

Sirènement de boîte de vitesses automobile : confrontation calcul/essais en contexte réel

Thibaut CHANVRIER^a, Emmanuel RIGAUD^a, Joël PERRET-LIAUDET^a,

Hugo SIWIAK^b, Pascal BOUVET^b, Brice NELAIN^b,

Jacques VIALONGA^c

a. ECOLE CENTRALE de LYON, 36 Avenue Guy de Collongue 69130 Ecully cedex – France

b. VIBRATEC, 28 Chemin Petit Bois 69130 Ecully cedex – FRANCE

c. RENAULT SA, - Centre Technique de Lardy - 1, allée Cornuel - 91510 Lardy – FRANCE

Résumé :

Le sirènement de boîte de vitesses est un bruit associé aux vibrations carter. L'erreur statique de transmission constitue la source excitatrice et est associée à l'engrènement. Elle résulte du contact étroit entre dentures et de leurs micro-géométries. Pour des cas réels, la prédiction du bruit induit par l'erreur statique de transmission reste un problème difficile. Des méthodes numériques permettent de traiter le problème des échelles micro (denture) aux échelles macro (carter) pour des cas de transmissions simplifiées. Dans ce travail, on souhaite tester la validité de ces approches pour des cas réels de boîte de vitesses. Pour ce faire, des campagnes d'essais d'une boîte instrumentée ont été réalisées en vue de confronter calculs/essais.

Abstract :

The gearbox whining noise is associated with transmission casing's vibration. The parametric source of excitation (periodic stiffness) results from the close contact between their teeth and their micro-geometries. For real application, the prediction remains a difficult issue. Numerical methods used to treat micro-scales (tooth) to macro-scales (gearbox casing). A three-dimensional model of 1.2 million degrees of freedom is implemented. Many operating systems have been performed on an acyclism test bench.

Mots clefs : erreur de transmission, boîte de vitesses, vibroacoustique

Keywords : transmission error, gearbox, vibroacoustics.

1 Introduction

Dans le domaine des transports, les transmissions par engrenages (boîtes de vitesses, ponts, etc.) constituent une source non négligeable de nuisances acoustiques. Généralement, le bruit engendré résulte de l'état vibratoire des carters (rayonnement acoustique du carter et/ou transfert solidien à la structure d'accueil puis vers l'habitacle véhicule). L'erreur statique de transmission (EST), associée au processus d'engrènement, constitue la source excitatrice dominante de ce comportement vibroacoustique [1]. On parle alors de bruit de sirènement. L'EST est définie comme l'écart entre la position angulaire réelle de la roue de sortie et celle qu'elle devrait occuper si l'engrenage était parfait et infiniment rigide [1,2]. Elle induit des fluctuations des forces de contact au niveau des dentures qui se transmettent à l'ensemble des composantes de la transmission, c'est à dire les arbres, les paliers et le carter. Malgré un très grand nombre de travaux, le comportement vibroacoustique d'une transmission reste un problème difficile vu la complexité des phénomènes physiques mis en jeu, d'une part, et de la complexité structurelle, d'autre part [3]. En particulier, il est encore difficile de prédire le comportement de boîtes de vitesses réelles. Dans ce contexte, un projet de recherche ambitieux a été mis en place afin d'évaluer la pertinence de méthodes spécifiques de calcul dans le cadre de boîtes de

vitesse industrielle de l'automobile. Plus particulièrement, nous avons mis en place des essais expérimentaux importants pour des confrontations calculs/essais. L'objectif de ce papier est de présenter ces essais.

2 Principaux phénomènes mis en jeu

En préliminaire, revenons sur les principaux mécanismes qui gouvernent le comportement vibroacoustique d'une boîte de vitesses induit par l'EST (voir figure 1).

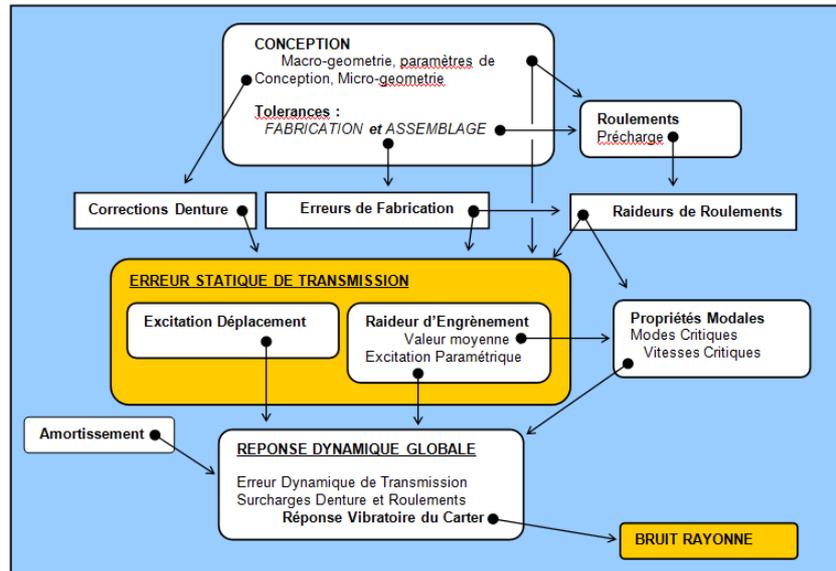


FIG. 1 – Principaux mécanismes gouvernant le comportement vibroacoustique d'une boîte de vitesses induit par l'erreur statique de transmission (d'après [3]).

Les origines principales de l'EST sont (1) les corrections de denture, par exemple les dépouilles de tête, (2) les défauts de fabrication tels que les erreurs de profil, (3) les déformations élastiques des dentures que l'on décrit par la raideur d'engrènement et (4) les déformations élastiques de l'ensemble de la transmission qui modifient les conditions de contact entre denture (mise en biais). L'EST se traduit par des excitations de type déplacement et paramétrique (fluctuation périodique de la raideur d'engrènement). Par ailleurs, l'EST possède un caractère non linéaire car elle est conditionnée par la répartition de charge sur les dentures et par les pertes éventuelles de contact qu'autorise le jeu entre dents. Enfin, la fréquence d'engrènement (produit de la fréquence de rotation d'une roue par son nombre de dents) constitue l'une des fréquences caractéristiques de son contenu spectral. L'erreur dynamique de transmission (EDT), qui constitue la réponse dynamique à l'EST, induit des surcharges dynamiques sur la denture qui se propagent par voie solidienne vers les paliers, le plus souvent des roulements. Elle est ainsi l'origine principale de l'état vibratoire du carter et du rayonnement acoustique associé. Au regard des caractéristiques élastiques et inertielles de transmissions standards, on se situe en règle générale dans le domaine modal pour ces aspects vibratoires. Parmi les modes propres globaux de la transmission, certains modes dits critiques sont essentiels à déterminer car, excités à certaines vitesses critiques de fonctionnement, ils sont à l'origine de fortes surcharges dynamiques sur la denture associées à de forts niveaux vibratoires et acoustiques. Ces modes pour lesquels le transfert denture-carter est optimal sont gouvernés entre autres par la moyenne temporelle de la raideur d'engrènement et par les raideurs linéarisées des roulements. Ils importent donc de les estimer de manière assez précise. En outre, ces modes qui dépendent notamment des caractéristiques élastodynamiques du carter, traduisent un certain couplage entre l'état vibratoire de la transmission et l'EDT, autrement dit, des interactions entre les conditions instantanées du contact entre dents et la réponse dynamique de la transmission complète. Une des difficultés est d'intégrer simultanément les aspects globaux (description des différentes composantes de la transmission, constituant ainsi un ensemble complexe de plusieurs sous-structures) et les aspects locaux (description fine de l'engrènement). Par ailleurs, il y a lieu de souligner que les amortissements (lois, valeurs,

etc.), déterminants pour la réponse dynamique du système, restent encore très mal connus. Dans ce cadre nous avons bâti des méthodologies de calcul qui ont permises de traiter le cas de transmissions simplifiées et académiques, et dont nous voulons éprouver l'efficacité dans des contextes de boîtes de vitesses réelles de véhicule automobile.

3 Méthodologies de calcul

Si l'on s'intéresse à la prédiction du comportement vibroacoustique proprement dit, il est nécessaire de construire des modèles permettant d'évaluer le champ vibratoire du carter. Il convient alors d'intégrer l'ensemble des composantes de la transmission, i.e. les engrenages, les arbres, les roulements et le carter, et de prendre en compte les caractéristiques de l'EST comme source excitatrice principale. La méthode des éléments finis reste adaptée pour le calcul vibratoire au regard des caractéristiques modales d'une boîte de vitesses et permet de fournir en chaque point du carter la réponse vibratoire qui constituera les données du calcul acoustique [4]. Par contre, il n'est pas envisageable d'intégrer dans ces modèles globaux les non linéarités associées aux contacts entre denture et celles associées aux roulements. Il s'agit alors de linéariser la description de ces contacts autour des conditions statiques de fonctionnement [5-6]. La prise en compte de l'ensemble des composantes de la transmission et notamment du carter conduit à des modèles possédant de l'ordre de 1 millions de d.d.l. pour les cas industriels. Sur la figure 2, on montre le maillage carter de la boîte étudiée équipant le banc d'essais, ainsi que les arbres primaire et secondaire dans leurs logements roulement coté embrayage.

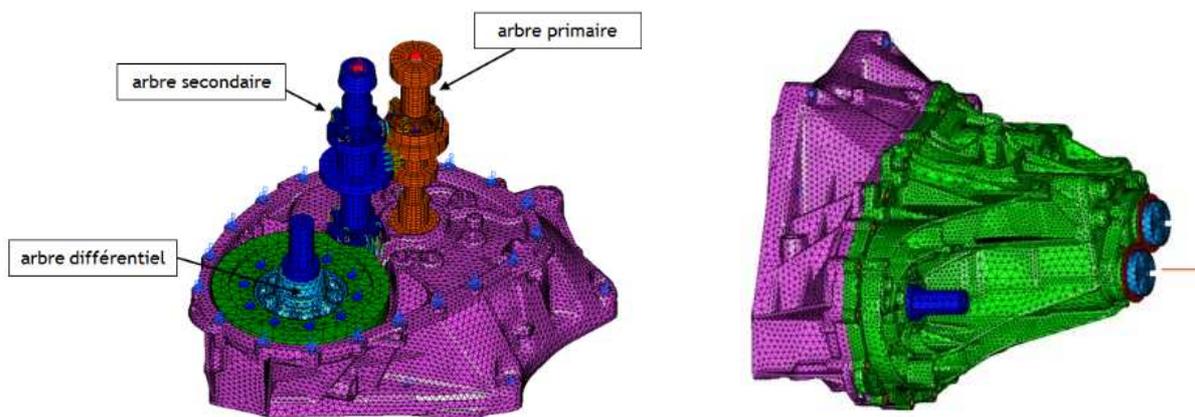


FIG. 2 – Modèle éléments finis de la boîte de vitesses étudiées (1,2 millions de d.d.l.)

Après assemblage des différents éléments, l'équation matricielle régissant le comportement dynamique de la transmission in vacuo s'écrit :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + k(t)\mathbf{G}\mathbf{x} = \mathbf{E}(t) + \mathbf{F} \quad (1)$$

En dehors des termes classiques apparaît la source excitatrice de type paramétrique associée à la raideur d'engrènement $k(t)$ qui est, en condition de fonctionnement stationnaire, périodique. Une matrice \mathbf{G} déduite des caractéristiques de conception des engrenages permet de coupler les 12 d.d.l. du pignon et de la roue. Le terme extérieur $\mathbf{E}(t)$ est associé à l'EST (excitation déplacement). Enfin les matrices de couplage élastique entre les d.d.l. des bagues intérieure et extérieure des roulements sont introduites à partir des équations régissant l'équilibre statique de la transmission. Ces équations non linéaires sont résolues par une méthode de type Newton-Raphson [6]. L'EST et la raideur d'engrènement sont calculées à partir des équations régissant le contact statique entre dentures. Ce calcul nécessite de discrétiser les lignes de contact théorique et la connaissance de la matrice de souplesse couplant chaque segment. Cette dernière est évaluée à partir d'une modélisation par éléments finis de la denture. Le calcul de l'EST tient compte des défauts de géométrie et des corrections microgéométriques. La résolution des équations de contact à l'aide de la méthode simplexe permet sur une période d'engrènement d'obtenir l'évolution périodique de l'EST ainsi que la raideur d'engrènement. Le calcul vibratoire est réalisé en étendant la solution sur la base modale évaluée à partir de la raideur d'engrènement moyenne. Enfin, pour résoudre les équations paramétriques régissant la

dynamique de la transmission, on emploie la méthode spectrale itérative qui consiste en un schéma itératif dans le domaine des fréquences [7-8].

4 Maquette expérimentale

La boîte de vitesses automobile retenue pour la campagne d'essais est montrée figure 3 (a). Par rapport à la configuration réelle, les pignons fous et les fourchettes ont été enlevés ainsi que la marche arrière, afin de ne conserver que le bruit induit par l'erreur statique de transmission. Par ailleurs, des modifications ont été apportées sur les arbres et le carter pour permettre l'instrumentation des parties tournantes. Il s'agit du perçage des arbres ainsi que du carter pour assurer le passage des câbles. D'autre part, quelques pièces d'adaptation permettant le support de capteurs ont été introduites. La figure 3(b-c) montre la boîte de vitesses modifiée et instrumentée. La transmission du mouvement est constituée alors d'un train d'engrènement deux étages (rapport de 4^{ème} et pont différentiel). Les caractéristiques du train retenu sont fournies tableau 1.

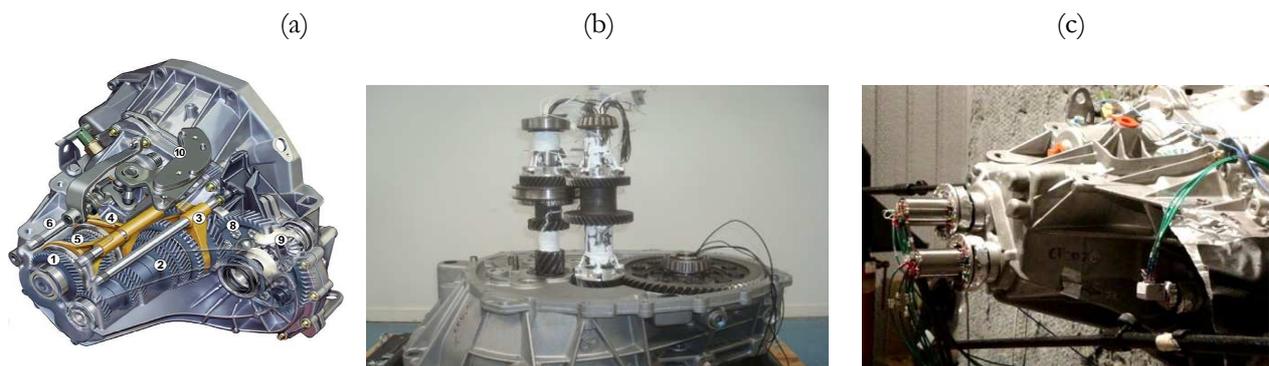


FIG. 3 – Description de la boîte d'essais. (a) Le modèle de boîte retenue. (b) La mécanique interne retenue. (c) Les collecteurs tournants en nez de boîte.

	nombre de dents roue 1	nombre de dents roue 2	module	Largeur des dents	Entraxe	Angle de pression	Angle d'hélice	Rapport de conduite totale
Primaire/secondaire	35	39	1.9	12	71	23	29	3.4
Pont/différentiel	16	69	3	27	127	22.6	27.1	3.3

Tableau 1 – Caractéristiques du rapport retenu de vitesses de la boîte d'essais.

Du point de vue de l'instrumentation, les erreurs dynamiques de transmission sont mesurées à partir de 4 accéléromètres piézoélectriques implémentés sur chaque pignon, soit 16 accéléromètres au total. Par ailleurs, plusieurs jauges (48) permettent d'accéder aux efforts transmis au carter. L'ensemble des signaux est transmis par trois collecteurs tournants (64 voies au total). Par ailleurs, un ensemble de 30 accéléromètres piézoélectriques sont réparties sur l'ensemble du carter afin d'accéder à son état vibratoire. Enfin, des microphones permettent d'accéder à la pression acoustique en 5 points de l'espace environnant.

La boîte d'essais a été implémentée sur le banc d'acyclisme chez Renault. Ce banc permet de simuler des cinématiques quelconques en entrée de boîte via la commande d'un moteur électrique. Par ailleurs, il reproduit les conditions de charge en sortie de boîtes. L'intérêt est que l'on s'affranchit totalement des vibrations d'un moteur thermique. Le banc est implanté dans une chambre semi anéchoïque.

Plusieurs campagnes d'essais ont été réalisées, notamment à des couples moteur compris entre -40 et 80 N.m. La plupart des essais ont consistés en des balayages lents de régime vitesse compris entre 100 et 3000 tr/min. Ces balayages ont été réalisés en montée comme en descente. Par ailleurs, plusieurs mesures préliminaires ont été réalisées afin de recalibrer le modèle numérique.

5 Quelques résultats

On montre figure 4 un premier résultat expérimental confronté au calcul éléments finis et concernant la fonction de transfert entre deux points du carter sur une bande de fréquences 0 – 4000 Hz. Dans l’ensemble, on observe une bonne adéquation du modèle sur l’ensemble de la plage de fréquences, même si au-delà de 1500 Hz on constate une légère dégradation des résultats. On remarquera par ailleurs une densité modale assez faible, ce qui justifie pleinement l’approche éléments finis introduites.

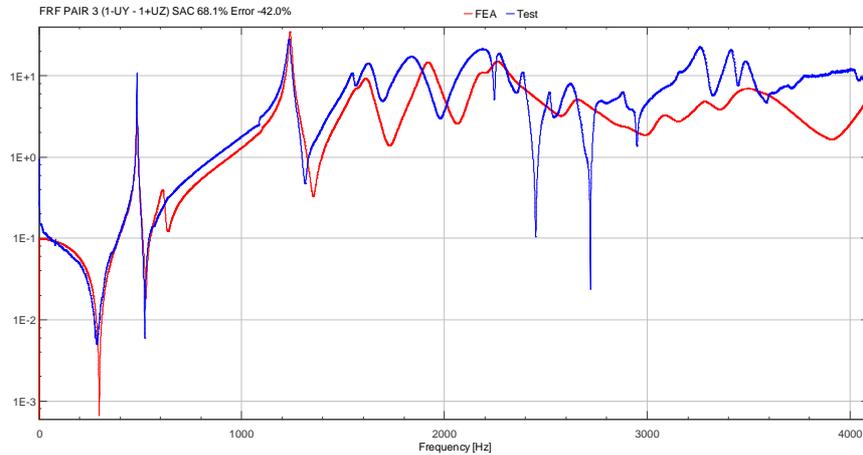


FIG. 4 – Fonction de transfert entre deux points du carter sur une bande de fréquences 0 – 4000 Hz. En rouge, résultats numériques, en bleu, résultats expérimentaux

La figure 5 montre les waterfall associés à l’accélération tangentielle du pignon de 4^{ème}, représentative de l’erreur dynamique de transmission, et à la pression acoustique pour un balayage vitesse de 100 à 3000 tours/min. L’axe des abscisses correspond aux densités spectrales des grandeurs mesurées, alors que l’axe des ordonnées correspond aux régimes vitesses.

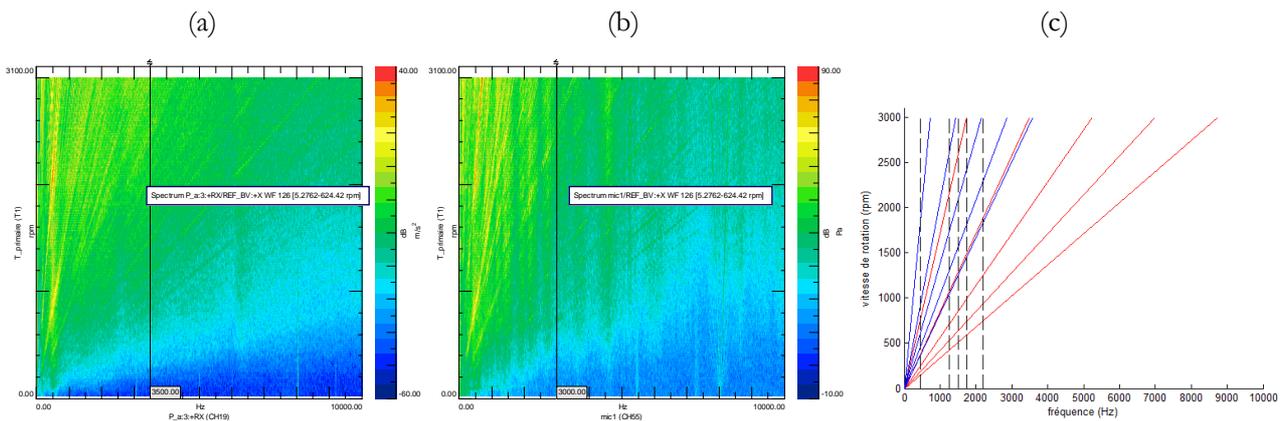


FIG. 5 – Waterfall pour un balayage vitesse de 100 à 3000 tr/min.
 (a) accélération tangentielle du pignon de 4^{ème}. (b) Pression acoustique. (c) fréquences d’engrènement excitatrices et localisation des premiers modes propres

On constate en premier lieu une bonne adéquation entre l’erreur dynamique de transmission et la réponse acoustique, ce qui traduit du transfert entre l’erreur dynamique de transmission et le bruit de sirènement. Par ailleurs, on identifie très clairement les fréquences d’engrènement proportionnelles à la vitesse de rotation, ainsi que leurs harmoniques. La fréquence d’engrènement pour le rapport de 4^{ème} est égale à 35 fois la

fréquence de rotation de l'arbre primaire. Pour l'engrènement du pont, elle est égale à 14,36 fois la fréquence de rotation de l'arbre primaire. Pour une vitesse de rotation de l'arbre primaire de 3000 tr/min, ces fréquences d'engrènement et ses quatre premiers harmoniques sont données dans le tableau 2. Les amplifications dynamiques observées sont pour la plupart associées aux modes propres identifiés figure 4, pour la bande de fréquences 0 – 4000 Hz.

ordre	1	2	3	4	5
Primaire/secondaire	1750	3500	5250	7000	8750
Pont/différentiel	720	1440	2160	2880	3600

Tableau 2 – Fréquences d'engrènement pour les deux rapports engagés, et leurs 4 premiers harmoniques.

Conclusion

Pour conclure, nous présentons ici des essais expérimentaux sur une boîte de vitesses réelles. On confirme le transfert entre l'erreur statique de transmission et la réponse vibroacoustique de la boîte de vitesses comme origine du bruit de sirènement. On identifie par ailleurs la présence de modes propres privilégiés pour ce transfert. Enfin, les résultats de ces essais devraient permettre de tester les approches numériques mises en place dans le cadre de transmissions académiques. En particulier, on souhaite en préciser les domaines de validité. Les comparaisons calcul/essais sont en cours.

Remerciements

Les auteurs remercient l'Agence Nationale de la Recherche ainsi que les partenaires du projet (RENAULT SA et VIBRATEC) pour leurs supports financiers et techniques dans le cadre du projet MABCA (MAîtrise du Bruit de ChAînes cinématiques), ainsi que l'Agence De l'Environnement et de la Maitrise de l'Énergie (ADEME).

Références

- [1] Welbourn D. B., Fundamental knowledge of gear noise – A survey, Proc. of Conf. on Noise and Vib. of Engines and Transmissions, C117/79, 9-29, 1979.
- [2] Rémond D., Vex P., Sabot J., Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages. Synthèse bibliographique, publication du Cetim, 1993.
- [3] Perret-Liaudet J., Quelques aspects sur la prédiction du comportement vibroacoustique des engrenages, Journées SFA, Technocentre Renault, Guyancourt, juin 2002.
- [4] Rigaud E., Sabot J., Perret-Liaudet J., Approche globale pour l'analyse de la réponse vibratoire d'une transmission par engrenages, Revue Européenne des Elements Finis, Vol. 9, N°1-2-3, p. 315-330, 2000.
- [5] Rigaud E., Barday D., Modelling and Analysis of Static Transmission Error. Effect of Wheel Body Deformation and Interactions between Adjacent Loaded Teeth, 4th World C. on Gearing and Power Trans., Paris, Vol. 3, p. 1961-1972, 1999.
- [6] Mayeux F., Perret-Liaudet J., Rigaud E., Coupled computation of mesh and bearing stiffnesses : effect on radiated gearbox noise, InterNoise, Dearborn, August 19-21, 2002.
- [7] Perret-Liaudet J., An Original Method for Computing the Response of Parametrically Excited Forced System, J. Sound Vib., Vol. 196, p. 165-177, 1996.
- [8] Rigaud E., Sabot J., Perret-Liaudet J., Effect of Gearbox Design Parameters on the Vibratory Response of its Housing, 4th World C. on Gearing and Power Trans., Paris, Vol. 3, p. 2143-2148, 1999.