements. Nous avons mis au point un banc d'essais permettant de mettre en évidence et de quantifier l'effet de cette dispersion sur la variabilité du transfert dynamique entre un arbre excité en flexion et la réponse vibroacoustique d'un carter. Nous avons constaté que des montages ne différant que par la précharge appliquée sur les roulements peuvent présenter des réponses dynamiques très distinctes en raison de la variation des fréquences propres, l'apparition ou la disparition de certains modes et l'atténuation ou l'augmentation de leur niveau de réponse. Il apparaît donc très difficile de prédire correctement le comportement vibroacoustique de mécanismes à partir de modèles déterministes puisque, pour des objets fabriqués en grandes série et a priori identiques, on doit s'attendre à une très grande variabilité de leur comportement vibroacoustique, même si les dimensions des pièces qui composent le mécanisme sont circonscrites dans des plages de tolérances raisonnables.

### **Summary**

Manufacturing errors are responsible of a large dispersion of preloads applied on bearings. We have built a test rig in order to measure the effect of this dispersion on the dynamic transfer function between shaft under flexural excitation and housing vibroacoustic response. Natural frequencies and mode shapes strongly depend on preload applied on bearings, so that, experimental results show a strong variability of the vibroacoustic response of the mechanical system. For mechanisms manufactured in large number, it may be difficult to precisely predict this vibroacoustic response from modelling based on deterministic parameters, even if tolerances on the geometrical characteristics of mechanical components are confined in narrow intervals.

### **Mots clés**

Roulements, précharges, variabilité, vibrations, carter

Rolling elements bearings, preload, variability, vibration, housing

## 1- Introduction

Dans de nombreuses applications, on constate une forte variabilité des performances vibroacoustiques des mécanismes mis en jeu. Cette variabilité possède des origines très diverses. On peut citer par exemple les sources dissipatrices, les conditions de liaison entre le système et sa structure d'accueil, les conditions de fonctionnement (température, niveau d'huile dans une boîte de vitesses, puissance transmise, ...), les défauts de fabrication et d'assemblage...

Dans le cas de l'industrie automobile, Nonaka [1] a constaté des écarts de bruit supérieurs à 10 dB entre deux échantillons d'une même série de boîtes de vitesses fabriquées en très grand nombre et a priori identiques. Les travaux effectués dans l'équipe Mécanismes du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes ont permis d'introduire ce caractère dispersif dans les modèles dynamiques de systèmes complexes tels que les boîtes de vitesses [2-4]. L'analyse des effets de certains défauts de fabrication des engrenages et de montage des roulements a permis de confirmer numériquement les observations de Nonaka.

Dans un grand nombre de cas, les défauts de géométrie constituent une source prépondérante de la variabilité du système. Ces défauts influent non seulement sur la nature de l'excitation mais aussi sur les propriétés élastiques des systèmes assemblés. Ils peuvent par exemple faire varier sensiblement les précharges imposées aux roulements qui assurent le guidage en rotation des lignes d'arbres. Le rapprochement entre les bagues intérieure et extérieure d'un roulement se traduit par une modification des contacts entre bagues et éléments roulants et par une variation des angles de pression [5, 6]. En raison de leur caractère non linéaire, les raideurs de roulements peuvent alors présenter un caractère dispersif susceptible d'influer sur le comportement vibroacoustique du mécanisme. En effet, pour un grand nombre de mécanismes tels que les boîtes de vitesses, les roulements jouent un rôle fondamental en tant qu'élément de transfert entre la source d'excitation dominante générée au niveau de l'engrènement et la réponse vibratoire du carter responsable du bruit rayonné par le mécanisme.

L'exemple ci-dessous illustre comment les défauts de géométrie des composants du système influent sur la précharge des roulements. Considérons une ligne d'arbre supportée par deux roulements montés dans un carter fermé par un flasque. L'emploi des roulements à billes à contacts obliques ou des roulements à rouleaux coniques nécessite généralement un montage hyperstatique (en "X" ou en "O"), qui se traduit par l'application d'une précontrainte de montage sur le système. La cotation permet de décrire les spécifications géométriques et dimensionnelles des différents composants qui garantissent le respect de la condition fonctionnelle.

Pour le montage présenté sur la figure 1, la précharge  $J_a$  et son intervalle de tolérance  $IT(J_a)$  sont définis comme suit :

$$J_a = a_4 + a_5 - a_1 - a_2 - a_3 \quad (1)$$

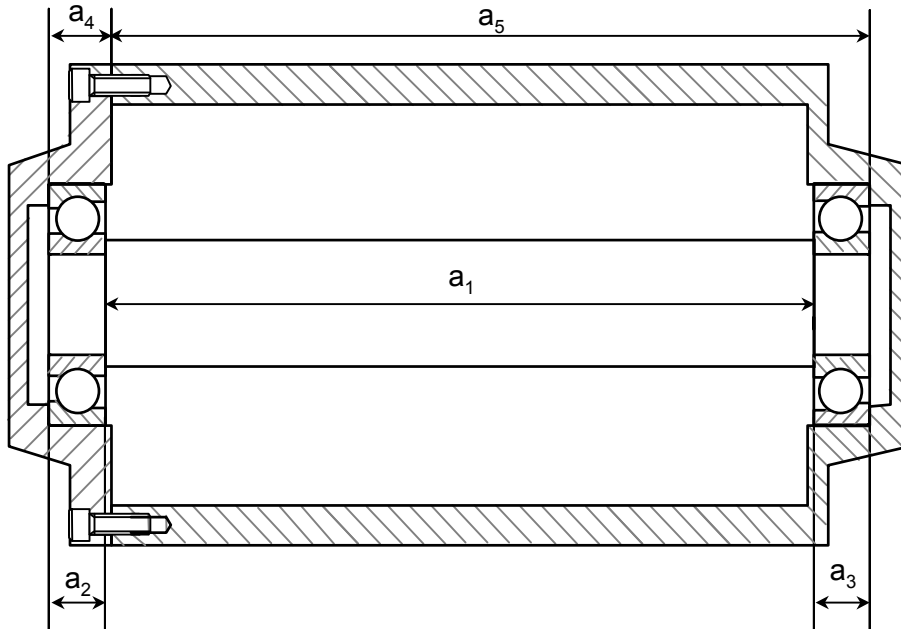
$$J_{a \max} - J_{a \min} = (a_{4\max} + a_{5\max} - a_{1\min} - a_{2\min} - a_{3\min}) - (a_{4\min} + a_{5\min} - a_{1\max} - a_{2\max} - a_{3\max}) \quad (2)$$

$$IT(J_a) = IT(a_1) + IT(a_2) + IT(a_3) + IT(a_4) + IT(a_5) \quad (3)$$

L'équation (1) permet d'adapter les valeurs moyennes pour que la condition fonctionnelle soit garantie. Pour des pièces fabriquées avec une classe de qualité 7 et dont les dimensions nominales sont équivalentes à celles de notre montage expérimental, l'équation (3) conduit à :

$$IT(a_2) = IT(a_3) = IT(a_4) = 21 \mu\text{m}, IT(a_1) = IT(a_5) = 57 \mu\text{m} \quad (4)$$

$$IT(J_a) = 177 \mu\text{m} \quad (5)$$



**Figure 1 :** arbre(1), roulements (2, 3), couvercle (4), carter (5).

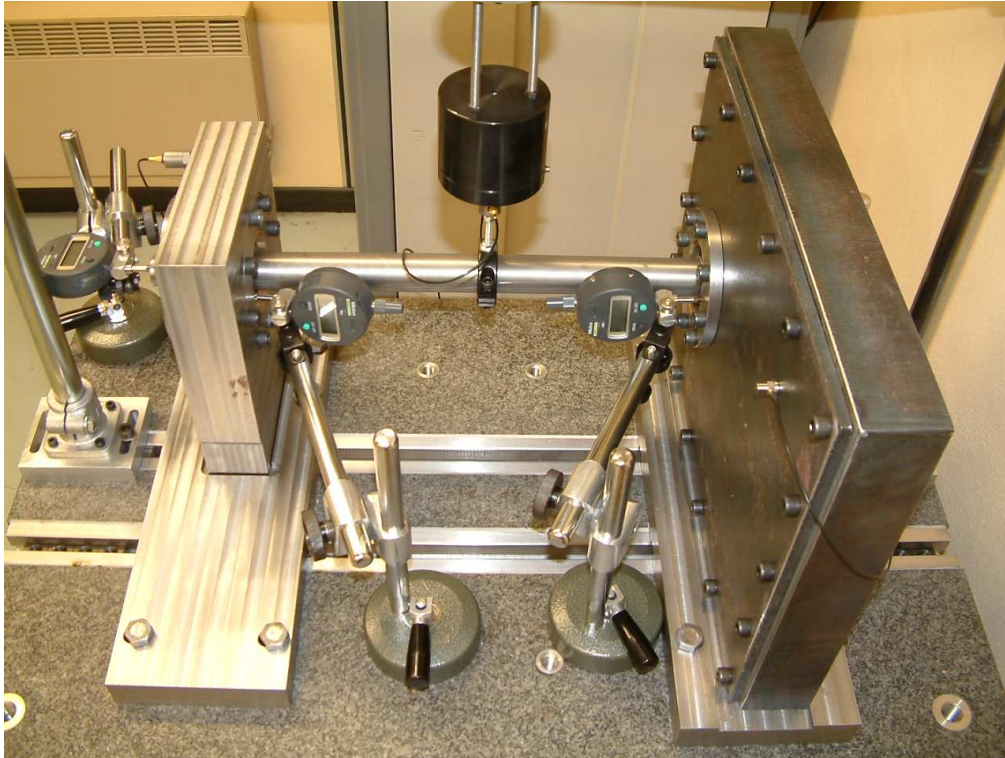
Si aucun système de réglage n'est prévu (bague de serrage ou cales), on peut donc s'attendre à une variation de la précharge de l'ordre de  $\pm 90 \mu\text{m}$  autour de sa valeur moyenne, ce qui est loin d'être négligeable.

Dans ce contexte, l'objectif de cette étude consiste à mettre en évidence expérimentalement l'effet de la précharge des roulements à partir de la mesure du transfert dynamique entre un arbre et un carter simplifié, sur un banc d'essais spécialement construit à cet effet.

## 2- Dispositif et protocole expérimentaux

Le montage expérimental (figure 2) est constitué d'un arbre supporté par deux roulements, l'un logé dans un massif rigide, l'autre sur un carter simplifié constitué d'une plaque encastree sur un cadre plus rigide. La conception du dispositif expérimental permet d'étudier le transfert vibratoire entre l'arbre et le carter pour différents roulements, pour des plaques en acier (300x500 mm) d'épaisseur variable et des arbres ( $\text{Ø}=30 \text{ mm}$ ) de longueur variable. Le dispositif permet de solliciter l'arbre en flexion. La force excitatrice peut être appliquée en différents points grâce à une bague qui coulisse le long de l'arbre. La précharge est appliquée sur les roulements par l'intermédiaire d'une bague de serrage ayant un pas de vis très fin. Elle est mesurée par l'intermédiaire de quatre comparateurs qui permettent de contrôler le déplacement axial relatif entre la bague intérieure et la bague extérieure de chaque roulement. Leur résolution est égale à  $1 \mu\text{m}$ .

Pour cette étude, les résultats correspondent à un arbre de longueur égale à 370 mm supporté par deux roulements à billes à contacts obliques monté en "X". L'arbre est immobile, c'est à dire que la position angulaire des éléments roulants ne varie pas. La plage des précharges étudiées correspond à des déplacements relatifs entre les bagues de roulement compris entre 0 et 120  $\mu\text{m}$ . La force excitatrice est appliquée à une distance de la plaque correspondant au deux tiers de la longueur de l'arbre.



*Figure 2 : Dispositif expérimental.*

On associe au banc d'essais une chaîne classique de mesures vibratoires. Un générateur de signaux relié à un amplificateur de puissance permet d'exciter l'arbre en flexion par l'intermédiaire d'un pot vibrant. Les mesures sont réalisées soit sous excitation harmonique de fréquence variable en générant une rampe très lente entre les bornes de la plage de fréquences d'analyse (0-4000 Hz), soit sous excitation aléatoire large bande de type bruit blanc gaussien.

Une tête d'impédance est montée entre le pot vibrant et l'arbre afin de mesurer l'effort excitateur et la réponse en flexion de l'arbre. La réponse axiale de l'arbre est mesurée en bout d'arbre et la réponse normale du carter est mesurée en différents points à l'aide d'accéléromètres piézoélectriques. Un analyseur spectral permet de mesurer les fonctions de transfert entre la force excitatrice et les réponses dynamiques et de contrôler la cohérence entre les signaux.

### 3- Résultats expérimentaux

Toutes les mesures effectuées ont montré une très grande similitude entre les fonctions de transfert obtenues à partir de l'excitation harmonique de fréquence variable et celles obtenues à partir de l'excitation large bande. Aussi, seuls les résultats obtenus pour une excitation large bande sont présentés ici.

#### 3.1 Réponse en flexion de l'arbre

Les figures 3 et 4 présentent la fonction de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion de l'arbre dans une plage de fréquences 0-4000 Hz et pour plusieurs valeurs de précharge comprises entre 5 et 115  $\mu\text{m}$ . La figure 4 permet de visualiser les courbes d'égal niveau de cette fonction de transfert.

L'arbre présente trois plages d'amplifications dynamiques bien marquées (figures 3 et 4). A titre indicatif, ces plages de fréquences sont voisines des fréquences propres des trois premiers modes de flexion d'un arbre équivalent appuyé-appuyé (450 Hz, 1800 Hz et 4000 Hz).

L'analyse des résultats expérimentaux montrent la très grande variabilité des fréquences de résonance et du niveau de la fonction de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion de l'arbre.

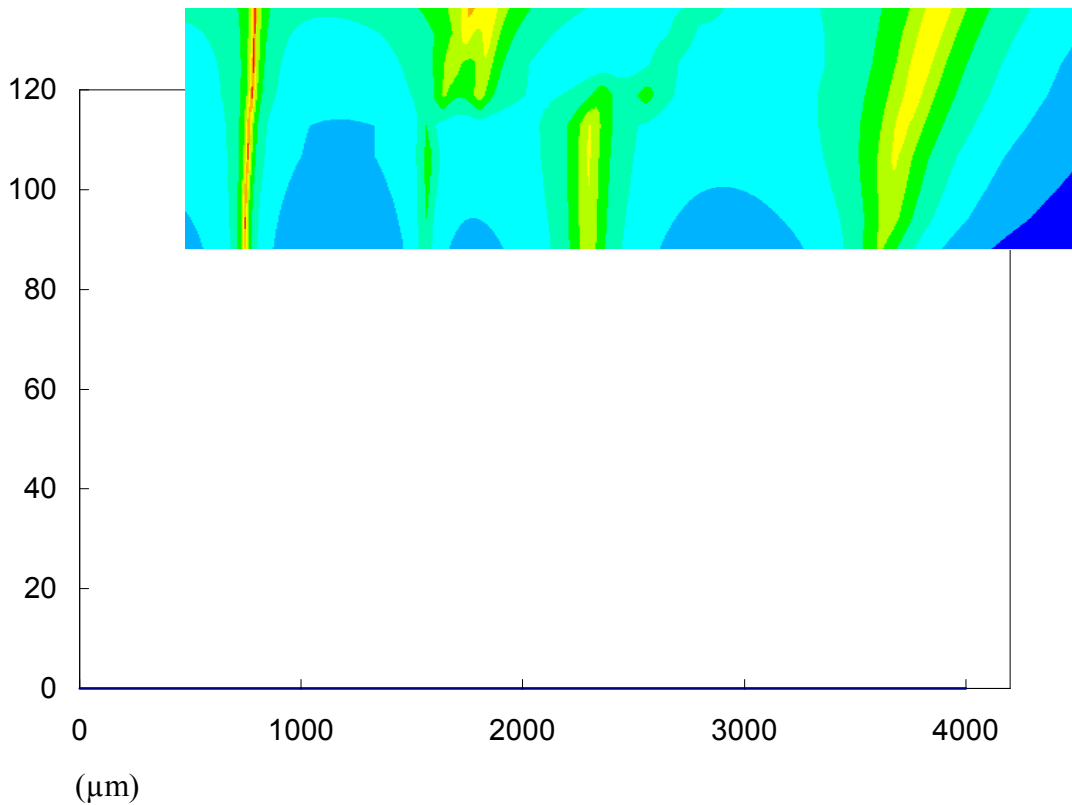
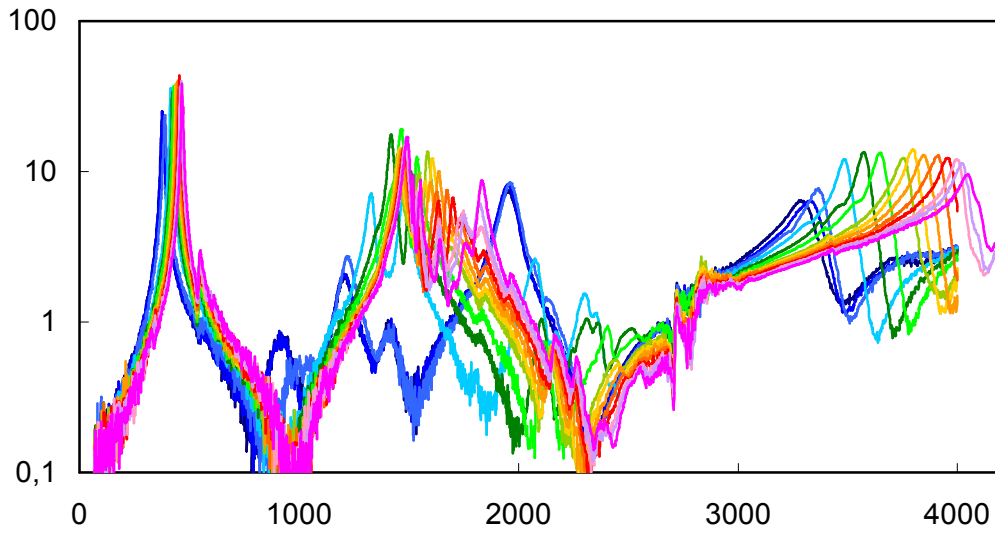
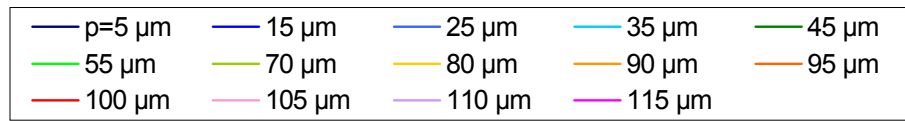
Pour le premier pic d'amplification dynamique, la figure 5.a montre que l'évolution de la fréquence propre avec la précharge est quasi-linéaire entre 376 Hz ( $p = 5 \mu\text{m}$ ) et 467 Hz ( $p = 115 \mu\text{m}$ ). Ceci signifie que la variabilité du système reste importante, même pour des précharges élevées. L'amplitude de la variation atteint 25 % de la fréquence propre initiale. Pour une faible précharge (respectivement, pour une forte précharge), la fréquence du mode est inférieure (respectivement supérieure) à celle d'un arbre équivalent appuyé-appuyé. Cette évolution est en parfaite cohérence avec le caractère raidissant des raideurs de roulements.

L'analyse du niveau de la fonction de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion de l'arbre montre une forte augmentation de celle-ci (de 23 à 45  $\text{m}\cdot\text{s}^2/\text{N}$ ). Cette variation peut être due à une variation du taux d'amortissement ou bien à une modification de la déformée modale telle que, pour le mode considéré, un ventre de vibration se rapproche de la tête d'impédance.

Pour les précharges beaucoup plus élevées ( $p=110 \mu\text{m}$  et  $p=115 \mu\text{m}$ ), on observe un dédoublement du pic d'amplification en raison du couplage de plus en plus sensible entre arbre et carter qui introduit une dissymétrie entre les deux directions radiales. En effet, on peut considérer que les raideurs du roulement sont en série avec celles du carter. Pour des précharges très faibles, le carter est beaucoup plus rigide que les roulements et le couplage entre ces deux éléments est faible. Mais, lorsque les raideurs des roulements augmentent sous l'effet de la précharge, l'influence du carter sur la réponse en flexion de l'arbre devient certainement non négligeable.

(m.s<sup>-2</sup>/N)

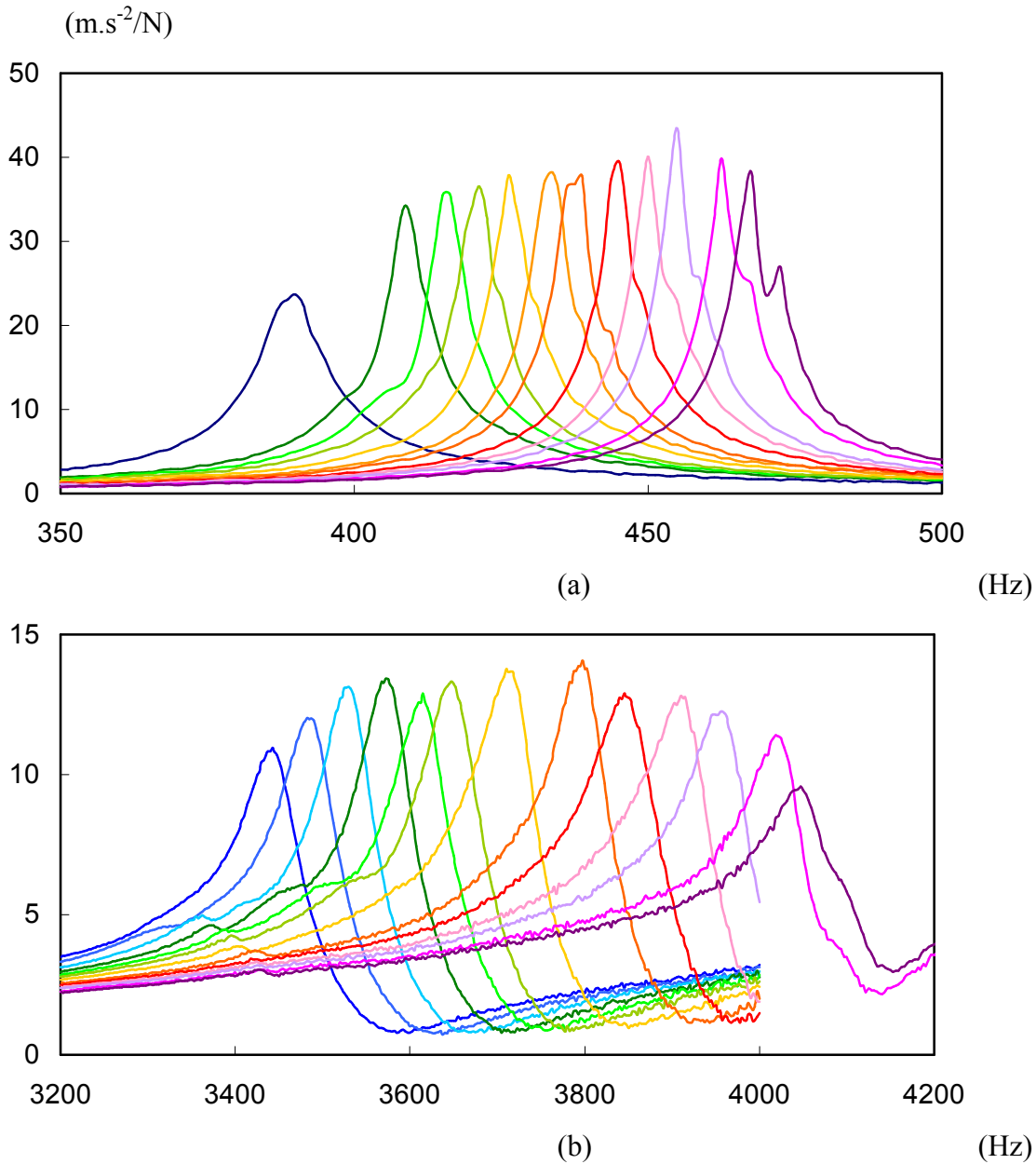
(Hz)



(Hz)

**Figures 3 et 4 :** Fonctions de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion de l'arbre, pour des précharges croissantes.





**Figure 5 :** Fonctions de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion de l'arbre. Entre 350 et 500 Hz (a). Entre 3200 et 4200 Hz (b). Précharges comprises entre 20 et 115  $\mu m$ .

Les conclusions concernant l'évolution du pic d'amplification situé au delà de 3000 Hz sont assez similaires à celles du premier (figure 5.b). La fréquence propre est comprise entre 3295 Hz ( $p = 5 \mu m$ ) et 4046 Hz ( $p = 115 \mu m$ ), soit une variation de 23 % de la fréquence. Cette augmentation est d'abord rapide, puis plus lente pour les fortes précharges. Le pic présente d'abord une amplitude assez faible. La tête d'impédance est alors située près d'un nœud de vibration. L'amplitude de la fonction de transfert passe ensuite par un maximum correspondant à un ventre de vibration, avant de diminuer à nouveau pour des précharges plus grandes. Ceci traduit la modification sensible de la forme propre du mode induite par une variation très marquée des raideurs des roulements et du couplage entre roulements et carter.

L'évolution des pics d'amplification situés entre 1000 et 2000 Hz est plus complexe. Les phénomènes physiques observés correspondent en fait à l'émergence ou l'atténuation de

plusieurs modes du système couplé arbre-carter. Comme le montrent les figures 3 et 4, la fréquence du pic initial, situé à 1950 Hz pour  $p=5 \mu\text{m}$ , augmente, mais le niveau de la fonction de transfert diminue si bien que le pic d'amplification disparaît tandis qu'apparaissent deux nouveaux pics à des fréquences propres plus basses (1580 Hz et 1610 Hz pour  $p=80 \mu\text{m}$ ). Au fur et à mesure que la fréquence de ces nouveaux pics augmente, l'amplitude de l'un s'atténue tandis que celle de l'autre augmente.

Il est donc très difficile de prédire a priori la réponse de l'arbre puisque, en fonction de la précharge appliquée, puisque le pic d'amplification dominant est susceptible d'apparaître entre 1300 et 2000 Hz avec un niveau de réponse pouvant varier de 1 à 4.

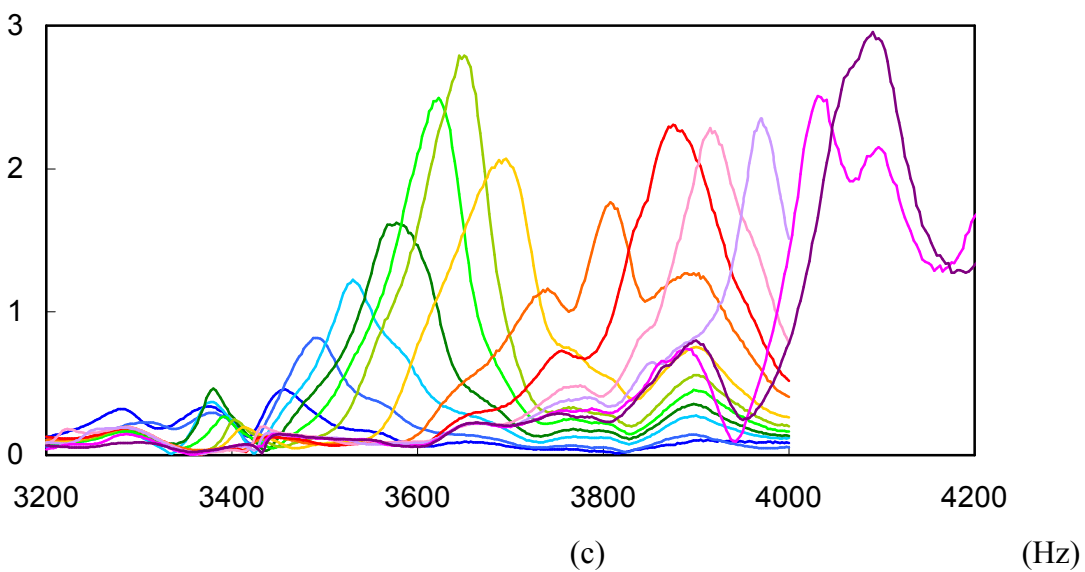
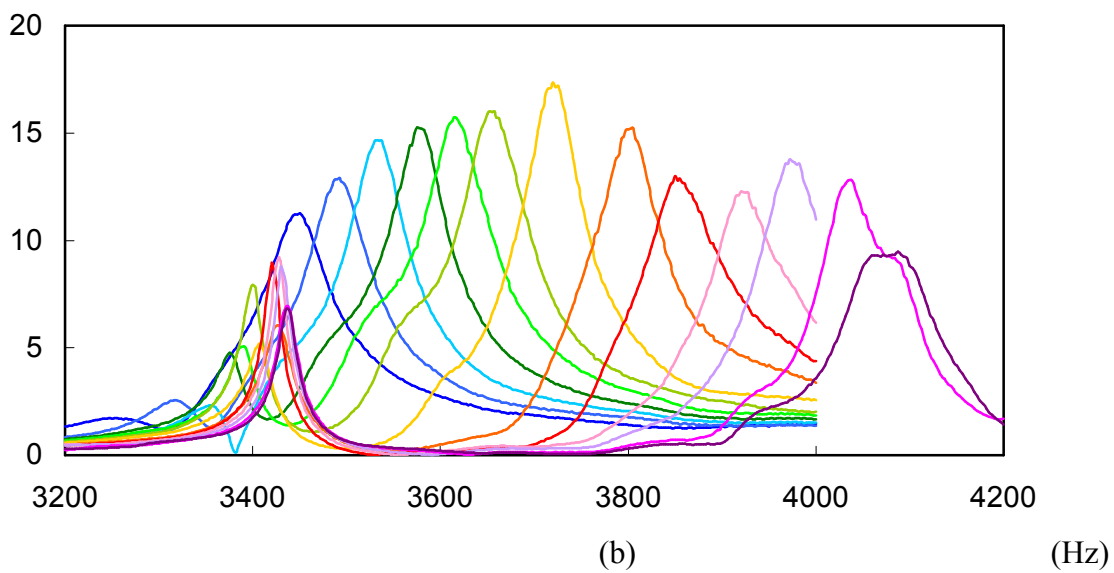
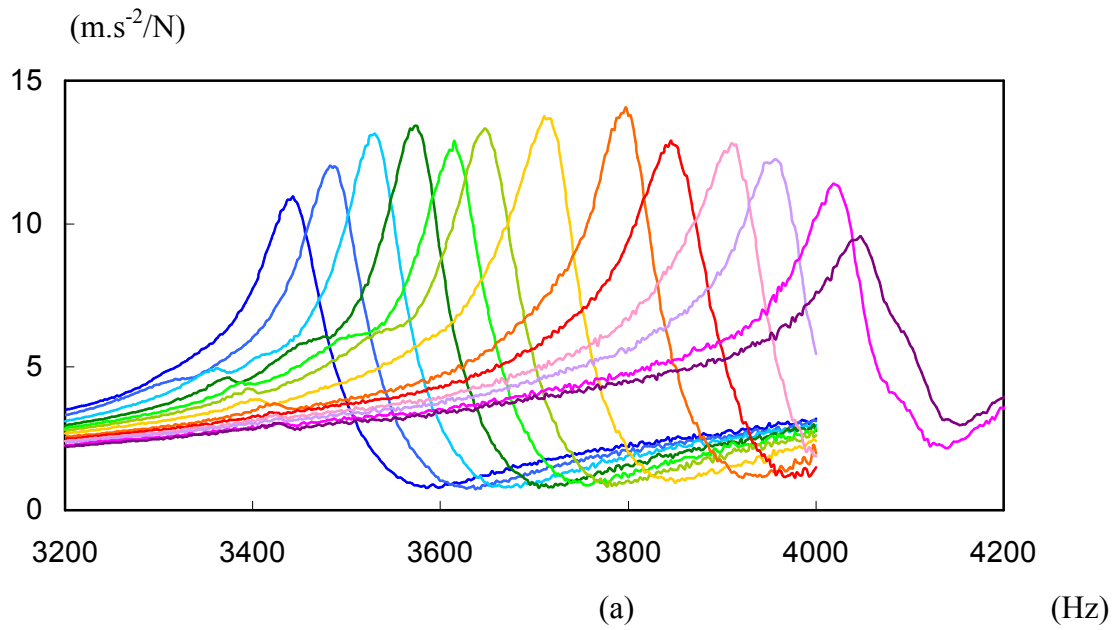
### 3.2 Réponse normale du carter

La réponse dynamique de l'arbre est transmise au carter par l'intermédiaire des roulements. Leur matrice de raideur est une matrice pleine qui traduit les couplages élastiques entre les différents degrés de liberté de la bague intérieure et ceux de la bague extérieure. Ces couplages sont tels que, comme le montre la figure 6, l'excitation en résonance des modes de flexion de l'arbre se traduit par des résonances de la réponse axiale de l'arbre et de la réponse normale du carter.

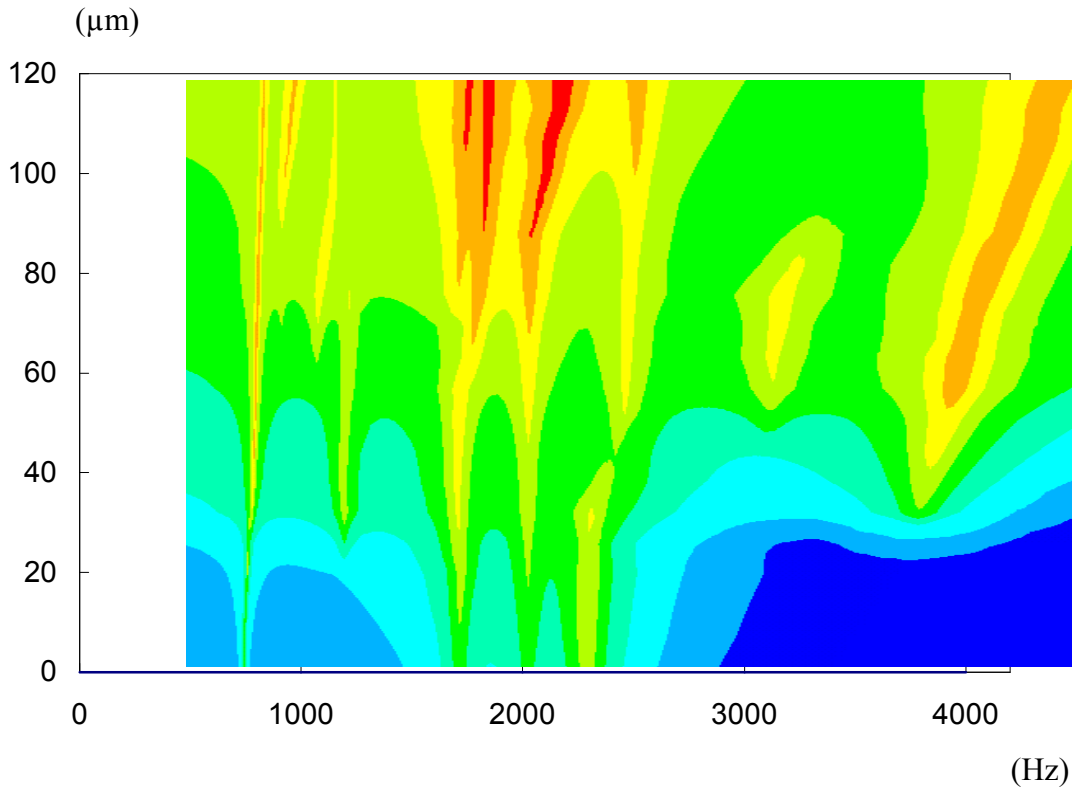
La figure 7 présente la fonction de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion d'un point du carter. Elle permet de visualiser les résonances induites par l'excitation des modes couplés arbre-carter, ainsi que de nouveaux pics correspondant à des modes locaux. En effet, la densité modale du carter dans la plage de fréquences étudiée est beaucoup plus importante que celle de l'arbre.

L'analyse de l'évolution des résultats expérimentaux induite par une augmentation de la précharge des roulements permet de dégager les conclusions suivantes :

- Les raideurs des roulements et, par conséquent, les fréquences propres des modes augmentent.
- Le couplage entre la flexion de l'arbre et la réponse du carter devient de plus en plus marqué. La mesure de la valeur efficace de la réponse du carter dans la plage de fréquences étudiée montre que celle-ci augmente quasi-linéairement de  $0.15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}/\text{N}$  à  $0.90 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}/\text{N}$ , soit une variation de 1 à 6, pour une évolution de la précharge comprise entre 5 et 115  $\mu\text{m}$ .
- La modification du transfert entre arbre et carter induit par le roulement est telle qu'elle induit une évolution sensible des formes propres du système couplé.
- La fréquence et le niveau de réponse de chaque mode propre peut présenter une très grande variabilité. La figure 8 montre par exemple que le niveau de réponse en un point du mode considéré peut varier de 1 à 3.
- Certains pics de résonances s'atténuent alors qu'apparaissent de nouveaux modes à des fréquences éventuellement plus basses. Ces nouveaux modes sont eux aussi susceptibles de disparaître au profit de l'émergence d'autres modes.



**Figure 6 :** Fonctions de transfert entre l'excitation et la réponse en flexion de l'arbre (a), la réponse axiale de l'arbre (b) et la réponse en flexion du carter (c) entre 3200 et 4200 Hz.

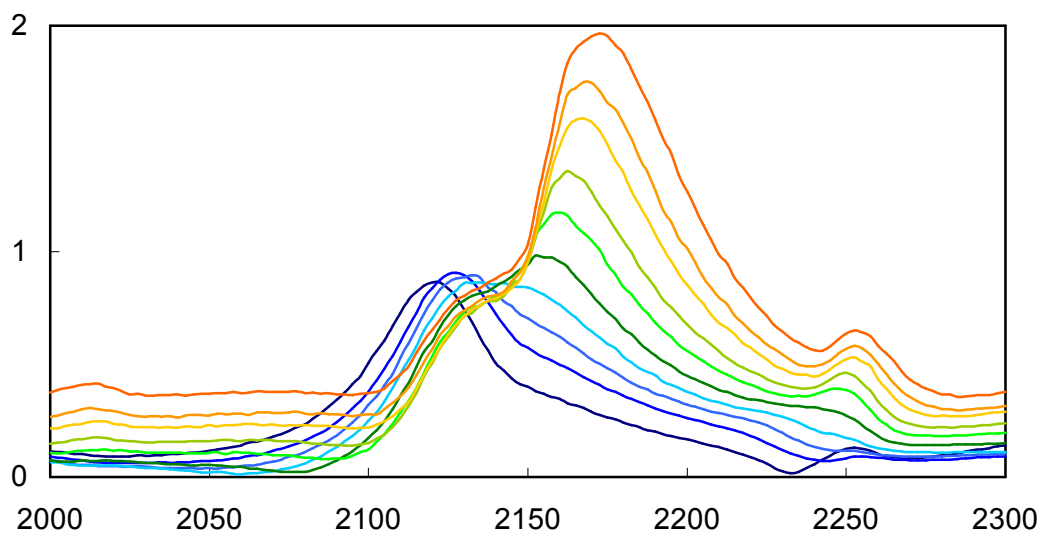


**Figure 7 :** Fonctions de transfert entre la force excitatrice et la réponse en flexion de l'arbre.

(m.s<sup>-2</sup>/N)

(Hz)

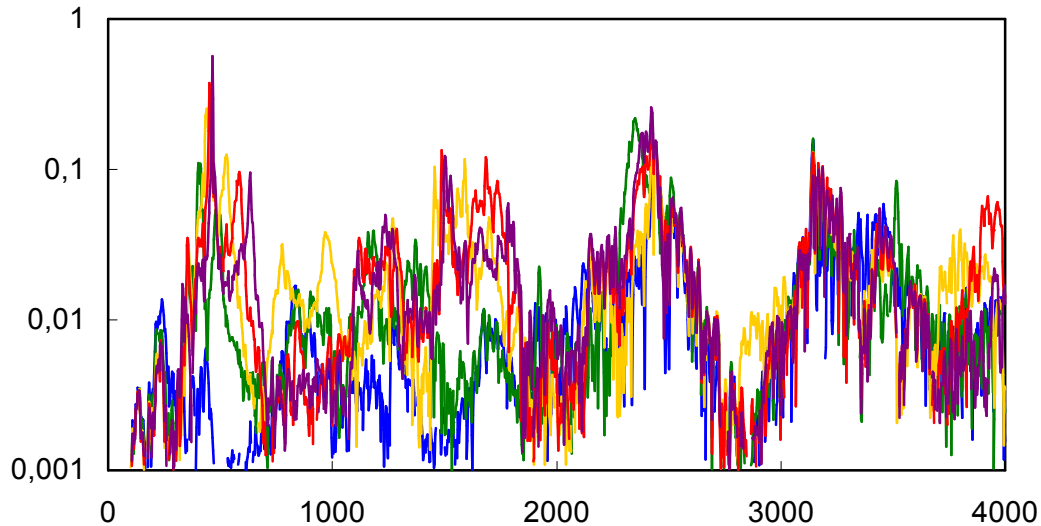
**Figure 8 :** Fonctions de transfert entre la force excitatrice et la réponse normale du carter.



### 3.3 Rayonnement acoustique du carter

Les mesures vibratoires que nous avons effectuées ne donnent qu'une vision locale de la réponse normale du carter puisque l'accéléromètre est situé en un point particulier. La fonction de transfert entre la force excitatrice et la pression acoustique mesurée à 0.3 m du carter permet d'avoir une vision plus globale de la réponse normale du carter puisque cette pression acoustique est induite par le rayonnement de l'ensemble de la surface du carter.

Pour obtenir des niveaux de pression importants, l'acquisition de la réponse acoustique a été



effectuée en générant une excitation harmonique de fréquence variable, à l'aide d'une rampe très lente entre les bornes de la plage de fréquences d'analyse (0-4000 Hz).

(Pa/N)

(Hz)

**Figure 9 :** Fonctions de transfert entre la force excitatrice et la pression acoustique rayonnée par le carter et mesurée à 0.3 m de celui-ci pour différentes précharges.

Comme on peut le constater sur la figure 9, les résultats obtenus confirment la très grande variabilité du comportement vibroacoustique de l'ensemble mécanique induite par la variation de la précharge des roulements dans la plage étudiée (0-120  $\mu\text{m}$ ).

### 4- Conclusions

Les défauts de fabrication des différents composants d'un mécanisme peuvent être à l'origine d'une forte variabilité de la précharge des roulements qui assurent le guidage en rotation des lignes d'arbres. La mise en oeuvre d'une campagne de mesures sur d'un banc d'essais construit à cet effet nous a permis de montrer et de quantifier l'effet de cette variabilité sur la dispersion du comportement vibroacoustique d'un système arbre-carter couplé par des roulements à billes à contacts obliques.

A partir des mesures réalisées, nous avons constaté qu'une modification sensible du transfert entre arbre et carter conduisait notamment à une grande variabilité des fréquences (jusqu'à 25 %) et des formes propres des modes du système.

La variabilité de la réponse dynamique se caractérise par l'apparition ou la disparition de certains modes, l'atténuation ou l'augmentation de leur niveau de réponse.

Le niveau de réponse s'avère très sensible à la précharge. Nous avons constaté des variations de 1 à 3 pour des excitations en bande étroite centrées sur un mode et des variations de 1 à 6 pour des excitations large bande sur toute la plage de fréquences d'analyse (0-4000 Hz).

Ainsi, il apparaît très difficile de prédire correctement le comportement vibroacoustique de mécanismes fabriqués en grandes série et a priori identiques à partir de modèles déterministes. Les résultats expérimentaux que nous avons obtenus montrent que l'on doit s'attendre à une très grande variabilité de ce comportement, et ce pour des cotes dimensionnelles circonscrites dans des plages de tolérances usuelles, telles que celles utilisées dans l'industrie automobile.

## 5- Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier la société SNR Roulements et la région Rhône-Alpes pour leur soutien financier.

## 6- Bibliographie

[1] **Nonaka, T., Kubo, A., Kato, S., Ohmori, T.** "Silent gear design for mass-produced gears with scatters in tooth form accuracy". ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Scottsdale, Arizona, Vol. 2, p. 589-595, 1992.

[2] **Driot, N., Rigaud, E., Perret-Liaudet, J.** "Variability of critical rotational speeds of gearbox by misalignment and manufacturing errors". MPT2001-JSME International Conference on Motion and Power Transmission, JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Fukuoka, Japon, Vol. 1, p. 63-67, 2001.

[3] **Driot, N.** "Etude de la dispersion vibroacoustique des transmissions par engrenages". Thèse de doctorat en Mécanique N°2002-34, Ecole Centrale de Lyon, 2002.

[4] **Rigaud, E., Mayeux, F., Driot, N., Perret-Liaudet, J., Mevel, B.** "Variabilité des régimes critiques d'une boîte de vitesses : influence des précharges des roulements". Mécanique et Industries, 13ème Colloque Vibrations, Chocs et Bruit, Ecully, France, Vol. 4, p. 107-112, 2003.

[5] **Harris, S.** "Rolling bearing analysis". John Wiley, New-York, 1966.

[6] **De Mul, J.M., Vree, J.M., Maas D.** "Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction". ASME Journal of Tribology, Vol. 111, p. 142-155, 1989.