



**HAL**  
open science

## Mesure des coefficients de restitution et du couple de trainée sur les pignons fous d'une boîte de vitesses automobile

Younes Kadmiri, Emmanuel Rigaud, Joël Perret-Liaudet, Laurence Vary

### ► To cite this version:

Younes Kadmiri, Emmanuel Rigaud, Joël Perret-Liaudet, Laurence Vary. Mesure des coefficients de restitution et du couple de trainée sur les pignons fous d'une boîte de vitesses automobile. CFM 2011 - 20ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2011, Besançon, France. hal-03421202

**HAL Id: hal-03421202**

**<https://hal.science/hal-03421202>**

Submitted on 9 Nov 2021

**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.

# Mesure des coefficients de restitution et du couple de trainée sur les pignons fous d'une boîte de vitesses automobile

Y. KADMIRI<sup>a,b</sup>, E. RIGAUD<sup>a</sup>, J. PERRET-LIAUDET<sup>a</sup>, L. VARY<sup>b</sup>

a. Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS), UMR CNRS 5513, Université de Lyon, Ecole Centrale de Lyon, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 ECULLY Cedex

b. Renault S.A.S.

## Résumé

Outre les paramètres de conception et les conditions de fonctionnement imposées par le moteur, les paramètres inconnus qui gouvernent la réponse dynamique des pignons fous d'une boîte de vitesses sont le couple de trainée s'exerçant sur le pignon fou et les caractéristiques des contacts qui gouvernent les chocs entre dents. Pour permettre un recalage des modélisations numériques avec les mesures effectuées sur les boîtes de vitesses, ils ont été identifiés expérimentalement grâce à l'exploitation d'un banc d'acyclisme et l'implémentation de codeurs optiques sur les pignons menants et fous. Des essais en réponse libre amortie ont permis de discriminer les différentes sources de dissipation (roulements, palier du pignon fou, barbotage, etc.) et de valider les modèles permettant d'identifier le couple de trainée s'exerçant sur chaque pignon fou. D'autres essais sous acyclisme moteur contrôlé ont permis de mesurer le coefficient de restitution des chocs entre les pignons, et de caractériser le comportement dynamique global du pignon fou. Les réponses obtenues ont permis de valider le modèle proposé pour décrire le comportement dynamique non linéaire des pignons fous et le bruit de grailonnement qui en résulte.

## Abstract

Dynamic response of idle gears of a gearbox depends on design parameters and engine operating conditions. The unknown parameters to readjust the numerical simulations of rattle noise with measurements are the drag torque acting on the idle gear and contact characteristics that govern shocks between teeth. They have been identified experimentally through implementation of optical encoders in the gearbox and the operation of a specific acyclism test bench. Analysis of the free damped response of the gearbox allowed discrimination of the different sources of dissipation (bearings, connection between idle gear and shaft, churning, etc.). Models proposed to identify the drag torque have been validated. Further tests under controlled engine acyclism allowed measurement of the restitution coefficient of shocks, and characterization of the idle gear dynamic response. Measured dynamic responses were used to validate the model proposed to describe the nonlinear dynamics of idle gear and resulting rattle noise.

**Mots clefs : bruit de grailonnement, impacts, dynamique non linéaire, analyse expérimentale**

## 1 Introduction

Dans les boîtes de vitesses automobiles, l'ensemble des couples de pignons engrènent simultanément. Les rapports non engagés présentent un pignon fou désolidarisé de l'arbre, et qui tourne donc librement autour de son axe. Dans certaines conditions de fonctionnement, les fluctuations de vitesse de l'arbre primaire induite par l'acyclisme du moteur génèrent des vibrations des pignons fous conduisant à des impacts entre le pignon fou et le pignon complémentaire. Les chocs successifs se propagent par les voies solidiennes (roulements, arbres...) et/ou aériennes (rayonnement des corps de roues) jusqu'au carter de la boîte de vitesses. Le bruit associé à ces régimes de vibro-impacts est appelé bruit de grailonnement. A cause de son caractère impulsionnel, le grailonnement est un phénomène large bande (jusqu'à 8000 Hz) pouvant exciter un très grand nombre de modes. Les chocs entre le pignon menant et le pignon fou sont considérés comme élastiques et ne provoquent pas d'endommagement. La seule nuisance associée au grailonnement est donc le bruit rayonné par la boîte de vitesses.

La réponse dynamique du pignon fou a pu être simulée grâce à un modèle non linéaire [1, 2]. Au-delà d'un seuil de déclenchement du phénomène de gaillonnement, on observe des phases successives distinctes : le "vol libre", les chocs entre les flancs actifs ou rétro, et, éventuellement, les phases de collage temporaire entre les pignons menant et fou. La dissipation au cours du choc est décrite par un coefficient de restitution :

$$V^+ = -r \cdot V^- \quad (1)$$

Chaque choc se caractérise également par l'impulsion communiquée aux pignons, définie par l'intégrale de l'effort transmis au cours du choc, et qui s'exprime en fonction de la masse équivalente du pignon fou et des vitesses relatives entre pignons juste avant et après impact :

$$I = \int_{t^-}^{t^+} F \cdot dt = m(V^+ - V^-) = -mV^-(1 + r) \quad (2)$$

Selon les conditions d'excitation, on génère une très grande diversité de comportements dynamiques (réponse 1T-périodique, 2T-périodique, chaotique). Si l'on considère le transfert entre les impulsions successives transmises aux pignons et la réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses, les différents comportements dynamiques correspondent à un bruit présentant une signature acoustique bien distincte.

Les sources d'excitation du gaillonnement et la réponse dynamique des pignons fous dépendent de paramètres liés à la conception de la boîte de vitesses, tels que les inerties des pignons fous et leur distribution, le jeu de battement entre dents et ses variations, ainsi que de paramètres de fonctionnement, tels que la vitesse de rotation et l'amplitude de l'acyclisme imposés par le moteur. Par contre, le couple de trainée s'exerçant sur les pignons fous et le coefficient de restitution des chocs entre dents restent des paramètres mal identifiés. L'objectif de ce travail est de mettre en œuvre une campagne expérimentale permettant de mesurer ces paramètres au sein de la boîte de vitesses, puis de comparer la réponse dynamique de celle-ci avec la réponse prédite par le modèle numérique, recalé à partir des données expérimentales.

## 2 Banc d'acyclisme Renault (BACY) et instrumentation de la boîte de vitesses

Le BACY est un banc d'essais permettant de caractériser le comportement dynamique des boîtes de vitesses et d'analyser les nuisances sonores associées au sirènement ou au gaillonnement. Construit dans une pièce semi-anéchoïque, ce banc reproduit la chaîne cinématique d'une automobile (actionneur, embrayage, boîte de vitesses, transmissions). Le moteur thermique est remplacé par une génératrice électrique permettant de maîtriser les caractéristiques de la source excitatrice. Les transmissions sont reliées à deux machines délivrant le couple résistant s'appliquant sur les roues motrices d'une automobile.

Le mouvement de rotation libre du pignon fou autour de son arbre rend son instrumentation délicate. Celle-ci doit permettre de mesurer le déplacement relatif du pignon par rapport au pignon menant, sans modifier fondamentalement sa géométrie et son inertie. Le jeu entre denture, correspondant à la distance relative parcourue par le pignon fou par rapport au pignon menant, est de l'ordre de 0.1 mm. La résolution du capteur doit être suffisante pour obtenir une mesure cohérente avec les phénomènes à observer. Enfin, l'instrumentation doit supporter les températures élevées (jusqu'à 80°C), les contraintes mécaniques générées par les mouvements de la chaîne cinématique, et le brouillard de fines gouttelettes d'huile généré par le barbotage des pignons. Les codeurs optiques à axe creux sont les capteurs les plus appropriés pour répondre à toutes ces exigences. Ils sont implantés sur les pignons du rapport de 2<sup>nde</sup>.



FIG. 1 – Lignes d'arbres instrumentées avec le pignon fou de 2<sup>nde</sup> seul (a), + les pignons de 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> (b). Boîte de vitesses TL4 instrumentée montée sur le BACY (c).

Une sonde permet également de mesurer la température interne. Des accéléromètres sont placés sur le carter pour mesurer sa réponse vibratoire et un microphone est positionné près de la boîte de vitesses pour mesurer le bruit de grailonnement généré.

### 3 Mesure du couple de trainée

Le pignon fou est soumis à un couple de trainée induit par le barbotage (la partie inférieure du pignon en rotation baigne dans l'huile) et par la dissipation dans le film d'huile situé à l'interface entre le pignon fou et l'arbre qui le supporte.

Les essais réalisés pour la mesure des couples de trainée s'appuient sur l'analyse de la réponse libre amortie des parties mobiles de la boîte de vitesses. L'embrayage positionné entre la génératrice permet d'accoupler le moteur à l'arbre primaire. Lorsque l'on débraye, celui-ci décélère jusqu'à son arrêt. La décroissance des vitesses mesurées à l'aide des codeurs optiques permet d'obtenir un couple de trainée global dont les contributions dépendent de la configuration retenue. Dans le cas où la boîte de vitesses présente uniquement le pignon fou du rapport de 2<sup>nd</sup>e, trois configurations différentes sont nécessaires pour évaluer le couple de trainée qui s'applique sur ce pignon :

- 1<sup>ère</sup> configuration : la boîte est vidangée et contient uniquement l'arbre primaire,
- 2<sup>ème</sup> configuration : le pignon fou est intégré sur l'arbre secondaire immobile,
- 3<sup>ème</sup> configuration : l'huile est ajoutée.

La 1<sup>ère</sup> configuration permet de mesurer le couple de trainée dû aux roulements et au codeur optique fixé sur l'arbre primaire. On observe que la décélération de l'arbre primaire suit une loi exponentielle, de type :

$$\Omega = a + be^{dt} \quad (3)$$

L'analyse de la décélération permet de décomposer le couple de trainée en deux contributions. La première est de nature visqueuse et associée à la dissipation des roulements. La seconde est induite par le frottement sec généré par les mouvements relatifs entre les parties fixes et mobiles du codeur optique.

$$C_1 = C_{s1} + c_{v1} \cdot \Omega = -J \cdot a \cdot d + J \cdot d \cdot \Omega \quad (4)$$

Les paramètres  $a$  et  $d$  sont optimisés à partir d'un algorithme basée sur la méthode «Trust-Simplexe» qui permet d'obtenir le minimum global d'une fonction. Le critère d'optimisation utilisé est la norme de la différence entre la courbe expérimentale et la courbe maîtresse définie par l'équation (3).

La 2<sup>ème</sup> configuration permet de mesurer le couple de trainée supplémentaire ( $C_2 = C_{tot} - C_1$ ). L'analyse de la décélération exponentielle observée (voir Fig. 2) et l'optimisation des paramètres de la courbe maîtresse définie par l'équation (3) permet d'identifier la dissipation par frottement sec  $C_{s2}$  due au codeur optique fixé sur le pignon fou, et la contribution visqueuse  $c_{v2} \cdot \Omega$  associée à la dissipation dans le palier lisse du pignon fou.

La 3<sup>ème</sup> configuration permet de mesurer le couple de trainée induit par le barbotage du pignon fou ( $C_3 = C_{tot} - C_1 - C_2$ ). L'analyse de la réponse montre que ce couple de trainée est une fonction puissance de la vitesse de rotation :

$$C_3 = K \cdot \Omega^\beta \quad (5)$$

Pour chaque température de fonctionnement, les coefficients  $K$  et  $\beta$  sont obtenus par optimisation de la courbe maîtresse définie par l'équation (5).

La Fig. 2 présente la décélération de l'arbre primaire dans la 2<sup>ème</sup> et 3<sup>ème</sup> configurations, pour différentes températures internes de la boîte de vitesses. Elle montre une bonne concordance avec les courbes maîtresses obtenues par optimisation des paramètres. La décélération de l'arbre primaire est d'autant plus rapide que la température diminue, car la viscosité de l'huile et les couples de trainée induit par le barbotage ou la dissipation dans le palier lisse du pignon fou augmentent.

Le couple de trainée engendré par le palier lisse peut être calculé analytiquement si l'on considère un écoulement de Couette à l'interface entre le pignon et l'arbre ( $L$  est la longueur du palier,  $\mu$  est la viscosité dynamique de l'huile,  $R$  est le rayon de l'arbre,  $\Delta\Omega$  est le différentiel de vitesses entre le pignon et l'arbre et  $j$  est le jeu radial du palier) :

$$C_2 = \frac{2\pi\mu LR^3 \Delta\Omega}{j} \quad (6)$$

Différents travaux consacrés aux pertes de puissances dans les engrenages ont permis d'estimer la dissipation associée au barbotage des pignons. Le couple de barbotage peut s'exprimer de la manière suivante [3] :

$$C_3 = \frac{1}{2} S h^3 \rho \Omega^2 C_r \quad (7)$$

avec

$$C_r = 1.366 \left(\frac{h}{D}\right)^{0.45} \left(\frac{V}{D^3}\right)^{0.1} Fr^{-0.6} Re^{-0.21} \quad (8)$$

Fr et Re sont respectivement les nombres de Froude et Reynolds, S et h sont les surfaces et hauteurs immergées, V est le volume d'huile, D est le diamètre du pignon,  $\rho$  et  $\mu$  sont la masse volumique et la viscosité dynamique de l'huile.

Les courbes maîtresses obtenues expérimentalement peuvent alors être comparées avec les résultats issus des modèles proposés. La Fig. 3 compare les évolutions des couples de trainée induit par la dissipation du palier et par le barbotage avec le régime de fonctionnement, pour différentes températures de fonctionnement. Les évolutions prédites sont très proches de celles déduites à partir des mesures expérimentales.

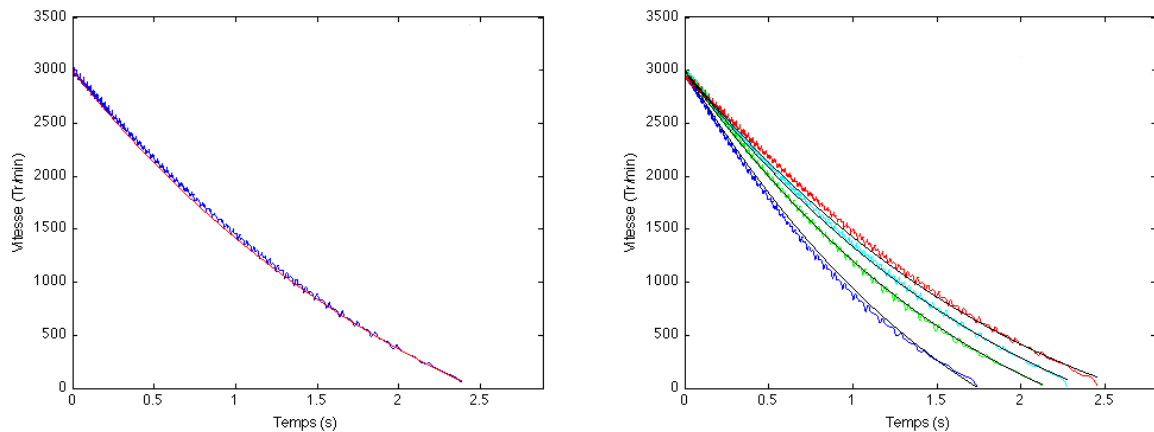


FIG. 2 – Décélération de l'arbre primaire dans les configurations 2 et 3 ( $T=30^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $50^{\circ}\text{C}$ ,  $55^{\circ}\text{C}$ ). Mesures et courbes maîtresses obtenues par optimisation des paramètres.

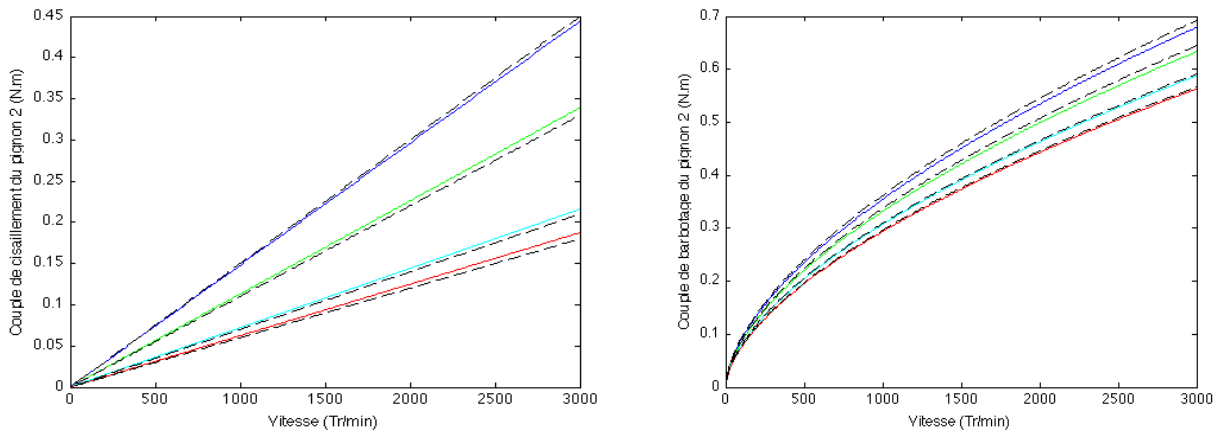


FIG. 3 – Evolution des couples de trainée induit par la dissipation du palier et par le barbotage avec le régime de fonctionnement ( $T=30^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $50^{\circ}\text{C}$ ,  $55^{\circ}\text{C}$ ).

Des essais complémentaires ont été réalisés en intégrant les pignons fous des rapports de 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> dans la boîte de vitesses. Les mesures de couples de trainée effectuées et la cohérence entre les résultats obtenus ont permis de confirmer le caractère prédictif des modèles proposés et de valider les hypothèses formulées.

#### 4 Mesure du coefficient de restitution

Les études théoriques précédentes [1, 2] montrent que faire varier l'amplitude de l'acyclisme (plutôt que la vitesse de rotation) permet d'augmenter le niveau d'excitation en entrée de boîte de vitesses et de balayer tous les régimes de fonctionnement. Les mesures des coefficients de restitution sont donc effectuées pour un régime de  $\Omega=750$  Tr/min, pour différentes amplitudes de l'acyclisme ( $A=50, 75, 100$  et  $125$  Tr/min). La

fréquence  $\omega$  de l'excitation générée par l'acyclisme correspond à l'harmonique  $H_2$  de la fréquence de rotation de l'arbre moteur  $\Omega$ . La loi de vitesse en sortie du moteur de la génératrice du BACY est la suivante :

$$\Omega(t) = \Omega + A \cdot \cos(\omega t) \quad \text{avec } \omega = 2\Omega \cdot 2\pi/60 \quad (9)$$

La mesure synchrone des vitesses angulaires du pignon menant et du pignon fou à l'aide des codeurs optiques permet de déterminer la vitesse relative entre ces pignons. La fréquence d'acquisition est de 50 kHz et la durée de chaque essai est de 60 s. Le post-traitement des signaux permet de détecter les différents chocs à partir du franchissement d'une valeur seuil de la vitesse relative entre les pignons et d'extraire la valeur maximale de la vitesse juste avant et juste après le choc (Fig. 4).

Les chocs entre flancs actifs et les chocs entre flancs rétros peuvent être différenciés à l'aide du signe de la vitesse relative juste avant l'impact. Dans les deux cas, la valeur moyenne du coefficient de restitution est égale à 0.65 (Fig. 5). On observe une dispersion importante des résultats. En effet, les pignons présentent des dentures hélicoïdales. Le nombre de dents en prise au moment du choc est compris entre deux et trois et la longueur de contact théorique fluctue. On observe également que l'augmentation du niveau d'acyclisme se traduit par une augmentation de la vitesse d'impact moyenne, pour les chocs entre flancs actifs comme pour les chocs entre flancs rétros. Le coefficient de restitution diminue lorsque la vitesse d'impact augmente.

La durée d'impact est également mesurée pour chaque choc. La densité de probabilité de la durée des chocs présente une variation gaussienne. La valeur moyenne est égale à 1.2 ms (écart-type de 0.015 ms). La durée du choc reste faible devant la période de la source excitatrice, résultat qui justifie a posteriori la description des chocs par un coefficient de restitution dans les modèles dynamiques.

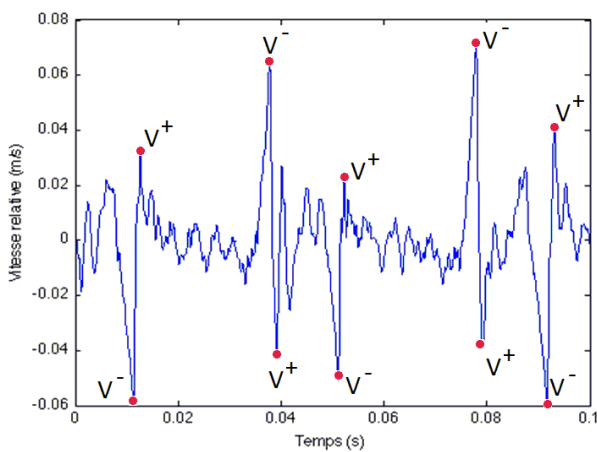


FIG. 4 – Vitesse relative entre le pignon fou et le pignon menant.

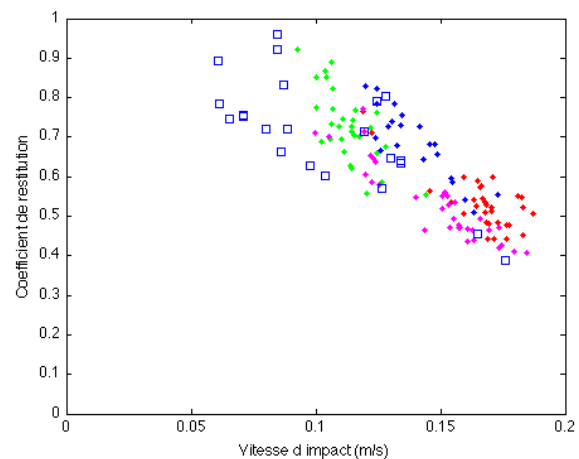


FIG. 5 – Coefficient de restitution en fonction de la vitesse d'impact ( $\Omega=750$  Tr/min,  $A=50, 75, 100$  et  $125$  Tr/min).

## 5 Comportement dynamique du pignon fou

Les essais précédents permettent désormais de connaître parfaitement les paramètres qui gouvernent le comportement dynamique du pignon fou. A titre d'illustration, la Fig. 6 présente la réponse dynamique du pignon fou ainsi que la réponse prédite par le modèle numérique, recalé à partir des données expérimentales, pour une vitesse de rotation  $\Omega=750$  Tr/min et un acyclisme  $A=50$  Tr/min. La réponse dynamique du pignon fou est une réponse 1T périodique avec 4 impacts par période : 2 impacts entre les flancs actifs correspondant à des impulsions positives et 2 impacts entre les flancs rétros correspondant à des impulsions négatives. Le nombre et l'intensité des chocs mesurés sont parfaitement cohérents avec les résultats issus du modèle non linéaire.

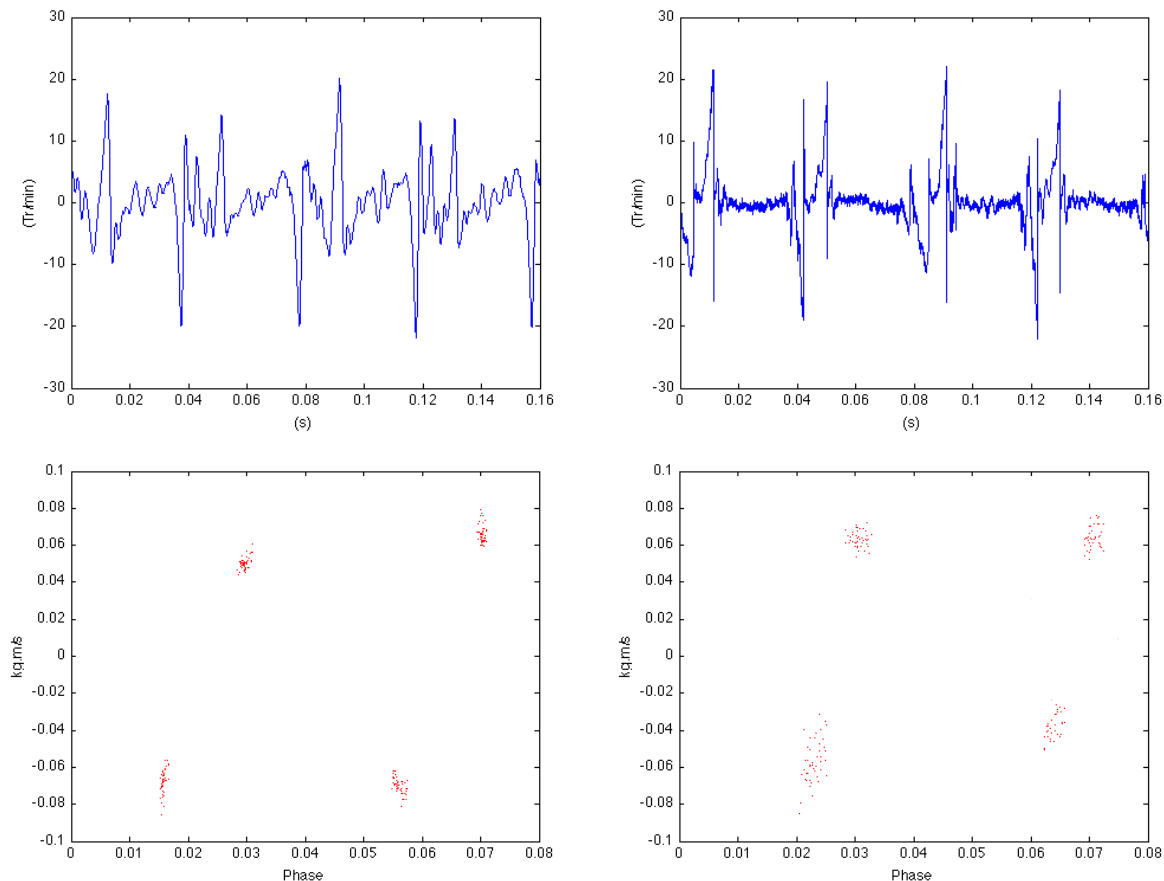


FIG. 6 – Comparaison entre la réponse dynamique du pignon fou (a, c) et la réponse simulée (b, d). Vitesse relative entre les pignons. Sections de Poincaré décrivant les impulsions en fonction de la phase.

## 6 Conclusion

Une campagne expérimentale a été conduite à partir de l'instrumentation des pignons fous et menants d'une boîte de vitesses par des codeurs optiques et l'exploitation d'un banc d'acyclisme développé par Renault. Les modèles permettant de décrire les différentes contributions au couple de traînée qui s'applique sur le pignon fou ont pu être validés à partir des essais réalisés. Enfin, une loi permettant de décrire le coefficient de restitution des chocs entre dents, sa dispersion et sa variation avec la vitesse d'impact, a pu être proposée. Les paramètres gouvernant le comportement en grailonnement de la boîte de vitesses sont désormais intégralement identifiés. Le régime moteur et l'amplitude de l'acyclisme sont des données aisément reproductibles par le banc d'essai. Les jeux fonctionnels (jeu radial des paliers, jeu de battement) et les autres paramètres géométriques importants (entraxe, excentricité, etc.) sont mesurés par le service métrologie de Renault. Le modèle non linéaire développé et recalé permet d'envisager la caractérisation en grailonnement d'une boîte de vitesses complète, à partir du calcul de la réponse vibratoire du carter induite par les impacts successifs entre les couples de pignons non chargés, pour différents régimes et acyclismes moteur.

## Références

- [1] Kadmiri, Y.; Perret-Liaudet, J.; Rigaud, E.; Polac, L. Automotive rattle noise: some theoretical results in relation with the retained coefficient of restitution law for modelling teeth impacts. Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Sendai, Japon, 174-179, 2009.
- [2] Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.; Vary, L. Experimental study of rattle noise in automotive gearboxes. VDI International Conference on Gears, Munich (Allemagne), VDI Berichte 2108.1, 255-269, 2010.
- [3] Changenet, C., Oviedo-Marlot S., Vexel, P. "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks- Applications to a six-speed manual gearbox". J. Mechanical Design, 128(3), 618-625, 2006.