

Visualisation et analyse des régimes de vibroimpacts entre dentures d'engrenages

E. Rigaud, J. Perret-Liaudet

LTDS, Ecole Centrale de Lyon, UMR CNRS 5513, 36 av. Guy de Collongue. F69134 Ecully, emmanuel.rigaud@ec-lyon.fr

Résumé — Le comportement non linéaire d'un engrenage est analysé expérimentalement, à partir d'un banc d'essai qui permet le contrôle de l'amplitude et de la fréquence des fluctuations de vitesse de rotation pour différents couples de trainée, ainsi que la visualisation du contact par caméra rapide. Les seuils d'excitation conduisant aux vibroimpacts et les réponses dynamiques non linéaires observés concordent avec les résultats issus de modélisations analytiques et numériques. Le bruit de grailonnement rayonné résulte de l'énergie transférée par seconde au système lors des impacts successifs.

Mots clés — dynamique non linéaire des engrenages, pertes de contact, impacts, bruit de grailonnement

1. Introduction

De nombreux systèmes mécaniques sont équipés de transmissions par engrenages soumises à des excitations telles que des vibroimpacts entre dentures peuvent apparaître sous certaines conditions de fonctionnement. Un premier exemple correspond aux boîtes de vitesses automobiles, pour lesquelles les pignons fous des rapports non engagés sont soumis à un couple de trainée très faible, si bien que les fluctuations du couple moteur peuvent conduire à des pertes de contact entre dentures [1]. Un second exemple correspond aux pompes à vide, équipées de deux lignes d'arbres supportant les lobes de pompage, et dont le mouvement contrarotatif est générée par un moteur électrique associé à un engrenage inverseur. Les fluctuations de l'erreur de transmission et de la raideur d'engrènement sont couplées aux fluctuations des efforts fluidiques exercés sur les lobes de pompage, si bien que, lorsque la pression limite est atteinte, le couple de trainée et l'effort de denture sont si faibles que ces excitations conduisent également à des pertes de contact entre dentures [2]. Dans les deux cas, la réponse dynamique non linéaire de l'engrenage est caractérisée par des régimes de vibroimpacts entre dentures à l'origine d'un bruit de grailonnement large bande émis par le système mécanique.

L'objectif de cette étude est de proposer un dispositif expérimental qui permet d'identifier les seuils d'excitation au-delà desquels les pertes de contact apparaissent, ainsi que de visualiser et de caractériser les régimes de vibroimpacts. La 1^{ère} partie décrit le dispositif expérimental, l'instrumentation mise en place et la qualification de l'engrenage étudié. La 2^{ème} partie présente une illustration des régimes de vibroimpacts, incluant la visualisation des pertes de contact entre dentures, l'identification des seuils conduisant aux pertes de contact et la caractérisation des régimes de vibroimpacts pour une grande variété de régimes de fonctionnement et d'excitation vibratoire.

2. Dispositif expérimental et qualification de l'engrenage étudié

Le principe des expérimentations mises en œuvre consiste à générer, visualiser et mesurer la réponse dynamique non linéaire d'un engrenage inverseur à denture droite ($Z_1 = Z_2 = 90$; $m_0 = 3.5$ mm)

présentant un jeu de fonctionnement ajustable. Un moteur brushless pilote le pignon menant ($0 \leq \Omega_0 \leq 1000$ rpm) qui engrène avec une roue dentée identique supportée par un palier à roulements. Le jeu entre dentures est ajusté en contrôlant l'entraxe grâce à une table de translation micrométrique supportant le montage de la roue menée. La dissipation dans le palier à roulements conduit à un couple de trainée résiduel appliqué sur la roue menée. Un couple de trainée additionnel peut être ajouté en introduisant une force de frottement, grâce à un contact glissant entre la roue menée et un pion hémisphérique soumis à une force normale. Une fois l'entraxe et le couple de trainée C_r choisis, les paramètres qui peuvent être pilotés pendant l'expérience sont :

- la vitesse de rotation moyenne Ω_0 ,
- l'amplitude $\Delta\Omega$ et la fréquence ω de la fluctuation de la vitesse autour de sa valeur moyenne.

L'erreur dynamique de transmission est identifiée grâce à des codeurs optiques haute résolution qui mesurent la position et la vitesse angulaire instantanée des deux roues dentées. Le bruit rayonné est mesuré grâce à un microphone placé en champ proche, près de la zone d'engrènement. Les pertes de contact et les régimes de vibroimpacts sont également visualisés grâce à une caméra rapide monochrome (voir figure 1).

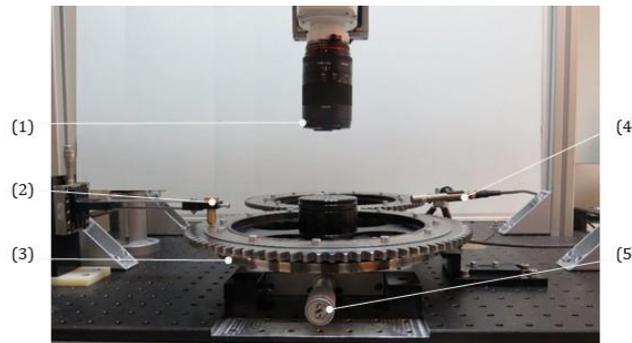


Figure 1 – Banc d'essai. (1) caméra rapide, (2) pion pour appliquer un couple de trainée additionnel, (3) codeur optique, (4) microphone, (5) table micrométrique pour ajuster l'entraxe et le jeu entre dentures.

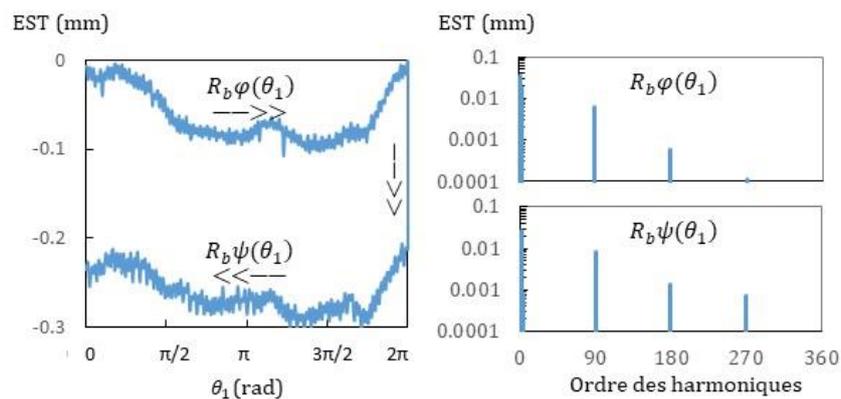


Figure 2 – Erreurs statiques de transmission pour un contact entre les flancs actifs $R_b\varphi(\theta_1)$ et les flancs rétro $R_b\psi(\theta_1)$. Evolution angulaire (a) et spectre d'amplitude (b, c).

La qualification de l'engrenage étudié consiste à mesurer l'erreur statique de transmission (EST) et l'amplitude du jeu de fonctionnement effectif. L'EST entre les flancs actifs des dentures est mesuré en introduisant une vitesse de rotation très faible ($\Omega_0 = 1$ rpm). Une fois la période fondamentale du système parcourue ($\theta_1 = 2\pi$ rad), la vitesse de rotation est inversée, afin de mesurer à la fois le jeu de fonctionnement et l'EST entre les flancs rétro. La figure 2 montre que l'amplitude crête à crête de

l'EST pour une rotation complète est de l'ordre de $100 \mu\text{m}$ (harmonique d'ordre 1). Elle est générée par les défauts de forme des roues dentées et les erreurs d'excentricité. L'amplitude crête à crête de l'EST pour une période d'engrènement est de l'ordre de $10 \mu\text{m}$ (harmonique d'ordre $Z_1 = 90$). Elle est générée par les défauts de profil des dentures. On observe également que le jeu de fonctionnement est quasi-constant et de l'ordre de $250 \mu\text{m}$.

3. Seuils d'excitation correspondant à l'apparition des vibroimpacts

L'objectif de la campagne expérimentale est d'abord d'identifier les seuils d'excitation correspondant à l'apparition des pertes de contact et des vibroimpacts entre dentures. Pour cela, les essais sont réalisés pour plusieurs couples de trainée ($C_r = 0.22 \text{ N m}$; $C_r = 0.46 \text{ N m}$; $C_r = 0.75 \text{ N m}$), plusieurs vitesses de rotation moyennes ($\Omega_0 = 30 \text{ rpm}$; $\Omega_0 = 90 \text{ rpm}$) et une large gamme d'amplitude de fluctuation de la vitesse autour de sa valeur moyenne ($0.5 \leq \Delta\Omega \leq 50 \text{ rpm}$) (correspondant à $[0.05 - 5 \text{ rad s}^{-1}]$). Pour chaque essai, une rampe montante de la fréquence d'excitation ω est réalisée jusqu'à l'apparition des pertes de contact ($\omega = \omega_m$). Ensuite, une rampe descendante est réalisée jusqu'à la disparition des pertes de contact ($\omega = \omega_d$). On observe les valeurs des valeurs ω_d et ω_m très proches, mais telles que $\omega_d \leq \omega_m$.

D'un point de vue théorique, les pertes de contact et les vibroimpacts entre dentures peuvent être générés par l'excitation associée à l'erreur de transmission ou bien par la fluctuation de vitesse du pignon menant. Les conditions expérimentales présentées ci-dessus ont été choisies telles que les effets de l'EST (subis) sont négligeables devant les effets de la fluctuation de vitesse du pignon (contrôlés). Le rapport entre la force d'accélération du pignon menant et le couple de trainée s'exerçant sur la roue menée permet d'introduire un nombre adimensionné Λ qui caractérise l'excitation [3] et dont la valeur seuil correspondant aux pertes de contact entre dentures est égale à :

$$\Lambda^* = J \omega \Delta\Omega / C_r = 1$$

correspondant à :

$$\log \omega = -\log \Delta\Omega / C_r - \log J \quad (1)$$

La figure 3 montre la courbe maîtresse théorique associée aux pertes de contact dans le plan $(\Delta\Omega / C_r, \omega)$, en échelles log-log. La pente de la courbe maîtresse théorique est égale à (-1) , en accord avec l'éq. (1). Elle montre également que les données expérimentales sont très proches de la courbe maîtresse, quels que soient le couple de trainée et la vitesse moyenne de rotation. L'ensemble des données expérimentales conduit à un niveau d'excitation adimensionnée $\Lambda_{exp}^* = 1.09$ (écart-type 0.19).

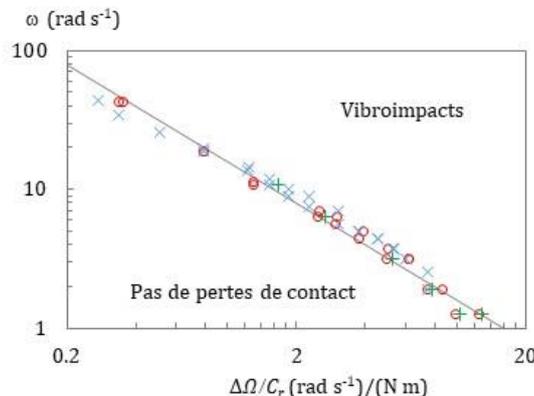


Figure 3 – Courbe maîtresse théorique associée aux pertes de contact (ligne continue) et données expérimentales pour 3 couples de trainée $C_r = 0.22 \text{ N m}$ (+), $C_r = 0.46 \text{ N m}$ (o), $C_r = 0.75 \text{ N m}$ (x) et 2 vitesses de rotation moyennes Ω_0 (les résultats sont indépendants de Ω_0).

4. Réponses dynamiques non linéaires de l'engrenage

L'objectif de la campagne expérimentale mise en œuvre est enfin de visualiser, de mesurer et d'analyser la réponse dynamique non linéaire de l'engrenage pour des conditions de fonctionnement stationnaires au-delà du seuil d'excitation correspondant à l'apparition des pertes de contact et vibroimpacts entre dentures. Le post-traitement des vidéos de la zone d'engrènement réalisées avec une caméra rapide permet de mesurer la position et la vitesse angulaire instantanée des roues dentées à partir de la reconnaissance de forme. Elle permet également d'identifier les instants et les vitesses d'impacts entre flancs actifs et entre flancs rétros, ainsi que la durée des phases de contact entre dentures et des phases de vol libre.

La figure 4 présente une séquence d'images extraite d'une vidéo réalisée pour une vitesse de rotation moyenne $\Omega_0 = 90$ rpm, une amplitude de fluctuation de vitesse $\Delta\Omega = 5$ rpm et une fréquence d'excitation $\omega/2\pi = 3$ Hz, correspondant à une période d'excitation $T = 0.333$ ms. Le pignon menant est situé sur la droite et son mouvement de rotation est dans le sens antihoraire. On observe d'abord un contact entre les flancs actifs des dentures (entre $t = 0$, paire de dents N°1, et $t = T/8$, paires de dents N°6-7). Ensuite, la perte de contact se produit, conduisant à une phase de vol libre de la roue menée ($t = T/4$, paire de dents N°12, et $t = 3T/8$, paire de dents N°18) jusqu'à ce que les flancs rétros des dentures entrent en contact ($t = T/2$, paire de dents N°24, et $t = 5T/8$, paire de dents N°29-30). Une nouvelle perte de contact entre dentures se produit et la roue menée exerce une phase de vol libre retour ($t = 3T/4$, paire de dents N°35, et $t = 7T/8$, paire de dents N°40-41) jusqu'au contact entre les flancs actifs des dentures ($t = T$, paire de dents N°46). On observe ainsi que la durée des phases de vol libre et des phase de contact (pilotée par la fréquence d'excitation ω) est beaucoup plus grande que la période d'engrènement (pilotée par la vitesse de rotation moyenne Ω_0), si bien que plusieurs paires de dents successives sont en contact et plusieurs paires de dents successives traversent la zone d'engrènement sans contact entre les flancs des dentures.

Les essais sont réalisés pour différentes conditions expérimentales. L'effet de l'amplitude de la fluctuation de vitesses $\Delta\Omega$ est analysé pour différentes fréquences d'excitation ω , et vice-versa (la vitesse de rotation moyenne est $\Omega_0 = 30$ rpm et le couple de trainée est égal à $C_r = 0.22$ N m).

Les figures 5(a) présentent l'évolution temporelle de l'erreur dynamique de transmission $R_b(\theta_2 - \theta_1)$, mesurée grâce aux codeurs optiques. Les frontières supérieures et inférieures correspondent aux erreurs de transmission entre les flancs actifs $R_b\varphi(\theta_1)$ et les flancs rétros $R_b\psi(\theta_1)$, mesurées sans excitation. Les pertes de contact successives peuvent être aisément identifiées. Les figures 5(b) présentent la réponse vitesse de l'erreur dynamique de transmission $R_b(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)$. Les pics positifs correspondent aux impacts entre les flancs actifs, tandis que les pics négatifs correspondent aux impacts entre les flancs rétros. En identifiant les temps auxquels se produisent les impacts successifs, on peut tracer les sections de Poincaré de la réponse dynamique non linéaire, c'est-à-dire la vitesse d'impact en fonction de la phase relative par rapport à l'excitation (figures 5(c)). Les réponses successives permettent d'analyser l'effet de l'amplitude de l'excitation $\omega\Delta\Omega$ (produit entre la fréquence et l'amplitude de l'excitation). Pour une excitation très faible, on observe un contact permanent entre les flancs actifs, même si la réponse en déplacement montre quelques petites pertes de contact entre dentures. Par conséquent, l'erreur dynamique de transmission $R_b(\theta_2 - \theta_1)$ est très similaire à l'erreur statique $R_b\varphi(\theta_1)$. Quand on augmente légèrement le niveau d'excitation, le seuil conduisant aux pertes de contact est franchi. La réponse dynamique non linéaire présente des vibroimpacts entre les flancs actifs pour lesquels la vitesse d'impact reste modérée, mais l'excitation reste encore trop faible pour que le jeu de denture soit intégralement traversé. Pour un niveau d'excitation plus élevé, le jeu de denture est intégralement franchi et les impacts entre flancs actifs alternent avec des impacts entre les flancs rétros. Chaque impact est suivi par une phase de contact persistant entre les flancs de denture. La durée

des phases du vol libre et la durée des phases de contact sont du même ordre de grandeur. Considérant la période de l'excitation $T = 2\pi/\omega$, la réponse dynamique non linéaire de l'engrenage correspond à une réponse $1T$ –périodique à 2 impacts, un impact entre les flancs rétros succédant à un impact entre les flancs actifs. Les sections de Poincaré montrent que les phases et les vitesses d'impact sont quasi constants pour les impacts entre flancs actifs comme pour les impacts entre flancs rétros (sur lesquels la vitesse d'impact est légèrement plus faible que sur les flancs actifs).

L'ensemble des résultats observés a pu être confirmé par des calculs analytiques et simulations numériques réalisés à partir d'un modèle de balle rebondissante (bouncing ball) associée à un coefficient de restitution ($e \approx 0.5$) modélisant la dissipation liée aux impacts (voir figures 5d et modèle détaillé dans [3]).

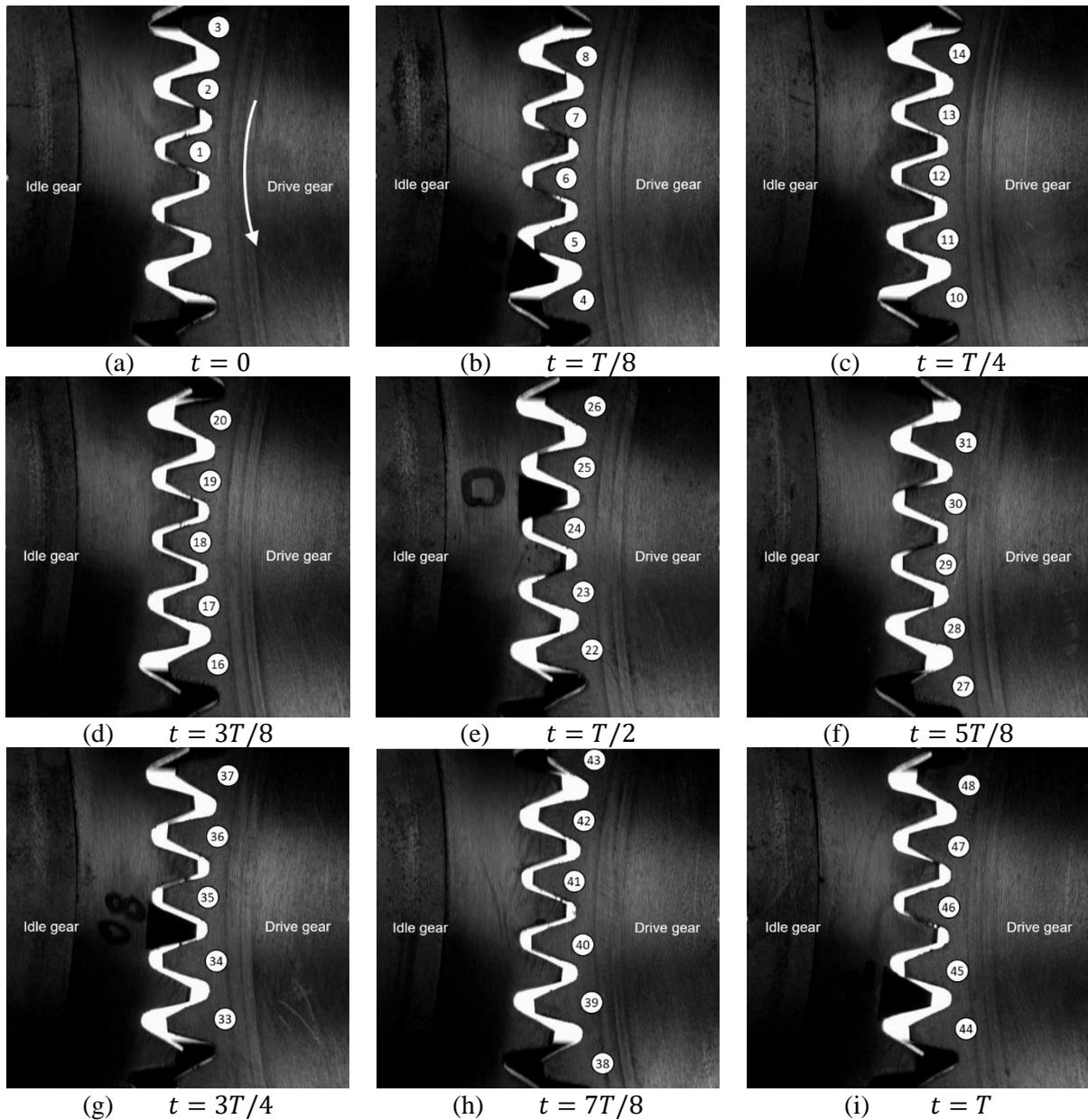


Figure 4 – Visualisation de la zone d'engrènement avec une caméra rapide.
 $\Omega_0 = 90$ rpm, $\Delta\Omega = 5$ rpm, $\omega/2\pi = 3$ Hz, $T = 0.333$ ms.

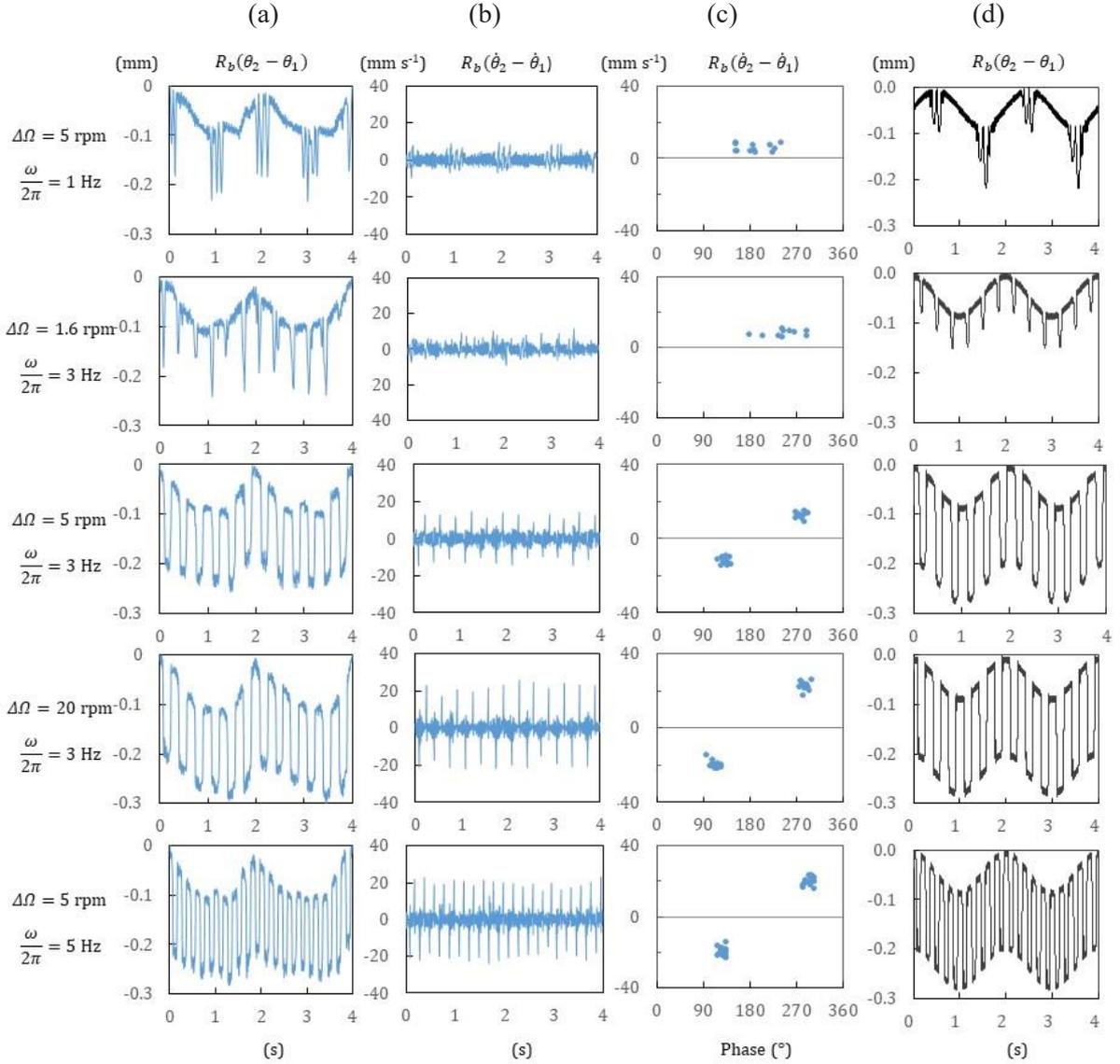


Figure 4 – Réponse dynamique expérimentale (a,b,c). (a) Erreur de transmission $R_b(\theta_2 - \theta_1)$. (b) Réponse vitesse $R_b(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1)$. (c) Section de Poincaré. (d) Réponse dynamique numérique : modèle bouncing-ball et coefficient de restitution ($e = 0.5$)
 $\Omega_0 = 30$ rpm, $C_r = 0.22$ N m.

5. Bruit de grailonnement induit par les vibroimpacts entre dentures

En deçà du seuil de pertes de contact, la pression acoustique mesurée en champ proche est générée par l'engrènement entre les dentures (bruit de sirènement, à caractère tonal). Pour une vitesse de rotation moyenne $\Omega_0 = 30$ rpm et un couple de trainée $C_r = 0.22$ N m, elle est égale à :

$$L_{p-s} = 10 \log \left(\frac{P}{P_{\text{ref}} = 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}} \right)^2 = 78 \text{ dB}$$

Au-delà, du seuil, on observe une augmentation du bruit rayonné qu'on cherche à corréler avec les caractéristiques des impacts successifs. La figure 6 montre que la vitesse d'impact quadratique v^2 évolue linéairement avec le paramètre d'excitation $\omega \Delta \Omega$ (échelles log-log, pente égale à +10 dB/décade). Les

barres verticales correspondent à l'écart-type mesuré pour tous les impacts observés pendant l'expérience. La figure confirme le léger écart observé entre les impacts entre flancs actifs et les impacts entre flancs rétros. Etant donné qu'on observe un contact persistant après chaque impact, toute l'énergie cinétique est transmise au système. Une fois la réponse $1T$ –périodique avec 2 impacts par période établie, le nombre n d'impacts par seconde est proportionnel à la fréquence d'excitation ω , si bien que l'énergie transmise au système par seconde est proportionnelle à $\omega^2\Delta\Omega$. Si on fait l'hypothèse d'une relation linéaire entre cette énergie et la puissance acoustique Π_{ac} induite par les vibroimpacts, la pression acoustique L_{p-g} générée par les vibroimpacts (bruit de grailonnement, large bande) peut s'écrire :

$$L_{p-g} = 10 \log(A\omega^2\Delta\Omega)$$

où le paramètre A dépend de la masse impactante équivalente, de la surface rayonnante du système et de la distance entre la source de bruit et le microphone. La pression acoustique L_p résultant à la fois de l'engrènement (sirènement) et des vibroimpacts (grailonnement) est alors égale à :

$$L_p = 10 \log(10^{L_{p-s}/10} + 10^{L_{p-g}/10})$$

La figure 7 présente l'évolution de la pression acoustique (dB) en fonction du paramètre $\omega^2\Delta\Omega$ pour différentes fréquences et amplitudes d'excitation. L'asymptote horizontale correspond à la pression acoustique induite par l'engrènement. L'autre asymptote repose sur l'hypothèse que le bruit de grailonnement généré par les vibroimpacts est proportionnel à l'énergie transférée au système par seconde. La 3^{ème} courbe (discontinue) correspond à la pression acoustique L_p qui tient compte des deux sources de bruit. On observe qu'elle concorde avec les données expérimentales, quelles que soient l'amplitude et la fréquence de l'excitation vibratoire, ce qui permet de valider a posteriori l'hypothèse formulée. Pour des niveaux d'excitation juste au-delà du seuil, la source de bruit principale reste l'engrènement, même si les vibroimpacts sont clairement audibles en raison du caractère large bande du bruit associé. Pour des amplitudes du paramètre $\omega^2\Delta\Omega$ plus élevées, le bruit de grailonnement liés aux vibroimpacts masque le bruit de sirènement lié à l'engrènement.

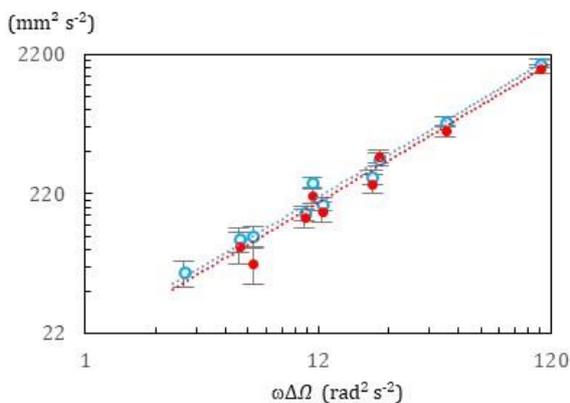


Figure 6 – Valeur moyenne et écart-type de la vitesse d'impact quadratique v^2 vs. $\omega\Delta\Omega$.
Impacts entre flancs actifs (○) et flancs rétros (●).
 $\Omega_0 = 30$ rpm, $C_r = 0.22$ N m.

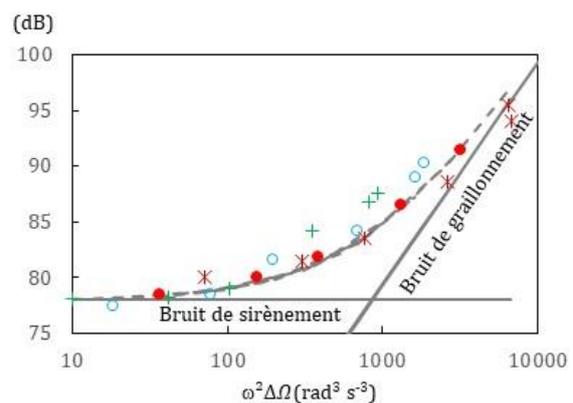


Figure 7 – Pression acoustique L_p (dB) vs. $\omega^2\Delta\Omega$.
 $\omega/2\pi = 1, 2, 3, 5, 10$ Hz.
 $\Delta\Omega = 1.6$ rpm (°), 5 rpm (+), 10 rpm (●), 20 rpm (*).

6. Conclusions

La réponse dynamique non linéaire d'un engrenage soumis à des fluctuations de vitesse est analysé expérimentalement grâce à un banc d'essais spécifique. Une fois le couple de trainée ajusté, le banc d'essai permet de piloter la vitesse de rotation moyenne, ainsi que l'amplitude et la fréquence de la fluctuation de vitesse autour de sa valeur moyenne. La réponse dynamique de l'engrenage est mesurée à l'aide de codeurs optique et visualisée à l'aide d'une caméra rapide. Elle permet de mettre en évidence les pertes de contact et les vibroimpacts entre les flancs actifs et les flancs rétros des dentures. La courbe maîtresse théorique associée aux pertes de contact est validée par les mesures. Les observations confirment que les pertes de contact sont pilotées par l'amplitude et la fréquence de la fluctuation de vitesse et sont indépendantes de la vitesse de rotation moyenne du système. Dans la gamme des vitesses explorées, les effets de l'erreur statique de transmission sont également négligeables.

Au-delà de la courbe maîtresse, la réponse dynamique non linéaire de l'engrenage est analysée pour des conditions de fonctionnement variées. La plupart du temps, on observe une réponse dynamique 1T-périodique avec 2 impacts par période. Un impact entre les flancs rétros des dentures succède à un impact entre les flancs actifs. On observe également une phase de contact entre les dentures, plutôt qu'un rebond instantané. L'énergie cinétique transférée au système à chaque impact varie linéairement avec le produit entre la fréquence et l'amplitude de la fluctuation de vitesse $\omega\Delta\Omega$. L'analyse des vidéos de la zone d'engrènement permet également de confirmer que plusieurs paires de dents successives restent en contact et plusieurs paires de dents successives traversent la zone d'engrènement sans contact entre les dentures. L'ensemble des résultats obtenus en contexte réel permet de valider les résultats numériques obtenus à partir de modélisations, confirmant que les modèles et les méthodes de résolution proposés sont pertinents pour décrire la réponse dynamique non linéaire des engrenages.

Finalement, le bruit rayonné par le système est interprété en prenant en compte à la fois le bruit de sirènement lié à l'engrènement entre les dentures et le bruit de gaillonnement généré par les vibroimpacts successifs. La mesure de la pression acoustique en champ proche confirme que la puissance acoustique rayonnée associée aux vibroimpacts est proportionnelle à l'énergie cinétique transférée au système par seconde. Pour des faibles valeurs du paramètre $\omega^2\Delta\Omega$, les impacts successifs sont clairement audibles mais la pression acoustique résulte principalement du mécanisme d'engrènement. Pour de plus grandes valeurs du paramètre $\omega^2\Delta\Omega$, le bruit de gaillonnement liés aux vibroimpacts devient la principale source du bruit rayonné.

Remerciements

Les auteurs sont membres du LabCom LADAGE (LABoratoire de Dynamique des engrenAGES), créé par le LTDS et la société Vibratex dans le cadre du programme de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR-14-LAB6-0003). Ils sont également membres du Labex CeLyA de l'Université de Lyon (ANR-10-LABX-0060/ANR-11-IDEX-0007).

Références

- [1] Kadmiri Y., Rigaud E., Perret-Liaudet J., Vary L. Experimental and numerical analysis of automotive rattle noise. *Journal of Sound and Vibration* 331(13), 3144-3157, 2012.
- [2] Garambois P., Donnard G., Rigaud E., Perret-Liaudet J. Multiphysics coupling between periodic gear mesh excitation and input/output fluctuating torque: application to a roots vacuum pump. *Journal of Sound and Vibration*, 405, 158–174, 2017.
- [3] Rigaud E., Perret-Liaudet J. Investigation of gear rattle noise including visualization of vibro-impact regimes. *Journal of sound and vibration*, 467, (article 115026), 2020.