HAL
open science

Analyse vibroacoustique du bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles

Younes Kadmiri

To cite this version:

Younes Kadmiri. Analyse vibroacoustique du bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2011. Français. NNT : 2011ECDL0015 . tel-00670454

HAL Id: tel-00670454

https://theses.hal.science/tel-00670454v1

Submitted on 15 Feb 2012

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.

N° d'ordre 2011-15 Année 2011

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir le titre de **DOCTEUR**

Spécialité **: Mécanique**

par **Younes KADMIRI**

Ingénieur de l'INSA de Lyon en Génie Mécanique et Conception

Analyse vibroacoustique du bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles

Soutenue le 25 mai 2011

JURY

Messieurs	H. ZAHOUANI	Président
	B. COCHELIN	Rapporteur
	A. KAHRAMAN	Rapporteur
	C. DEVELAY	
	J. PERRET-LIAUDET	
	E. RIGAUD	

ÉCOLE CENTRALE LYON **Direction de la recherche**

Liste des personnes Habilitées à Diriger des Recherches en poste à l'Ecole Centrale de Lyon

Nom-Prénom	***Corps grade***	**Laboratoire ou à défaut département ECL**	**Etablissement**
BEROUAL Abderrahmane	*professeur*	AMPERE	ECL
BURET François	*professeur*	AMPERE	ECL
JAFFREZIC-RENAULT Nicole	*directeur de recherche*	AMPERE	CNRS/ECL
KRÄHENBÜHL Laurent	*directeur de recherche*	AMPERE	CNRS/ECL
NICOLAS Alain	*professeur*	AMPERE	ECL
NICOLAS Laurent	*directeur de recherche*	AMPERE	CNRS/ECL
SCORLETTI Gérard	*professeur*	AMPERE	ECL
SIMONET Pascal	*directeur de recherche*	AMPERE	CNRS/ECL
VOLLAIRE Christian	*professeur*	AMPERE	ECL

Nbre Ampère 9

HELLOUIN Yves	*maître de conférences*	DER EEA	ECL

Nbre DER EEA 1

GUIRALDENQ Pierre	*professeur émérite*	DER STMS	ECL
VINCENT Léo	*professeur*	DER STMS	ECL

Nbre DER STMS 2

LOHEAC Jean-Pierre	*maître de conférences*	ICJ	ECL
MAITRE Jean-François	*professeur émérite*	ICJ	ECL
MARION Martine	*professeur*	ICJ	ECL
MIRONESCU Elisabeth	*professeur*	ICJ	ECL
MOUSSAOUI Mohand	*professeur*	ICJ	ECL
MUSY François	*maître de conférences*	ICJ	ECL
ZINE Abdel-Malek	*maître de conférences*	ICJ	ECL

Nbre ICJ 7

DAVID Bertrand	*professeur*	ICTT	ECL

Nbre ICTT 1

CALLARD Anne-Ségolène	*professeur*	INL	ECL
CLOAREC Jean-Pierre	*maître de conférences*	INL	ECL

GAFFIOT Frédéric	*professeur*	INL	ECL
GAGNAIRE Alain	*maître de conférences*	INL	ECL
GARRIGUES Michel	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
GENDRY Michel	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
GRENET Geneviève	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
HOLLINGER Guy	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
KRAWCZYK Stanislas	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
LETARTRE Xavier	*chargé de recherche*	INL	CNRS/ECL
O'CONNOR Ian	*professeur*	INL	ECL
PHANER-GOUTORBE Magali	*professeur*	INL	ECL
ROBACH Yves	*professeur*	INL	ECL
SAINT-GIRONS Guillaume	*chargé de recherche*	INL	CNRS/ECL
SEASSAL Christian	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
SOUTEYRAND Eliane	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
TARDY Jacques	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL
VIKTOROVITCH Pierre	*directeur de recherche*	INL	CNRS/ECL

Nbre INL 18

CHEN Liming	*professeur*	LIRIS	ECL

Nbre LIRIS 1

BAILLY Christophe	*professeur*	LMFA	ECL
BERTOGLIO Jean-Pierre	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
BLANC-BENON Philippe	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
BOGEY Christophe	*chargé de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
CAMBON Claude	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
CARRIERE Philippe	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
CHAMPOUSSIN J-Claude	*professeur émérite*	LMFA	ECL
COMTE-BELLOT genevièvre	*professeur émérite*	LMFA	ECL
FERRAND Pascal	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
GALLAND Marie-Annick	*professeur*	LMFA	ECL
GODEFERD Fabien	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
GOROKHOVSKI Mikhail	*professeur*	LMFA	ECL
HENRY Daniel	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
JEANDEL Denis	*professeur*	LMFA	ECL
JUVE Daniel	*professeur*	LMFA	ECL

LE RIBAULT Catherine	*chargée de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
LEBOEUF Francis	*professeur*	LMFA	ECL
PERKINS Richard	*professeur*	LMFA	ECL
ROGER Michel	*professeur*	LMFA	ECL
SCOTT Julian	*professeur*	LMFA	ECL
SHAO Liang	*directeur de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
SIMOENS Serge	*chargé de recherche*	LMFA	CNRS/ECL
TREBINJAC Isabelle	*maître de conférences*	LMFA	ECL

Nbre LMFA 23

BENAYOUN Stéphane	*professeur*	LTDS	ECL
CAMBOU Bernard	*professeur*	LTDS	ECL
COQUILLET Bernard	*maître de conférences*	LTDS	ECL
DANESCU Alexandre	*maître de conférences*	LTDS	ECL
FOUVRY Siegfrid	*chargé de recherche*	LTDS	CNRS/ECL
GEORGES Jean-Marie	*professeur émérite*	LTDS	ECL
GUERRET Chrystelle	*chargé de recherche*	LTDS	CNRS/ECL
HERTZ Dominique	*past*	LTDS	ECL
ICHCHOU Mohamed	*professeur*	LTDS	ECL
JEZEQUEL Louis	*professeur*	LTDS	ECL
JUVE Denyse	*ingénieur de recherche*	LTDS	ECL
KAPSA Philippe	*directeur de recherche*	LTDS	CNRS/ECL
LE BOT Alain	*directeur de recherche*	LTDS	CNRS/ECL
LOUBET Jean-Luc	*directeur de recherche*	LTDS	CNRS/ECL
MARTIN Jean-Michel	*professeur*	LTDS	ECL
MATHIA Thomas	*directeur de recherche*	LTDS	CNRS/ECL
MAZUYER Denis	*professeur*	LTDS	ECL
PERRET-LIAUDET Joël	*maître de conférences*	LTDS	ECL
SALVIA Michelle	*maître de conférences*	LTDS	ECL
SIDOROFF François	*professeur*	LTDS	ECL
SINOU Jean-Jacques	*professeur*	LTDS	ECL
STREMSDOERFER Guy	*professeur*	LTDS	ECL
THOUVEREZ Fabrice	*professeur*	LTDS	ECL
TREHEUX Daniel	*professeur*	LTDS	ECL
VINCENS Eric	*maître de conférences*	LTDS	ECL

Nbre LTDS 25

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé d'une part au laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, Unité Mixte de Recherche 5513 dirigée par Monsieur Denis MAZUYER et d'autre part en collaboration avec le service acoustique de Renault S.A.

Je tiens à exprimer ma plus vive gratitude à Monsieur Joël PERRET-LIAUDET qui a dirigé ce travail de thèse. Son expérience et ses connaissances ont facilité mon intégration au sein de l'équipe Mécanismes du laboratoire et m'ont permis de bien comprendre les différents aspects du comportement dynamique des engrenages avant d'engager ce travail.

Je remercie Monsieur Christophe DEVELAY, Mademoiselle Laurence VARY et toute l'équipe du service acoustique de Renault Lardy pour avoir suivi mes travaux de thèse. Je n'oublie pas Filipe. Merci à toi !

Je remercie Monsieur Hassan ZAHOUANI d'avoir bien voulu présider le jury de cette thèse.

Je remercie également Messieurs Bruno COCHELIN et Ahmet KAHRAMAN pour avoir accepté d'être rapporteurs de ce travail de recherche et pour l'intérêt et l'attention qu'ils lui ont apportés.

Enfin, je remercie tout particulièrement Emmanuel Rigaud pour ses qualités humaines et scientifiques et pour avoir été si présent lors de mes travaux de thèse. Merci Manu !

A mon fils Yliann,

SOMMAIRE

INTRODUCTION

Contexte et problématique p.15

La boîte de vitesses automobile p.15

Définition du bruit de graillonnement p.18

Objectifs principaux p.20

CHAPITRE I : Etude théorique du comportement dynamique d'un pignon fou

I.1 Les sources excitatrices p.21

I.2 Les paramètres de conception p.23

I.2.1 Les inerties des pignons fous et leur distribution p.23

I.2.2 Les jeux fonctionnels p.23

I.3 Les paramètres de fonctionnement p.24

I.3.1 La vitesse de rotation p.24

I.3.2 Le couple de traînée p.24

I.3.3 La Température p.25

I.4 Le modèle non linéaire p.25

I.4.1 La phase de "vol libre" p.26

I.4.2 La description du choc p.26

I.4.3 Impulsion liée au choc p.30

I.4.4 La phase de collage p.31

I.5 Equations sans dimension p.31

I.6 Résultats numériques p.33

I.6.1 Richesse du comportement non linéaire p.33

I.6.2 Influence du jeu de battement p.37

I.6.3 Influence du coefficient de restitution p.40

I.6.4 Réponse dynamique induite par une source excitatrice multi harmonique p.44

I.7 Conclusion p.45

CHAPITRE II : Identification expérimentale des paramètres gouvernant le graillonnement

II.1 Etude préliminaire sur le banc LUG p.47

II.1.1 Dispositif et principe p.47

II.1.2 Conditions expérimentales p.49

II.1.3 Mesure du coefficient de restitution p.50

II.1.4 Mesure de l'impulsion p.51

II.1.5 Mesure de la durée des chocs p.53

II.1.6 Influence des paramètres sur le coefficient de restitution p.55

II.2 Campagne expérimentale sur une boîte de vitesses instrumentée p.58

II.2.1 Le banc d'acyclisme Renault (BACY) p.58

II.2.2 Instrumentation de la boîte de vitesses p.59

II.2.3 Mesure du coefficient de restitution dans la boîte de vitesses p.65

II.2.4 Mesure du couple de traînée p.69

II.3 Conclusion p.79

CHAPITRE III : Analyse numérique et expérimentale de la réponse dynamique du pignon fou

III.1 Transfert vibratoire entre la génératrice et le pignon menant p.81

III.2 Validation du modèle numérique p.84

III.3 Choix des conditions expérimentales p.89

III.4 Dynamique du pignon fou p.91

III.5 Comparaison calculs/essais p.94

III.5.1 Point mort p.94

III.5.2 Rapport de boîte engagé p.99

III.6 Conclusion p.102

CHAPITRE IV : Transfert entre les impulsions et la réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses

IV.1 Vibration du carter de boîte p.104

IV.2 Transfert entre une impulsion et la réponse vibratoire du carter p.106

IV.3 Simulation de la réponse vibratoire du carter induite par le graillonnement du rapport de deuxième p.110

IV.4 Critère 5 faces Renault p.113

IV.4.1 Résultats expérimentaux p.113

IV.4.2 Comparaison avec les résultats du modèle numérique p.118

IV.4.3 Analyse de l'influence du jeu de battement p.119

IV.5 Conclusion p.120

CONCLUSION GENERALE p.123

BIBLIOGRAPHIE p.127

TRAVAUX ET PUBLICATIONS p.135

INTRODUCTION

Contexte et problématique

De nos jours, le bruit généré par le fonctionnement d'un véhicule constitue l'un des critères importants pris en compte par les constructeurs automobiles, lors de la conception et le développement d'un nouveau modèle. Ainsi, de nombreux efforts ont été réalisés depuis plusieurs années pour diminuer les nuisances acoustiques produites par les différents organes du véhicule. L'objectif est non seulement de respecter les normes environnementales qui deviennent de plus en plus sévères, mais également d'améliorer le confort des passagers au sein du véhicule.

Le moteur thermique constitue la source principale des bruits associés au groupe motopropulseur et à la chaîne cinématique. Néanmoins, les efforts réalisés pour atténuer les nuisances acoustiques qu'il génère sont tels que d'autres bruits, précédemment masqués, sont aujourd'hui audibles.

Ainsi, les utilisateurs sont désormais en mesure de déceler les bruits produits par la boîte de vitesses sans pour autant savoir identifier leurs origines. Il est donc nécessaire, pour les constructeurs automobiles, de prendre en considération ces bruits émergeants et de limiter leur impact pour améliorer la qualité acoustique globale d'un véhicule.

La boîte de vitesses automobile

La chaîne cinématique d'une automobile à moteur thermique représente l'ensemble des éléments permettant d'adapter et de transmettre les couples et les vitesses du moteur vers les roues. Ses éléments constitutifs situés entre le moteur et les roues, correspondent au volant d'inertie, à l'embrayage, la boîte de vitesses et son système de commande, et aux arbres de transmission.

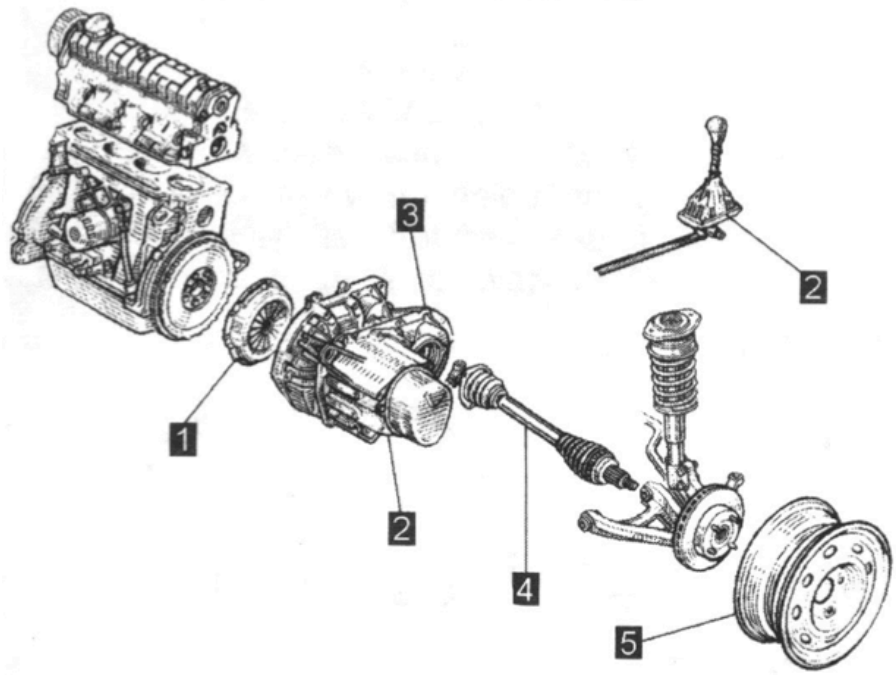


Figure 1 : Chaîne cinématique [Barthod 2004].

(1) Embrayage.

(2) Boîte de vitesses/Commande.

(3) Pont / Différentiel.

(4) Arbre de transmission.

(5) Roue.

La boîte de vitesses a pour rôle d'adapter le couple moteur aux différentes conditions d'utilisation du véhicule, grâce à la transmission des efforts et du mouvement de rotation par l'intermédiaire d'engrenages. Les architectures des boîtes de vitesses automobiles sont telles que l'ensemble des couples de pignons correspondant aux différents rapports de la boîte engrènent simultanément. Les rapports non engagés présentent un pignon fou désolidarisé de l'arbre, et qui peut donc tourner librement autour de son axe.

La boîte de vitesses étudiée dans le cadre de cette thèse est une boîte de type TL4 conçue et fabriquée par Renaut S.A. Si l'on excepte la marche arrière, elle est constituée de deux arbres et de six rapports de vitesses constitués d'engrenages à axes parallèles et denture hélicoïdale.

Sur l'arbre primaire, les pignons des rapports de première et de deuxième sont taillés dans la masse et les pignons des rapports de troisième, de quatrième, de cinquième et de sixième sont fous. Sur l'arbre secondaire, les pignons des rapports de première et de deuxième sont fous et les pignons des rapports de troisième, de quatrième, de cinquième et de sixième sont

montés serrés sur l'arbre. Cet arbre présente également un pignon qui permet l'engrènement avec le différentiel.

Un système de baladeurs/synchroniseurs, de crabots et de fourchettes permet l'accouplement des pignons fous avec leur arbre porteur. Le rapport engagé transmet alors le mouvement de rotation et le couple délivré par le moteur aux roues du véhicule.

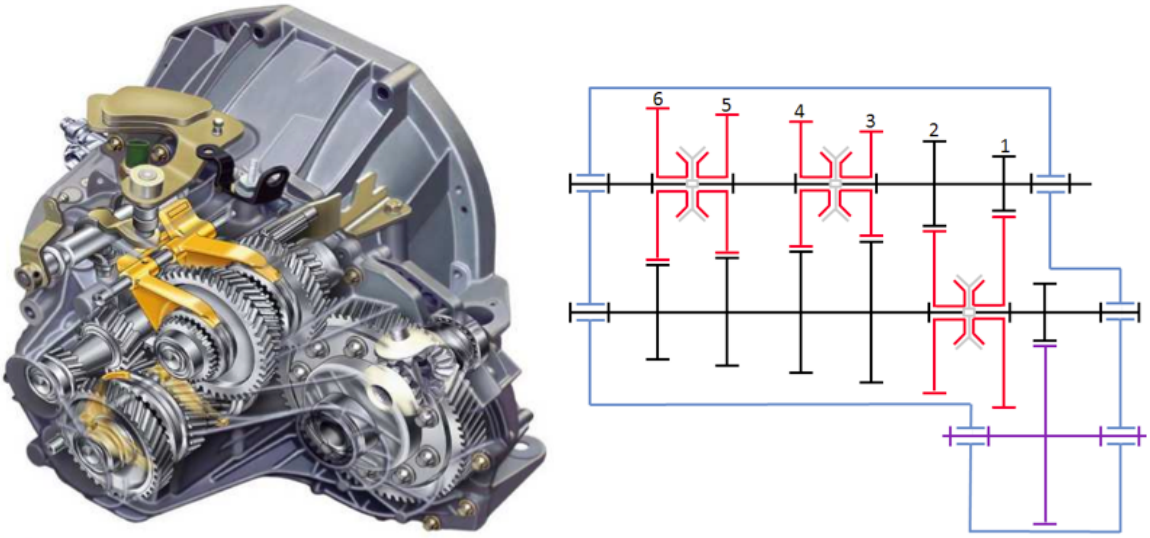


Figure 2 : Boîte de vitesses mécanique et schéma cinématique de la TL4 (Source photothèque Renault S.A.).

En rouge : les pignons fous.

En gris : Les crabots.

En noir : les pignons menant et leurs arbres porteurs.

En violet : le différentiel.

En bleu : le carter de boîte.

Le groupe Renault S.A. a pu recenser plusieurs bruits provenant d'une boîte de vitesses, notamment le sirènement, le graillonnement et le bruit de point mort (correspondant au graillonnement lorsqu'aucun rapport n'est engagé).

Le sirènement correspond au bruit généré par le processus d'engrènement du rapport de boîte engagé. La source d'excitation correspond à l'erreur de transmission du couple de pignons transmettant la charge [Harris 1958, Welbourn 1979]. Elle est liée aux écarts de géométrie de l'engrenage et aux déformations élastiques des dentures sous l'effet du couple moteur. Elle génère des surcharges dynamiques sur les dentures et des vibrations dont les composantes principales sont liées à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques [Rémond 1993].

Le graillonnement provient des chocs qui peuvent apparaître entre les pignons menants et les pignons fous de la boîte de vitesses au niveau des rapports non engagés, en raison des variations du couple moteur.

Définition du bruit de graillonnement

Les différentes phases de combustion et de détente d'un moteur thermique génèrent des fluctuations du couple moteur. Le couple global en sortie du moteur peut être considéré comme la somme d'un couple moyen constant et d'un couple oscillant définissant l'acyclisme moteur. Malgré le rôle de filtre que jouent le volant d'inertie et l'embrayage, cet acyclisme se traduit par des variations de vitesse importantes en entrée de boîte.

Dans certaines conditions de fonctionnement, ces fluctuations de vitesses des lignes d'arbres peuvent générer des vibrations des pignons fous conduisant à des régimes de type vibro-impact. Ces vibro-impacts sont associés aux chocs entre le pignon fou et le pignon fixe qui lui est complémentaire.

Les phases successives peuvent être décrites de la manière suivante :

- Lorsque le pignon menant accélère, il entraîne le pignon fou (figure 3 : A).
- Lors de la phase de décélération du pignon menant, le couple de traînée appliqué sur le pignon fou n'est pas toujours suffisant pour maintenir le contact entre les dents en prise. Ainsi, les pignons menant et fou peuvent se séparer. Le pignon fou est en phase de "vol libre" (figure 3 : B).
- Lorsque le pignon fou a complètement traversé le jeu fonctionnel de denture (jeu de battement), un premier choc apparaît entre les flancs rétros des pignons menant et fou (figure 3 : C).
- Les pignons menant et fou sont en contact (figure 3 : D).
- De nouveau, les pignons menant et fou se séparent (figure 3 : E).
- Le pignon menant rattrape le pignon fou. Un second choc apparaît entre les flancs actifs des pignons menant et fou (figure 3 : F).

D'autres scénarios sont possibles, comme par exemple, des régimes d'impacts successifs établis uniquement sur les flancs actifs des pignons.

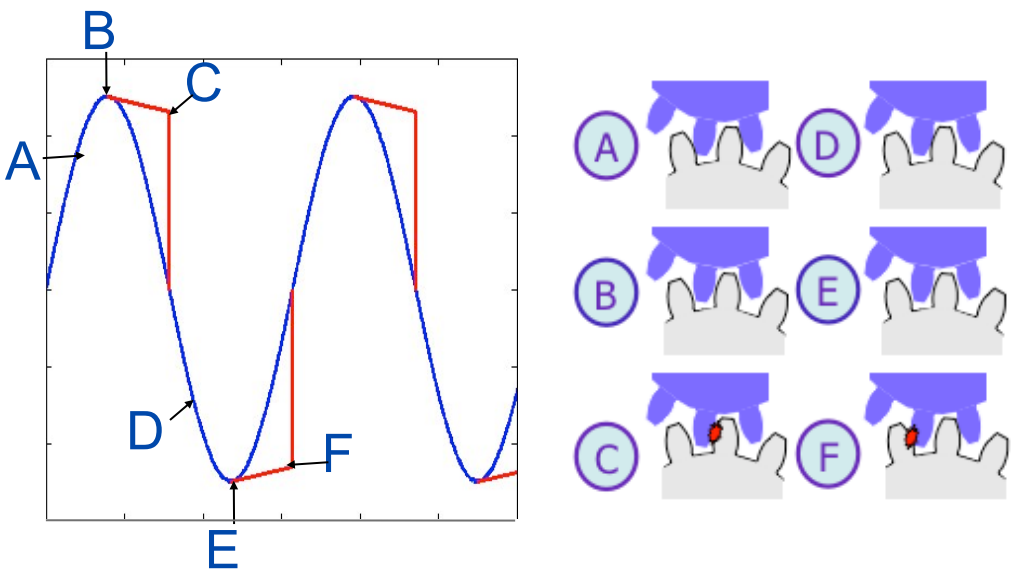


Figure 3 : Description du phénomène de graillonnement.

En bleu : Vitesse angulaire du pignon menant.

En rouge : Vitesse angulaire du pignon fou.

Ces chocs sont considérés comme élastiques et ne provoquent pas d'endommagement. La seule nuisance est le bruit rayonné par le carter, qui correspond à l'enveloppe de la boîte de vitesses. La durée des chocs étant très brève, les impulsions successives correspondent à une excitation large bande pouvant exciter un très grand nombre de modes, jusqu'à 8000 Hz (d'après l'expérience de Renault S.A.). Les vibrations générées se propagent par des voies solidiennes jusqu'au carter de la boîte. Le bruit généré est appelé bruit de graillonnement.

Le graillonnement est davantage perçu sur les automobiles possédant des moteurs thermiques diesel [Gao]. En effet, les pressions au niveau des pistons du moteur sont supérieures à celles présentes dans un moteur thermique à essence. Elles génèrent donc des fluctuations du couple moteur plus importantes.

Les vibrations générées se propagent par les voies solidiennes (lignes d'arbres, roulements) jusqu'au carter de la boîte de vitesses. Ces mêmes vibrations poursuivent leur propagation jusqu'à l'habitacle par les voies solidiennes et par les voies aériennes.

L'objectif de ce travail de thèse est de caractériser le bruit de graillonnement.

Objectifs principaux

Les objectifs principaux des travaux présentés dans ce manuscrit sont de déterminer les paramètres influençant le bruit de graillonnement, de proposer un modèle numérique permettant de prédire l'historique des impacts et le niveau des impulsions transmises aux pignons, puis d'identifier la réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses induite par ces impulsions successives.

A l'heure actuelle, le bruit de graillonnement est évalué par Renault S.A., après fabrication de la boîte de vitesses, en moyennant les accélérations mesurées à la surface du carter d'une boîte de vitesses en fonctionnement. L'outil numérique développé doit permettre de qualifier les contributions au graillonnement des différents rapports non engagés, dans les conditions de fonctionnement standard des boîtes de vitesses existantes. Il doit également servir d'aide à la conception d'une boîte de vitesses et permettre d'optimiser la «prestation graillonnement».

Le premier chapitre décrit le modèle numérique développé, ainsi que les hypothèses retenues. Les résultats théoriques présentés permettent de mettre en évidence la complexité du graillonnement et la diversité des comportements dynamiques associés. Les simulations réalisées ont pour objectif d'identifier les paramètres influents et le niveau de description nécessaire à la modélisation de la dynamique du pignon fou et à la prédiction du bruit de graillonnement.

Le second chapitre décrit les études expérimentales conduites sur les bancs développés au LTDS et sur le banc d'acyclisme utilisé chez Renault S.A. Les essais réalisés ont pour objectif de décrire les lois gouvernant les paramètres responsables du bruit de graillonnement, et d'évaluer ces paramètres pour le cas particulier correspondant à la boîte de vitesses TL4, afin de mettre en œuvre la modélisation de son comportement.

Le troisième chapitre présente les mesures des réponses dynamiques du pignon fou sous une excitation maîtrisée. Les résultats expérimentaux obtenus sont comparés aux résultats numériques obtenus par le modèle non linéaire recalé à partir des paramètres préalablement déterminés.

Enfin, le quatrième chapitre est consacré à l'analyse du transfert entre la réponse dynamique du pignon fou et la réponse vibratoire du carter de boîte. Le critère mis en place par Renault S.A. pour qualifier le graillonnement (critère «5 faces») est évalué numériquement et expérimentalement.

CHAPITRE I : Etude théorique du comportement dynamique d'un pignon fou

Ce chapitre a pour but de présenter les différents paramètres qui gouvernent le graillonnement d'une boîte de vitesses, puis de présenter le modèle numérique non linéaire développé pour modéliser le comportement dynamique du pignon fou. Enfin, la mise en œuvre de ce modèle permet de caractériser les types de réponses susceptibles d'être observées et d'analyser l'influence des différents paramètres.

I.1 Les sources excitatrices

Dans un moteur thermique, les différentes phases de combustion et de détente génèrent des fluctuations de couple. Le couple global en sortie du moteur peut être considéré comme la somme d'un couple moyen constant et d'un couple oscillant définissant l'acyclisme moteur qui est considéré comme la principale source excitatrice du graillonnement [Ligier, 2000].

Par décomposition spectrale, les variations du couple moteur peuvent s'écrire sous la forme d'harmoniques multiples de 0.5 de la vitesse de rotation du vilebrequin (c'est à dire $H_{0.5}$, H_1, $H_{1.5}$, H_2....). Dans la mesure où il y a deux explosions par tour, l'harmonique H_2 est l'ordre le plus énergétique pour un moteur thermique à quatre cylindres (figure I.1).

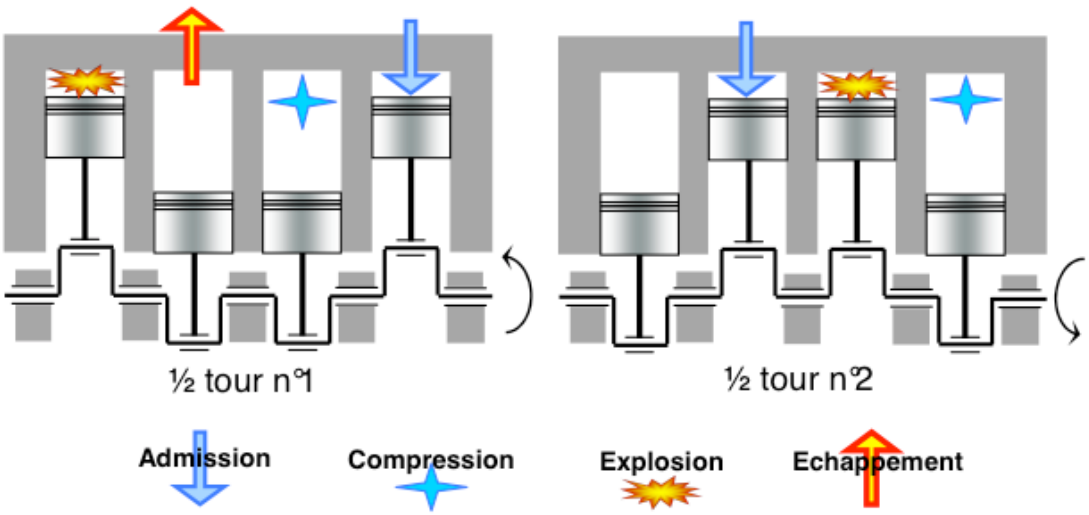


Figure I.1 : Fonctionnement d'un moteur à quatre cylindres (Source photothèque Renault S.A.).

De nombreuses études ont été réalisées en ne prenant en compte que la composante H_2 du régime moteur [Pfeiffer 1991, Weidner 1991, Wang 2000]. En réalité, l'acyclisme est plus complexe. M. Barthod [Barthod, 2003; 2004; 2005; 2007] a analysé l'influence de l'acyclisme moteur en prenant en considération les amplitudes et les phases des harmoniques H_4 et H_6. Une variation de l'amplitude de ces différentes composantes fréquentielles entraîne des phénomènes non linéaires. Des sauts d'amplitude de l'accélération du pignon fou sont observés (bifurcations explosives). Ceci se traduit par des variations soudaines du niveau du bruit rayonné par la boîte de vitesses.

Les phases des harmoniques H_4 et H_6 ont aussi une influence sur les accélérations du pignon fou et modifient le contenu spectral et le niveau du bruit de graillonnement.

D'autre part, les défauts tels que les mésalignements des arbres et des disques d'embrayage [Couderc 1997], les excentricités des roues dentées et les erreurs de pas [Perret-Liaudet 2007] peuvent constituer d'autres sources d'excitation qui s'ajoutent à l'acyclisme. En régime de fonctionnement stationnaire, la source excitatrice du graillonnement est donc une fonction périodique dont le contenu spectral peut être très riche.

Plusieurs études ont été réalisées pour tenter de diminuer les vibrations en torsion de la chaîne cinématique générées par l'acyclisme du moteur thermique et retarder ainsi l'apparition du graillonnement [Develay 2000]. Les caractéristiques modales, d'amortissement et de filtrage de la chaîne cinématique jouent un rôle essentiel dans la fonction de transfert entre l'acyclisme et la réponse du pignon menant [Couderc 1998, Develay 2000]. Un dimensionnement adapté du volant moteur, de l'embrayage ou encore des arbres de transmission permet de filtrer l'acyclisme et donc de limiter l'amplitude des fluctuations de vitesse du pignon menant [Sakai 1981, Szadkowski 1991, Chang-Kook 2005]. On peut ainsi proposer des solutions, comme un double volant amortisseur, qui permettent d'augmenter l'inertie du volant moteur, mais elles coûtent cher et entraînent un surdimensionnement du moteur [Delprete 2005].

Dans le cadre de cette étude, les pièces mécaniques situées en amont de la boîte de vitesses ne sont pas considérées. L'excitation retenue correspond directement au déplacement imposé au pignon menant. Ainsi, les paramètres pris en compte sont les paramètres internes à la boîte de vitesses.

I.2 Les paramètres de conception

I.2.1 Les inerties des pignons fous et leur distribution

La perte de contact entre les dentures a lieu lorsque le pignon menant décélère et que le couple de traînée n'est pas suffisamment important pour plaquer les dents du pignon fou contre celles du pignon menant : le couple dynamique du pignon fou (imposé par le pignon menant durant le contact) devient supérieur au couple de traînée. Ce couple dynamique est proportionnel à l'inertie du pignon fou. Ainsi, un critère d'apparition du graillonnement souvent proposé dans la littérature [Singh 1989, Rust 1990, Pfeiffer 1991, Delprete 2005] s'écrit :

$$I\ddot{\theta}_{fou} = C_{traînée} \qquad \text{(I.1)}$$

D'après cette relation, une diminution de l'inertie retarde l'apparition de chocs. Des études ont également montré que lorsqu'une petite roue entraîne une grande roue, l'intensité des impacts et le bruit de graillonnement qui en résulte diminuent [Pfeiffer 1991]. Ainsi, le choix du pignon menant et du pignon fou pour chaque rapport de la boîte de vitesses est un critère important.

I.2.2 Les jeux fonctionnels

Les jeux fonctionnels sont indispensables pour assembler les éléments d'une boîte de vitesses. Il est clair que ces jeux jouent un rôle important sur la dynamique du pignon fou puisqu'ils conditionnent la phase de "vol libre". D'après [Couderc 1998, Dogan 1999, Develay 2000], la réduction des jeux fonctionnels entraîne une diminution du bruit.

Le jeu entre dents à l'arrêt, ramené à la ligne d'action, est de l'ordre de 0.1 mm dans les applications automobiles.

Compte tenu des erreurs de pas, des excentricités et des réponses en flexion des arbres, on observe une fluctuation du jeu réel au cours de la rotation des pignons. Une étude théorique préliminaire [Perret-Liaudet 2007] montre une influence possible de cette fluctuation.

A notre connaissance, les effets des jeux des synchroniseurs et des fourchettes, ainsi que du jeu axial des roues dentées n'ont pas été pris en compte dans les études. Il est difficile de dire s'ils ont une influence sur les caractéristiques du graillonnement.

Par ailleurs, compte tenu des écarts de géométrie induits par les tolérances de fabrication, les jeux fonctionnels présentent des dispersions et fluctuent d'une boîte de vitesses à une autre.

Pour des boîtes fabriquées en grande série (cas de l'automobile), on observe ainsi une certaine variabilité du bruit de graillonnement rayonné.

I.3 Les paramètres de fonctionnement

I.3.1 La vitesse de rotation

La vitesse de rotation moyenne des pignons menant et fou, imposée par le régime moteur et le rapport de boîte engagé, est un paramètre de fonctionnement qui gouverne à la fois le seuil de déclenchement du graillonnement et, une fois ce seuil dépassé, la nature de la réponse dynamique du pignon fou. La vitesse de rotation moyenne gouverne également le couple de traînée et donc les efforts qui s'appliquent sur le pignon fou.

I.3.2 Le couple de traînée

Le pignon fou est soumis à un couple de traînée, induit par le barbotage (la partie inférieure du pignon en rotation baigne dans l'huile), par des pertes aérodynamiques et par le cisaillement du film d'huile situé aux interfaces entre les anneaux des synchroniseurs et les cônes de friction des pignons, entre les appuis latéraux situés de chaque côté de chacun des pignons fous et enfin, entre les pignons fous et les arbres qui les supportent [Develay 2000].

Il est important de noter qu'une forte augmentation du couple de traînée s'appliquant sur les pignons fous pourrait limiter le déclenchement du graillonnement [Dogan 2003]. Cependant, cela conduirait d'abord à une dégradation de la souplesse du changement de rapports. Cela engendrerait ensuite une diminution du rendement de la boîte de vitesses et une augmentation globale de la consommation du véhicule et des émissions polluantes.

Selon le rapport qui est engagé, la vitesse du pignon fou peut être soit supérieure, soit inférieure à celle de l'arbre qui le supporte. Le couple de traînée généré par l'interface avec l'arbre peut freiner le pignon fou et repousser ainsi le seuil d'apparition du graillonnement, ou au contraire, il peut accélérer ce même pignon. De même, une fois le seuil dépassé et le graillonnement établi, un couple de frein (respectivement, un couple moteur) atténue les impacts entre les flancs rétros et accentue les impacts entre les flancs actifs (respectivement, accentue les impacts entre les flancs rétros et atténue les impacts entre les flancs actifs) [Rust 1990, Couderc 1998].

I.3.3 La Température

La température est un paramètre de fonctionnement qui a un effet indirect important sur le bruit de graillonnement, dans la mesure où elle influence sensiblement la viscosité du lubrifiant qui intervient dans les phénomènes physiques à l'origine du couple de traînée s'exerçant sur les pignons fous [Theodossiades 2007].

Elle peut également avoir un impact sur la dilatation des pièces mécaniques et les jeux de fonctionnement, tel que le jeu de denture.

I.4 Le modèle non linéaire

Le modèle dynamique retenu pour décrire le mouvement du pignon fou est un modèle non linéaire à un degré de liberté. On suppose que le mouvement du pignon menant n'est pas affecté par les chocs, c'est-à-dire que l'inertie du pignon fou est beaucoup plus faible que celle de la ligne d'arbre menante et que l'intensité des chocs est faible.

Le modèle dynamique est décrit sur la figure I.2. Le mouvement de rotation du pignon fou est transformé en mouvement de translation équivalent. *x(t)* représente le déplacement vibratoire du pignon fou exprimé selon la ligne d'action et qui correspond à ses fluctuations autour de sa position théorique. y_1 et y_2 correspondent aux positions instantanées des flancs actif et rétro du pignon menant. L'acyclisme moteur impose la source excitatrice décrite via le déplacement $y_1(t)$. Le déplacement $y_2(t)$ s'exprime simplement en fonction de $y_1(t)$ et du jeu entre dents (ou jeu de battement) *j(t)*, par :

$$y_1(t) = \sum_{k=1}^{\infty} H_{\frac{k}{2}} \sin\left(\frac{k}{2}\omega t + \varphi_{\frac{k}{2}}\right) \qquad \text{(I.2)}$$

$$y_2(t) = y_1(t) + j(t) \qquad \text{(I.3)}$$

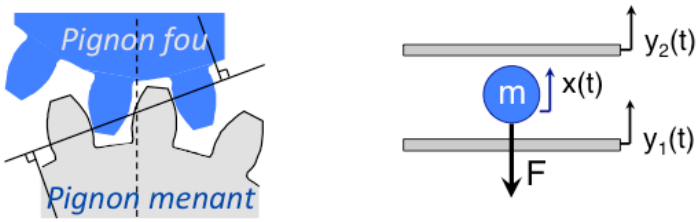


Figure I.2 : Modèle numérique.

La réponse dynamique du pignon fou se caractérise par des phases successives distinctes décrites par des équations de mouvement différentes : les phases de "vol libre", les phases de choc et, éventuellement, les phases de collage temporaire entre les pignons menant et fou.

I.4.1 La phase de "vol libre"

L'équation du pignon fou durant le vol libre s'écrit :

$$m\ddot{x} = -F \tag{I.4}$$

sous la condition de vol libre :

$$y_1(t) < x(t) < y_2(t) \tag{I.5}$$

m constitue une masse équivalente associée à l'inertie du pignon fou et *F* est un effort de traînée équivalent déduit du couple de traînée s'exerçant sur le pignon fou :

$$m = \frac{J}{R_p^2} \tag{I.6}$$

$$F = \frac{C_{trainée}}{R_b} \tag{I.7}$$

J : Inertie du pignon fou.

R_p : Rayon primitif du pignon fou.

R_b : Rayon de base du pignon fou.

Pour un jeu infini, le modèle utilisé se transforme en un système bien connu dans le domaine de la mécanique non linéaire : la balle rebondissant sur une table vibrante ou "bouncing ball problem". De nombreuses études ont été réalisées et ont montré le caractère fortement non linéaire de ce système [Everson 1986, Luck 1993, Luo 1996, Feng 1998, Kanso 2002, Barroso 2009].

I.4.2 La description du choc

Deux approches peuvent être envisagées pour la modélisation du choc. La première consiste à décrire le contact entre pignons par une raideur de contact équivalente et un amortissement qui permet de modéliser les effets dissipatifs qui ont lieu lors du choc.

La raideur équivalente est calculée à partir de la raideur en flexion de la dent et de la raideur de Hertz imposée par le contact entre les deux dents.

$$K_{eq} = \frac{k_h \sqrt{\delta} \times k_f}{k_h \sqrt{\delta} + k_f} \qquad \text{(I.8)}$$

k_f : Raideur de flexion de la dent.

k_h : Raideur de Hertz.

δ : Déplacement relatif entre les pignons.

La raideur d'un couple de dents évolue en fonction du point d'application de l'effort sur le profil. D'autre part, en raison des corrections de bombé introduites sur les dentures, l'aire de contact évolue progressivement d'une zone ponctuelle vers une zone linéique, sous l'effet de la charge appliquée. La raideur de contact présente donc un caractère non linéaire lié entre autres aux corrections et défauts longitudinaux.

Par ailleurs, la présence d'un film d'huile entre les dentures du pignon menant et du pignon fou influe peu sur la raideur du contact mais modifie de manière conséquente l'amortissement du contact [Brancati 2007]. L'épaisseur du film et sa raideur dépendent du rapport de transmission considéré et varient au cours du temps [Theodossiades 2007]. Le comportement du film d'huile peut être décrit par un système ressort-amortisseur dont le caractère non linéaire accentue la difficulté à modéliser le choc.

La seconde approche consiste à introduire un coefficient de restitution pour décrire le choc [Pfeiffer 1991, Weidner 1991, Herbert 1997]. L'utilisation de ce coefficient n'est possible que si la durée du choc est très courte par rapport à la période d'excitation imposée par l'acyclisme. Dans cette hypothèse, les conditions initiales après le choc sont déduites directement de la réponse avant le choc. Dans le cas contraire, elles sont influencées par l'évolution temporelle de l'excitation pendant le choc qui perturbe à la fois la position et la vitesse absolue du pignon fou (figure I.3).

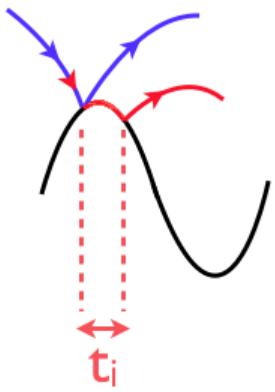


Figure I.3 : Variations des conditions initiales après le choc en fonction de sa durée t_i.

Le coefficient de restitution permet de relier les vitesses relatives entre le pignon menant et le pignon fou juste avant et juste après le choc par la relation suivante :

$$V^{+} = -rV^{-} \qquad 0 \le r \le 1 \qquad \text{(I.9)}$$

V^{+} : Vitesse relative après le choc.

V^{-} : Vitesse relative avant le choc.

r : Coefficient de restitution.

D'autres définitions sont également présentées dans la littérature. Stronge définit le coefficient de restitution comme le rapport entre l'énergie absorbée durant la phase de compression et l'énergie libérée pendant la phase de restitution du choc [Stronge 2000].

$$e = \left(\frac{\frac{1}{2} m V^{+}}{\frac{1}{2} m V^{-}} \right)^{2} \quad , \quad e = r^{2} \qquad \text{(I.10)}$$

V^{+} : Vitesse relative après le choc.

V^{-} : Vitesse relative avant le choc.

e : Coefficient de restitution défini à partir de l'énergie.

r : Coefficient de restitution défini à partir des vitesses relatives.

Un coefficient de restitution égal à zéro correspond à un choc complètement dissipatif alors qu'un coefficient égal à un correspond à un choc purement élastique.

Des auteurs [Pfeiffer 1991] utilisent un coefficient de restitution constant. D'autres [Weidner 1991, Herbert 1997] supposent qu'il dépend de l'épaisseur du film d'huile entre les dentures,

des conditions cinématiques du contact (glissement et/ou roulement entre les pignons menant et fou), ainsi que de la vitesse d'impact.

Dans cette étude, la modélisation du choc par un coefficient de restitution a été retenue. Cette approche reste valide si les impacts ont une durée très courte. Cette hypothèse a été vérifiée dans le cadre des campagnes d'essais décrites au chapitre II. D'autre part, il semble plus aisé de déterminer le coefficient de restitution à travers une étude expérimentale que de mesurer les caractéristiques raideur-amortissement non linéaires du contact entre pignons menant et fou. Enfin, le schéma numérique à mettre en œuvre pour résoudre les équations de mouvement est plus simple et les temps de calcul associés sont plus courts.

Même pour des conditions de fonctionnement stationnaires, il est probable que le coefficient de restitution soit de nature stochastique. En effet, le nombre de dents présent dans la zone de contact varie en fonction de la position angulaire instantanée du pignon menant (pour les engrenages à denture hélicoïdale considérés, ce nombre varie entre 2 et 3). D'autre part, les différents chocs peuvent se produire à des endroits du profil variant entre le cercle actif de pied et le cercle de tête. Les conditions instantanées de roulement-glissement, les épaisseurs de film lubrifiant à l'interface entre dentures et, par conséquent, les sources de dissipation au niveau du contact ne sont pas constantes.

Pour prendre en compte la variabilité du coefficient de restitution, nous utilisons la méthode de Box-Muller qui permet de générer une distribution gaussienne à partir d'une distribution uniforme de deux variables aléatoires indépendantes, u_1 et u_2 dans l'intervalle]0,1] [Thistleton 2007] (figure I.4).

$$r = \mu + \sigma\sqrt{-2\log(u_1)}\cos(2\pi u_2) \qquad \text{(I.11)}$$

μ est la valeur moyenne, et σ est l'écart type de la distribution gaussienne. Par ailleurs, on tronque cette distribution pour respecter un coefficient de restitution compris entre 0 et 1.

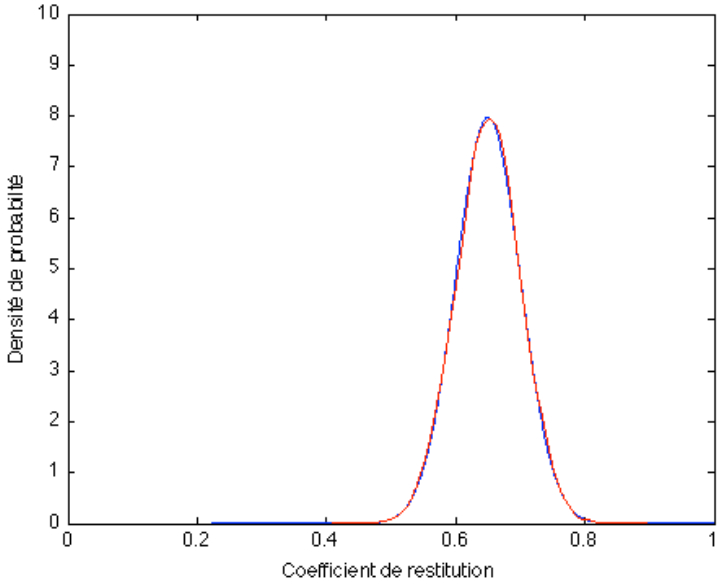


Figure I.4 : Densité de probabilité du coefficient de restitution.

En bleu : PDF théorique pour μ=0.65 et σ=0.05.

En rouge : PDF obtenue par la méthode de Box-Muller pour μ=0.65 et σ=0.05.

I.4.3 Impulsion liée au choc

Chaque choc se caractérise par l'impulsion (ou effort de percussion) communiquée aux pignons. Compte tenu de l'hypothèse d'une durée de choc très faible devant la période d'excitation adoptée par le modèle, l'impulsion s'exprime sous la forme :

$$\vec{I} = \overrightarrow{\Delta p} \qquad \text{(I.12)}$$

Or,

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = \vec{F} \qquad \text{(I.13)}$$

donc

$$\vec{I} = \overrightarrow{\Delta p} = \int \vec{F}\, dt \qquad \text{(I.14)}$$

$$\left|\vec{I}\right| = \lim_{\delta t \to 0} \left\{ m(\dot{x}(t+\delta t) - \dot{x}(t)) \right\} \qquad \text{(I.15)}$$

ou encore

$$\left|\vec{I}\right| = \lim_{\delta t \to 0} \left\{ -m(1+r)\dot{z}_i(t) \right\} \qquad \text{(I.16)}$$

avec

$$z_i(t) = x(t) - y_i(t) \qquad i = 1,\ 2 \qquad \text{(I.17)}$$

I.4.4 La phase de collage

Dans le cadre d'une modélisation par un coefficient de restitution, les chocs sont supposés très courts. Néanmoins, il est possible d'observer des périodes longues de contact entre les dentures, qui correspondent à un collage temporaire entre les pignons menant et fou. La condition de collage s'exprime à partir de la détection d'un très faible seuil de vitesse relative d'impact, en deçà duquel il n'y a plus de rebonds entre le pignon fou et le pignon menant.

Le maintien temporaire de cette situation de collage s'exprime à partir de la réaction R(t) s'exerçant sur le pignon fou. Si cette réaction est positive sur le flanc actif (respectivement, négative sur le flanc rétro), le contact est maintenu.

Ainsi, pendant la phase de contact temporaire, on a, sur le flanc actif du pignon menant :

$$0 < R_1(t) = F + m\ddot{y}_1(t) \qquad \text{(I.18)}$$

et, sur le flanc rétro du pignon menant :

$$0 > R_2(t) = F + m\ddot{y}_2(t) \qquad \text{(I.19)}$$

I.5 Equations sans dimension

Une analyse dimensionnelle des paramètres des équations de mouvement montrent que ceux-ci dépendent de trois unités fondamentales (masse, longueur et temps). Le nombre de variables nécessaires à la description du graillonnement est égal à 6 pour une excitation purement harmonique (*m, F ,r, H, j, ω*). Ainsi, d'après le théorème de Vaschy-Buckingham ou théroème Π, nous savons que le comportement dynamique du pignon fou ne dépend que de 3 nombres sans dimension. Nous choisissons le coefficient de restitution *r* (qui est déjà un nombre sans dimension), le jeu de battement adimensionné *j* et le paramètre Λ qui est caractéristique du niveau d'excitation du système dynamique :

$$r \quad , \quad \tilde{j} = \frac{j}{H_1} \quad , \quad \Lambda = \frac{mH_1\omega^2}{F} \qquad \text{(I.20)}$$

j : Jeu de battement (m).

r : Coefficient de restitution (sans dimension).

m : Masse équivalente du pignon fou (en kg).

H_1 : Amplitude de l'harmonique fondamentale (en m).

ω : Vitesse angulaire (en rad/s).

F : Effort de traînée équivalent appliqué sur le pignon fou (en N).

Dans le cas d'une excitation périodique, il convient d'introduire comme nombre sans dimension les rapports des amplitudes de chacun des harmoniques par rapport à l'harmonique fondamental.

Les variables sans dimension construites à partir des variables originelles sont alors les suivantes :

$$\tilde{x} = \frac{x}{H_1},\ \tilde{y}_i = \frac{y_i}{H_1},\ \tilde{z}_i = \frac{z_i}{H_1},\ \tilde{j} = \frac{j}{H_1},\ \tilde{H}_k = \frac{H_k}{H_1},\ \tilde{R}_i = \frac{R_i}{F},\ \tau = \omega t \qquad \text{(I.21)}$$

L'équation adimensionnée du vol libre devient :

$$\Lambda \ddot{\tilde{x}} = -1 \quad , \quad \tilde{y}_1 < \tilde{x} < \tilde{y}_2 \qquad \text{(I.22)}$$

Les équations régissant les chocs entre les dentures s'écrivent :

$$\dot{\tilde{z}}_i(t + \delta t) = -r\dot{\tilde{z}}_i(t) \qquad \text{(I.23)}$$

avec

$$\tilde{z}_i(t) = \tilde{x}(t) - \tilde{y}_i(t) \qquad i = 1,\ 2 \qquad \text{(I.24)}$$

Pour chaque choc, l'impulsion adimensionnée est introduite de la manière suivante :

$$\tilde{I} = \frac{I}{mH_1\omega} \qquad \text{(I.25)}$$

Enfin, les conditions de collages s'expriment en fonction des réactions aux contacts :

$$\tilde{R}_i = 1 + \Lambda \ddot{\tilde{y}}_i \qquad \text{(I.26)}$$

La solution numérique correspondant à la réponse temporelle du pignon fou est construite par morceau à partir des conditions initiales obtenues après chaque impact. La phase de vol libre est connue de manière analytique. Les temps auxquels ont lieu les impacts sont obtenus à partir d'un algorithme de recherche de zéro entre le déplacement du pignon menant et celui du pignon fou. La vitesse d'éjection, connue à partir de la définition du coefficient de restitution et du déplacement initial constituent alors les nouvelles conditions initiales pour une nouvelle phase de vol libre. Dans le cas où la vitesse relative entre le pignon fou et le pignon menant n'est pas suffisante (inférieure au seuil défini), le contact entre les deux pignons est établi jusqu'à ce que l'accélération du pignon menant nécessaire pour permettre le décollement du pignon fou soit atteinte.

La réponse temporelle du pignon fou se caractérise d'abord par une phase transitoire. Cette phase est éliminée, pour ne conserver que le régime permanent, à partir du suivi des impulsions. A partir d'une rampe du paramètre Λ, nous pouvons suivre l'évolution de la dynamique du pignon fou à travers ses impulsions. A couple de traînée constant, la variation de Λ traduit une augmentation de l'amplitude de l'acyclisme ou du régime moteur. Des réponses temporelles du pignon fou peuvent être obtenues pour Λ constant correspondant à un régime stabilisé.

Les discontinuités imposées par le système de résolution des différentes phases du modèle numérique développé ne facilitent pas l'adaptation des méthodes de continuation [Seydel 1994, Blair 1997, Cochelin 2007]. Leur mise en oeuvre est délicate et constitue une perspective à ces travaux. Pour effectuer une description la plus complète de la dynamique du pignon fou, nous avons effectué des balayages des paramètres de manière très fine avec plusieurs conditions initiales choisies de manière aléatoire.

I.6 Résultats numériques

Ce paragraphe présente les résultats théoriques concernant la réponse dynamique du pignon fou et l'influence des paramètres influents, c'est-à-dire le jeu de battement, le coefficient de restitution et le niveau d'excitation adimensionné Λ. Il permet, par ailleurs, d'illustrer la richesse du comportement non linéaire du phénomène.

I.6.1 Richesse du comportement non linéaire

En premier lieu, nous avons considéré le cas d'une excitation purement harmonique et un coefficient de restitution constant r=0.85.

Les figures I.5, I.6, I.7 et I.8 représentent les réponses temporelles du pignon fou et menant (respectivement en bleu et rouge) dans le cas d'un jeu adimensionnel égal à 8.

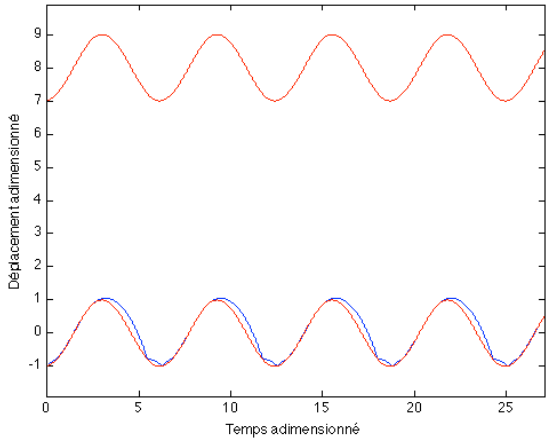


Figure I.5 : Réponse B, Λ=1.1

Multi-rebonds suivis de la phase de collage.

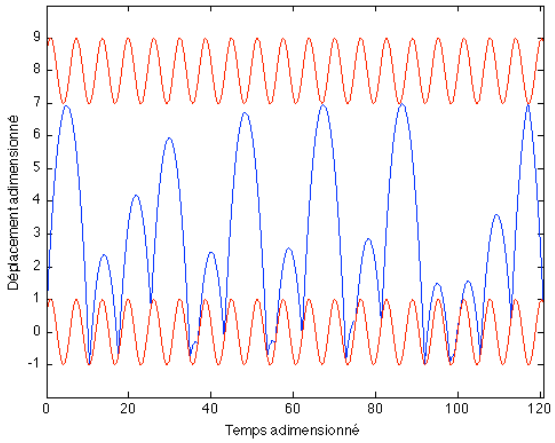


Figure I.6 : Réponse C, Λ=1.5

Réponse chaotique.

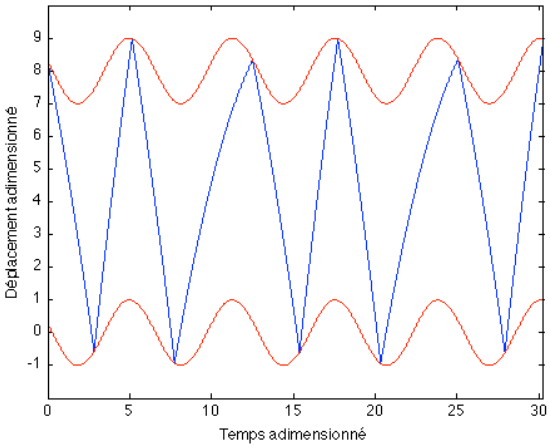


Figure I.7 : Réponse D, Λ=2.5

Réponse 2T périodique avec 2 impacts par période.

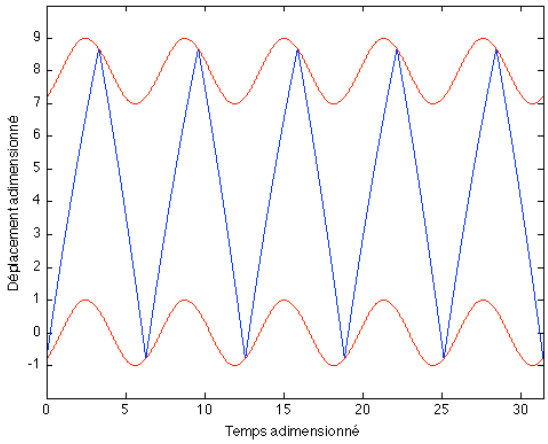


Figure I.8 : Réponse E, Λ=3.5

Réponse 1T périodique avec 2 impacts par période.

Pour un faible niveau d'excitation Λ, on observe un contact permanent entre le pignon fou et le pignon menant. Cette réponse (appelée réponse A) n'est pas illustrée.

La réponse B correspond à une réponse 1T périodique (T est la période d'excitation de la table vibrante). Chaque période est composée de multi-rebonds suivis d'une phase de collage entre le pignon fou et le pignon menant.

La réponse C correspond à une réponse chaotique. A la différence de la réponse précédente, le pignon fou traverse le jeu de battement. Ainsi des chocs ont lieu sur le flanc actif et sur le flanc rétro du pignon menant. Le caractère fractal d'une réponse chaotique peu être observé en traçant une section de Poincaré. Pour chaque impact, l'amplitude de l'impulsion et l'instant

auquel a eu lieu le choc sont relevés. On identifie le déphasage φ pour chaque impact de la manière suivante :

$$\varphi_i = t_i \ [T] \qquad \text{(I.27)}$$

φ_i : Déphasage.

t_i : Instant du choc.

T : Période d'excitation.

La section de Poincaré représentant les impulsions adimensionnées en fonction du déphasage φ (au moment de l'impact) est utilisée pour déterminer la nature de la réponse dynamique du pignon fou. La figure I.9 présente un objet fractal synonyme d'une réponse chaotique. L'attracteur de cette solution est un attracteur étrange.

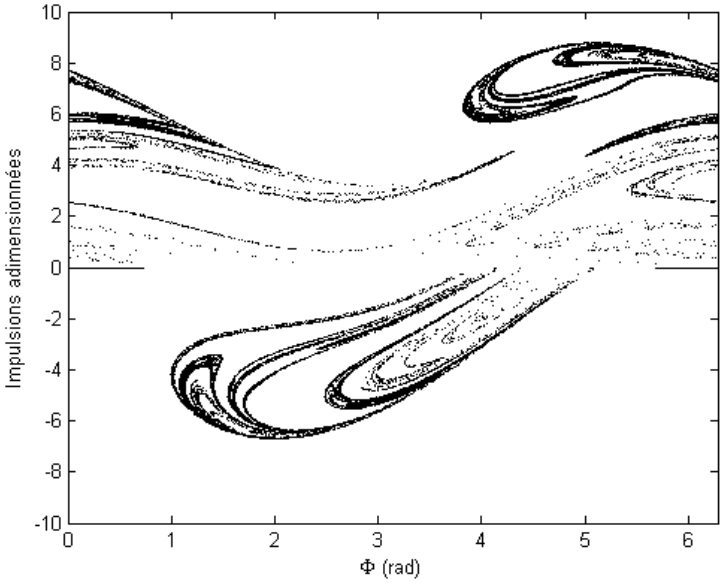


Figure I.9 : Section de Poincaré pour j=8, r=0.85 et Λ=1.8.

En augmentant le nombre adimensionné Λ, les réponses dynamiques du pignon fou redeviennent périodiques (réponses D et E). La réponse D correspond à une solution 2T périodique avec 2 impacts par période de l'excitation (soit 4 impacts par période de la réponse dynamique). La réponse E correspond à une solution périodique de type 1T périodique avec 2 impacts par période. Dans les deux cas, un choc entre les flancs rétros succède à un choc entre les flancs actifs.

Toutes ces réponses peuvent être synthétisées sur un diagramme représentant les impulsions adimensionnées en fonction du paramètre Λ. La figure I.10 illustre les réponses dynamiques

du pignon fou obtenues. Ce diagramme est obtenu pour un balayage de Λ avec un pas de 0.005. Pour chaque Λ, le calcul correspond à un total de 10000 impacts. Il est effectué 3 fois avec des conditions initiales choisies de manière aléatoire.

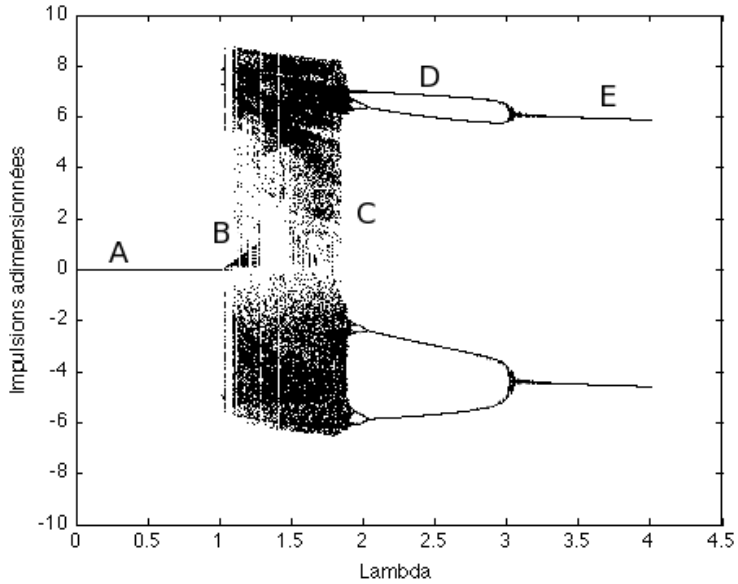


Figure I.10 : Impulsions adimensionnées en fonction de Λ pour j=8 et r=0.85.

On distingue les 5 types de réponses significatives.

Le seuil de décollement, qui définit la limite de la réponse A correspondant au contact permanent entre les pignons, est atteint pour une valeur Λ=1. On voit alors apparaître des chocs successifs.

La réponse B correspondant à la réponse périodique caractérisée par une succession de rebonds entre les flancs actifs des pignons suivie d'un collage temporaire, apparaît dans une gamme d'excitation très limitée.

Dans la zone correspondant à la réponse C (réponse chaotique), les chocs entre les flancs actifs des pignons sont caractérisés par des impulsions adimensionnées positives. Les chocs entre les flancs rétros sont caractérisés par des impulsions adimensionnées négatives.

Pour des valeurs plus élevées de Λ, La réponse E (1T périodique avec 2 impacts par période) succède à la réponse D (2T périodique avec 2 impacts par période). Elle est alors établie pour une très large gamme de valeurs Λ.

I.6.2 Influence du jeu de battement

Jeu adimensionné égal à 4

La figure I.11 correspond au diagramme des impulsions adimensionnées du système en fonction du paramètre Λ dans le cas d'une excitation purement harmonique, pour un jeu de battement égal à 4.

La solution 2T périodique avec 2 impacts par période (réponse D) apparaît sur une plage bien plus réduite au profit de la réponse 1T périodique avec 2 impacts par période (réponse E). Cette dernière apparaît donc pour un niveau d'excitation Λ plus faible. On observe également une diminution de la valeur des impulsions adimensionnées par rapport au diagramme des impulsions présentées sur la figure I.11.

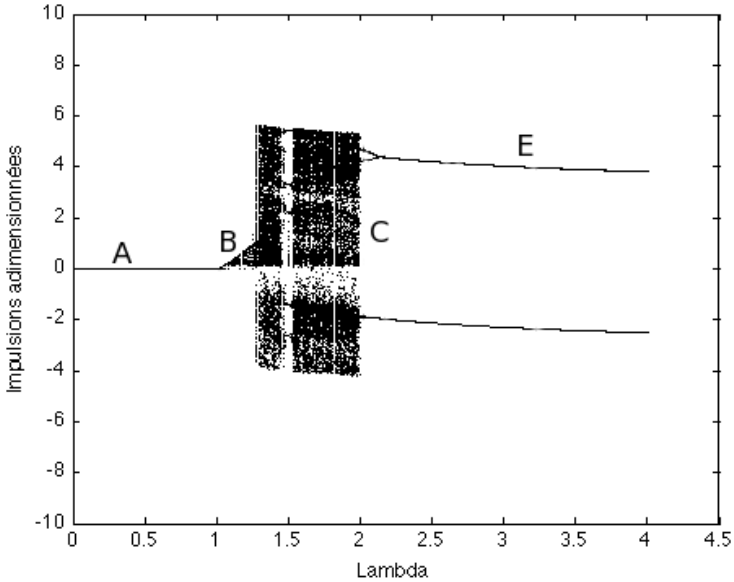


Figure I.11 : Impulsions adimensionnées en fonction de Λ pour j=4 et r=0.85.

Jeu infini

La figure I.12 présente les impulsions communiquées au pignon menant en fonction du nombre adimensionné Λ pour un jeu infini. Ce cas particulier correspond à la balle rebondissant sur une table vibrante ou "bouncing ball".

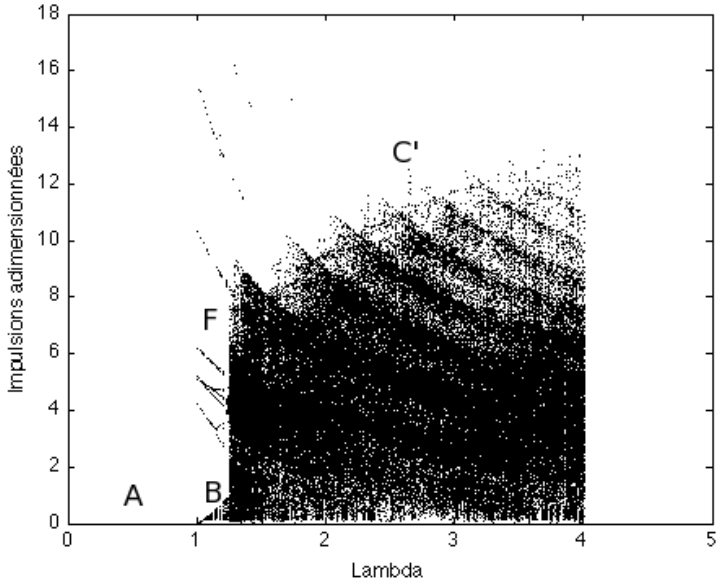


Figure I.12 : Impulsions adimensionnées en fonction de Λ pour j=∞ et r=0.85.

On observe 4 types de réponses significatives qui peuvent d'ailleurs coexister pour une même valeur du paramètre Λ.

La réponse A correspond au contact permanent entre le solide mobile et la table vibrante. Les régimes de type vibro-impacts apparaissent pour une valeur de Λ supérieure à 1.

La réponse B correspond à des réponses 1T périodiques identiques à celles observées dans le cas d'un jeu de battement fini (figure I.5).

La réponse F correspond également à des réponses 1T périodiques, sans phase de collage temporaire entre la table vibrante et le solide mobile. On observe un seul choc par période. Pour un même Λ, il peut exister des réponses dynamiques du pignon fou d'amplitude différente. En effet, le système est fortement non linéaire et très sensible aux conditions initiales.

Dans le cas d'un jeu infini, le domaine d'existence des solutions 1T périodiques avec 1 impact par période, leurs stabilités ainsi que les types de bifurcations associées sont parfaitement connus analytiquement [Perret-Liaudet 2007, Barrosso 2009]. La solution 1T périodique avec 1 impact par période existe sous la condition suivante :

$$\Lambda \geq \Lambda_{NC} = \pi \frac{1-r}{1+r} \qquad \text{(I.28)}$$

Cette valeur Λ_{NC} correspond à une bifurcation de type nœud-col. Deux solutions apparaissent. L'une est stable et l'autre est instable. La stabilité de la solution stable est maintenue sous la condition :

$$\Lambda \leq \Lambda_F = \sqrt{1+\pi^2\left(\frac{1-r}{1+r}\right)^2} \qquad \text{(I.29)}$$

Cette condition correspond à une bifurcation de type dédoublement de période (ou encore bifurcation «flip»). Lorsque Λ augmente, la stabilité de la réponse n'est plus respectée, il apparaît des solutions 2T périodiques.

La figure I.13 illustre l'évolution des frontières entre les différents types de réponses en fonction d'une part, de la pulsation de l'excitation et d'autre part, du coefficient de restitution. On constate que la zone d'existence de la solution 1T périodique croit lorsque le coefficient de restitution tend vers 1.

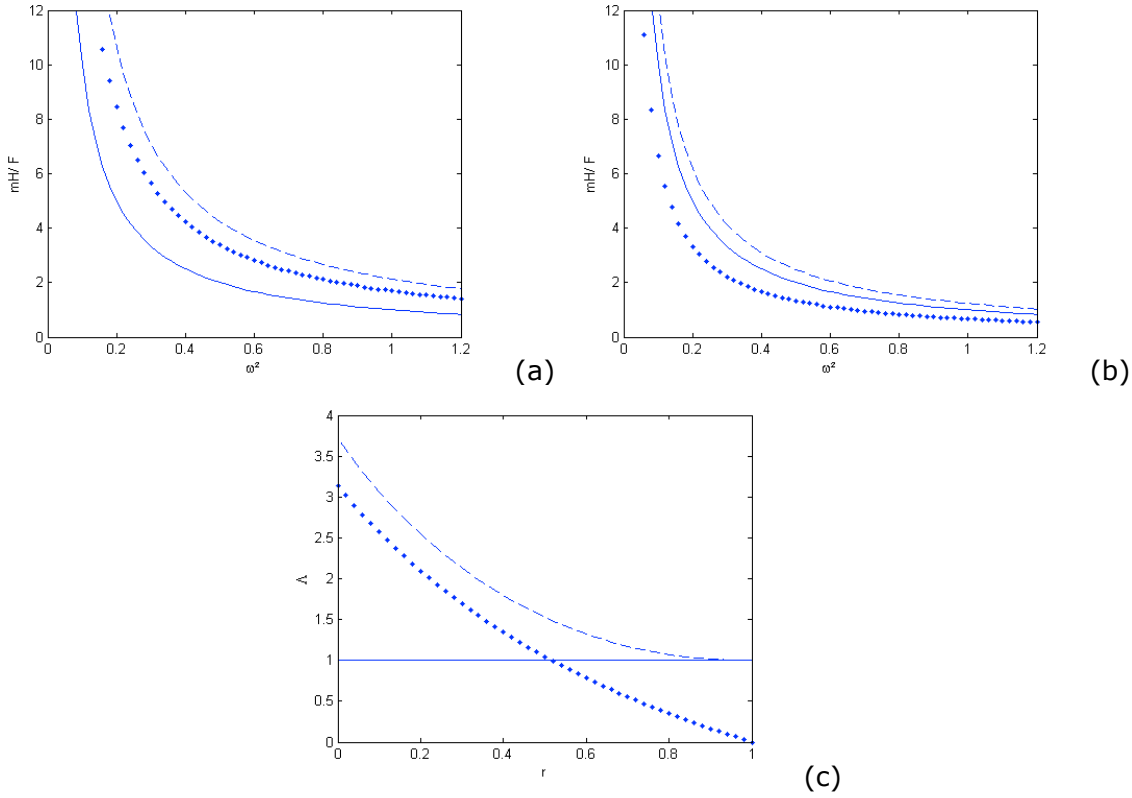


Figure I.13 : Frontières entre les différents types de réponses

(a) en fonction de la pulsation de l'excitation et pour 0≤r<0.5

(b) en fonction de la pulsation de l'excitation et pour 0.5≤r≤1

(c) en fonction du coefficient de restitution

Trait continu : Seuil du collage.

Points : Bifurcation Noeud-Col.

Trait discontinu : Bifurcation par dédoublement de période.

Après la bifurcation par dédoublement de période, le système initie une cascade harmonique qui conduit au chaos (réponse C').

I.6.3 Influence du coefficient de restitution

Coefficient de restitution constant

La figure I.14 correspond au diagramme d'impulsions en fonction de Λ obtenue pour un coefficient de restitution r=0.65, dans le cas d'une excitation purement harmonique et d'un jeu adimensionné de 8.

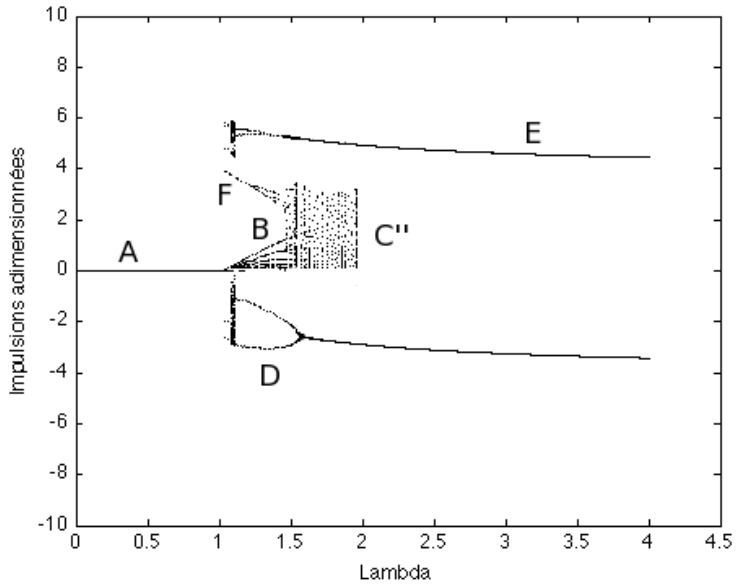


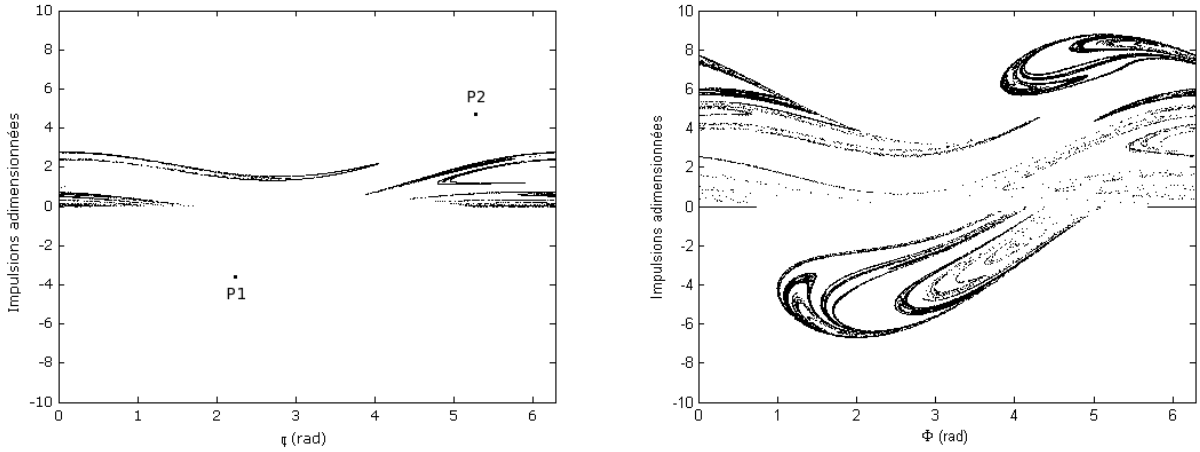
Figure I.14 : Impulsions adimensionnées en fonction de Λ pour j=8 et r=0.65.

Les niveaux des impulsions sont inférieurs à ceux obtenus pour un coefficient de restitution r=0.85 (figure I.10). La réponse 1T périodique avec un impact entre les flancs actifs par période, observée jusqu'ici uniquement pour un jeu infini, apparaît de nouveau (réponse F).

Pour une même valeur de Λ, il est possible d'obtenir différentes réponses dynamiques du pignon fou, selon les conditions initiales. Le système est fortement dépendant de ces conditions initiales. Par exemple, dans le cas de Λ=1.8, on observe soit une réponse chaotique (réponse C''), soit une réponse 1T périodique avec 2 impacts par période (réponse E). La solution D (réponse 2T périodique avec 2 impacts par période), apparaît pour un Λ plus faible que pour un coefficient de restitution r=0.85. La zone C'' correspond à des réponses chaotiques qui diffèrent de celles obtenues pour un coefficient de restitution égale à 0.85. D'une part, les chocs ont lieu uniquement sur le flanc actif du pignon menant. D'autre part, la

section de Poincaré présente un attracteur étrange plus contracté (figure I.15a), car le système est plus dissipatif.

L'évolution croissante du coefficient de restitution (jusqu'à r=0.85) entraîne une collision entre les 2 attracteurs observés r=0.65 (l'attracteur étrange et l'attracteur de la solution 1T périodique avec 2 impacts par période). Les solutions résultant de cette collision sont alors chaotiques. Pour r=0.85, la section de Poincaré (figure I.15b) correspondante laisse entrevoir deux lobes localisés sur un ancien attracteur 1T périodique avec 2 impacts par période (points P_1 et P_2 de la figure I.15a).



(a) (b)

Figure I.15 : Section de Poincaré pour j=8 et Λ=1.8.

(a) r=0.65, illustrant l'attracteur étrange et l'attracteur 1T périodique avec 2 impacts par période (Points P_1 et P_2).

(b) r=0.85, représentant l'attracteur chaotique unique.

Variabilité du coefficient de restitution

La figure I.16 correspond au diagramme d'impulsions obtenu pour un coefficient de restitution aléatoire dont la densité de probabilité est de type gaussienne tronquée. La valeur moyenne et l'écart type choisis sont respectivement μ(r)=0.65 et σ(r)=0.03. Cet écart-type permet de décrire la dispersion du coefficient de restitution en interne d'une boîte de vitesses. Par rapport à un coefficient de restitution déterministe, l'allure générale du diagramme est conservé, mais, les branches correspondant aux différents types de réponses présentent un caractère "bruité" (à l'exception de la réponse correspondant à un contact permanent). Ainsi, pour les réponses périodiques, le niveau des impulsions présentent des variations aléatoires autour de la valeur moyenne obtenue précédemment.

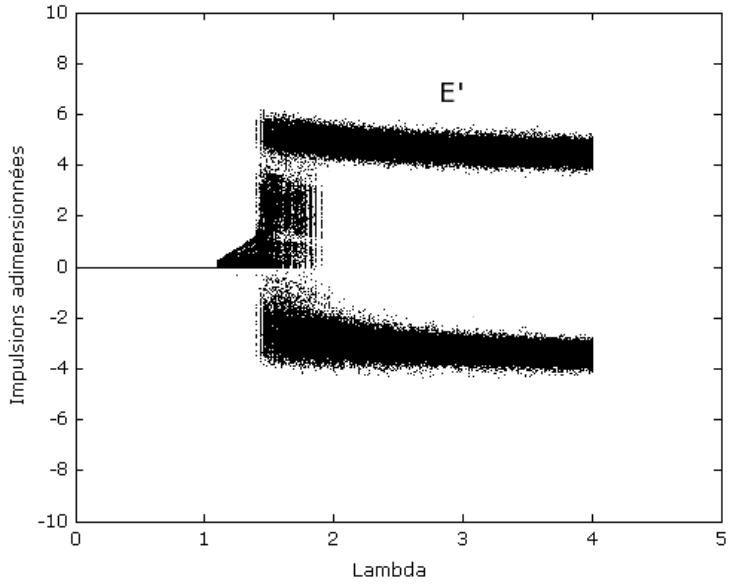
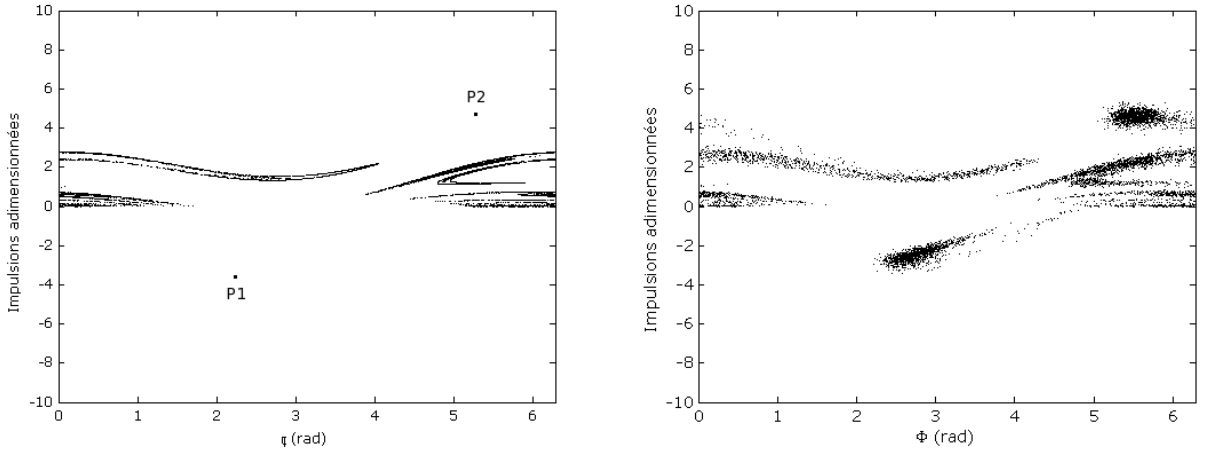


Figure I.16 : Impulsions adimensionnées en fonction de Λ pour j=8 et μ(r)=0.65 et σ(r)=0.03.

La figure I.17 présente les sections de Poincaré correspondant à la réponse dynamique du pignon fou C'' et à la réponse E, dans le cas d'un coefficient de restitution constant (figure I. 17a) et d'un coefficient aléatoire (figure I.17b). Sur la figure I.17a, deux bassins d'attraction coexistent, l'un étrange (figure I.14 zone C'') et l'autre périodique (figure I.14 zone E). Les solutions sont déterministes.

Dans le cas stochastique, les attracteurs sont bruités (figure I.17b). Le caractère fractal de l'attracteur étrange disparaît, laissant place à des solutions aléatoires. La variabilité du coefficient de restitution entraîne un phénomène d'intermittence (figure I.18). La réponse dynamique du pignon fou passe d'un attracteur à l'autre.



(a) (b)

Figure I.17 : Section de Poincaré pour j=8 et Λ=1.8. r=0.65 (a). μ(r)=0.65 et σ(r)=0.03 (b).

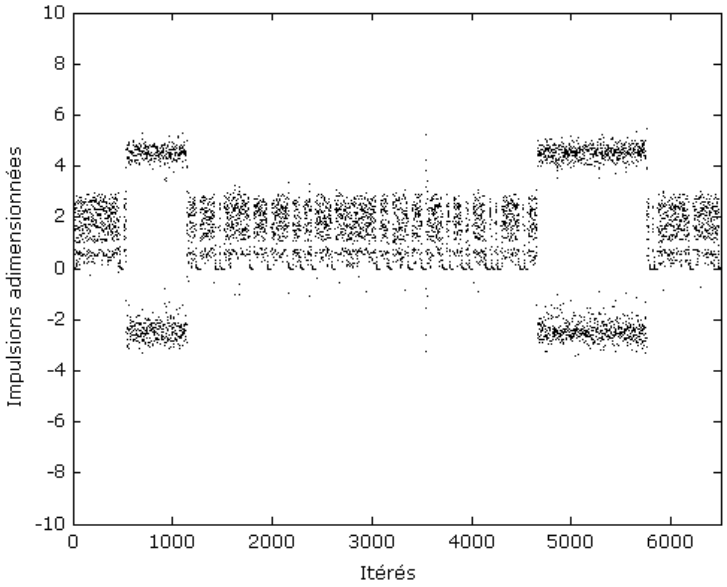


Figure I.18 : Impulsions en fonction des itérés.

La figure I.19 présente la section de Poincaré correspondant à la réponse dynamique du pignon fou E'. Pour Λ=3, il n'y a plus de phénomène d'intermittence. On observe uniquement les réponses qui gravitent autour de la réponse 1T périodique à 2 impacts par période.

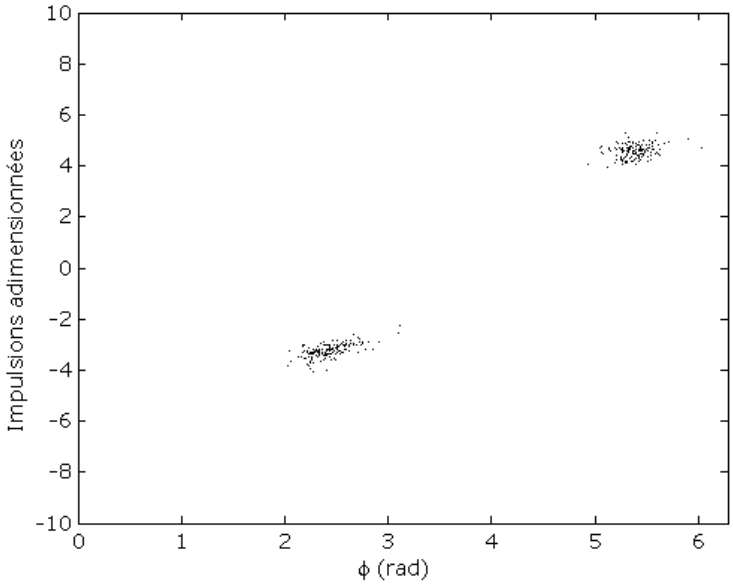


Figure I.19 : Section de Poincaré pour j=8, Λ=3 et μ(r)=0.65 et σ(r)=0.03.

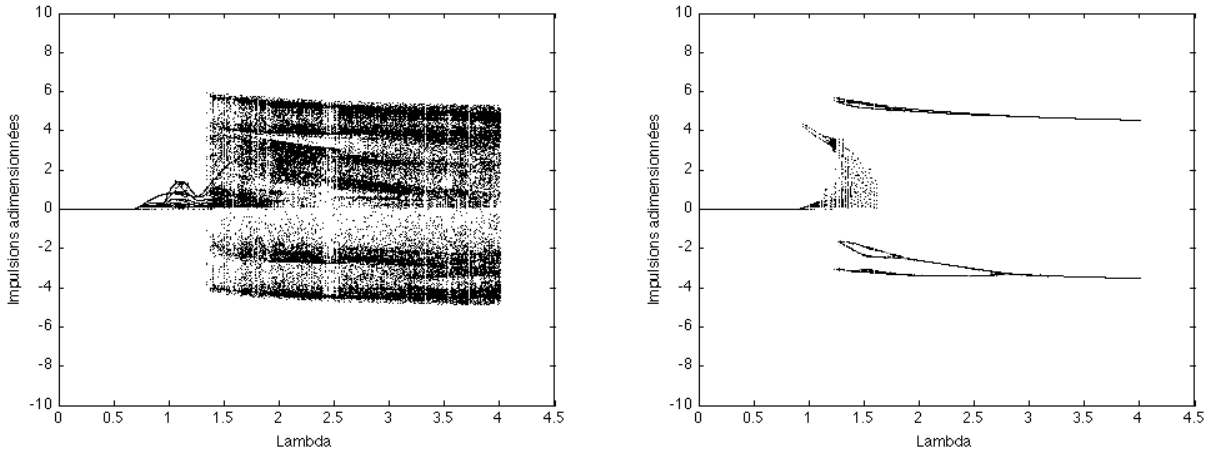
I.6.4 Réponse dynamique induite par une source excitatrice multi harmonique

Pour analyser l'influence du caractère multi-harmonique de l'acyclisme en entrée de boîte de vitesses, nous avons introduit une excitation vibratoire constituée de l'harmonique fondamental et du premier harmonique de l'acyclisme soit :

$$\tilde{y}_1 = \sin(\tau) + H_2 \sin(2\tau + \varphi_2) \qquad \text{(I.30)}$$

où H_2 constitue l'amplitude sans dimension du premier harmonique et φ_2 son déphasage par rapport au fondamental.

La figure I.20 présente le diagramme des impulsions pour une amplitude du second harmonique égale à 25% de celle de l'harmonique fondamental, et une différence de phase égale à 45° (figure 20a) ou 90° (figure 20b).



(a) (b)

Figure I.20 : Impulsions en fonction de Λ pour φ_2=45° (a) et φ_2=90° (b)

(Excitation multi harmonique H_2/H_1=0.25, r=0.65 et j=8).

Pour une différence de phase égale à 45°, la dynamique du pignon fou diffère considérablement de celle obtenue avec une source purement harmonique (figure I.14). Le seuil d'apparition des impacts correspond à une valeur Λ plus faible. Lorsque Λ augmente, la solution devient très rapidement chaotique, avec des chocs entre les flancs actifs et des chocs entre les flancs rétros des pignons. Cette nature de réponse est établie pour une très large gamme de valeurs Λ. La figure I.20b montre l'influence de la phase du second harmonique. Pour une phase égale à 90°, les solutions se rapprochent de celles obtenues pour une source purement harmonique. La figure I.21 montre la diversité des réponses obtenues en fonction de la différence de phase entre l'harmonique fondamental et le second harmonique.

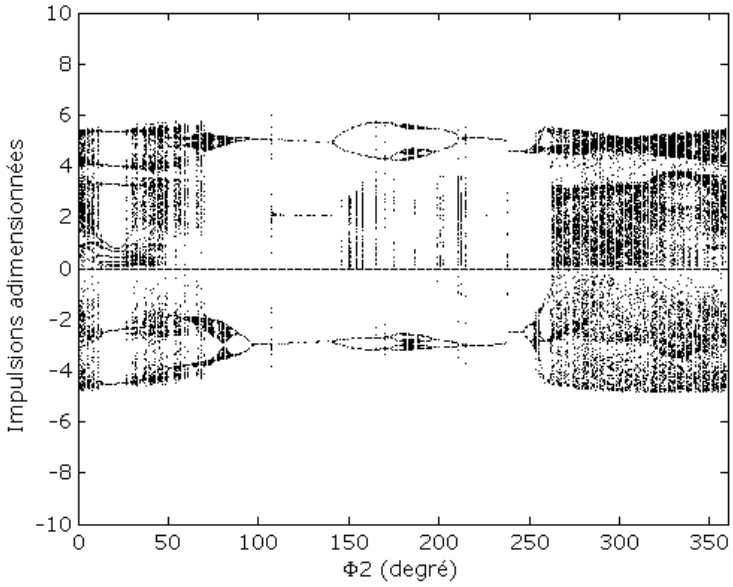


Figure I.21 : Impulsions en fonction de φ_2 pour une excitation multi harmonique $H_2/H_1=0.25$, $\Lambda=1.8$, r=0.65 et j=8.

I.7 Conclusion

Ce chapitre a permis d'analyser l'effet des paramètres dont dépend la réponse dynamique théorique du pignon fou. Si l'on considère une excitation purement harmonique, le seuil à partir duquel on observe des chocs correspond à un niveau d'excitation adimensionnée $\Lambda=1$. Ce seuil ne dépend ni du jeu de battement, ni de la valeur du coefficient de restitution.

Au-delà de ce seuil, on est susceptible d'observer une très grande diversité de comportements dynamiques. Si l'on considère le transfert entre les impulsions transmises aux pignons et la réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses, chaque comportement correspond à un bruit caractérisé par une signature acoustique bien distincte.

Les simulations effectuées montrent la forte influence de l'acyclisme, du jeu de battement et du coefficient de restitution sur la nature des réponses susceptibles d'apparaître et sur le niveau des impulsions transmises aux pignons. Elles mettent également en évidence l'influence du caractère aléatoire du coefficient de restitution et du caractère multi-fréquentiel de l'excitation.

CHAPITRE II : Identification expérimentale des paramètres gouvernant le graillonnement

Le chapitre II a pour objectif de caractériser expérimentalement les paramètres nécessaires au calcul de la réponse dynamique du pignon fou, c'est-à-dire le jeu de battement et ses variations, le coefficient de restitution et sa dispersion, le niveau d'excitation adimensionnée Λ, décrit à travers l'inerties des pignons, les composantes harmoniques de l'acyclisme et le couple de traînée, ainsi que leurs variations en fonction du régime de fonctionnement.

Deux bancs d'essais spécifiques ont été utilisés pour caractériser ces paramètres. Le premier (banc LUG) a été développé au sein du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes (LTDS) pour caractériser le coefficient de restitution sous conditions de glissement. Le second banc (banc BACY) est un banc spécifique développé par Renault qui permet, entre autres, d'introduire une excitation contrôlée en entrée de boîte de vitesses et de mesurer le coefficient de restitution, le couple de traînée et la réponse vibroacoustique de celle-ci.

Les cotes fonctionnelles intervenant dans la modélisation du phénomène comme le jeu de battement, l'entraxe entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire, l'excentricité entre le pignon fou et son arbre porteur ou encore le jeu entre les pignons fous et les arbres qui les supportent sont mesurés par le service «métrologie» de Renault.

II.1 Etude préliminaire sur le banc LUG

II.1.1 Dispositif et principe

Le banc LUG a été développé pour étudier les systèmes physiques présentant des contacts étroits soumis à des sollicitations à la fois tribologiques et dynamiques. Il correspond à une plateforme polyvalente sur laquelle on vient adapter différents modules dédiés à la problématique étudiée. Pour notre étude, nous avons notamment développé un module pour mesurer du coefficient de restitution et le temps d'impact.

Le dispositif permet de générer des chocs successifs entre un pion en acier, présentant une surface hémisphérique ou cylindrique, et la surface d'un disque en acier (figure II.1). Compte tenu de la forme du profil et des bombés longitudinaux, la géométrie du contact entre dents se situe entre les deux cas d'essais retenus (contact cylindre-plan, ou sphère-plan). La vitesse de

rotation du disque permet de contrôler la vitesse de glissement entre les surfaces au moment des chocs. Lorsque cette vitesse est nulle, le mouvement vertical du pion est induit par la gravité. Lorsqu'elle est non nulle, le pion est maintenu par un bilame permettant de maintenir un déplacement rectiligne vertical (figure II.2). Le bilame possède une raideur très inférieure à la raideur du contact entre le pion et le disque, afin de ne pas perturber la dynamique des chocs.

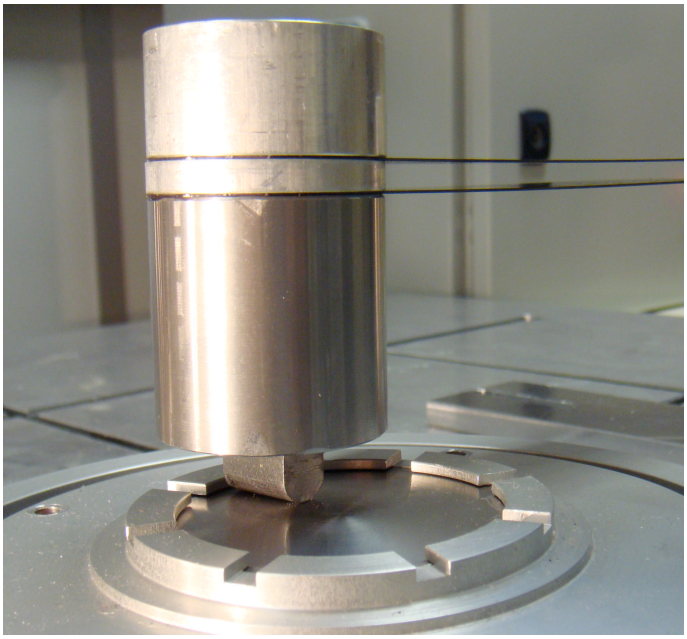


Figure II.1 : Pion à tête cylindrique.

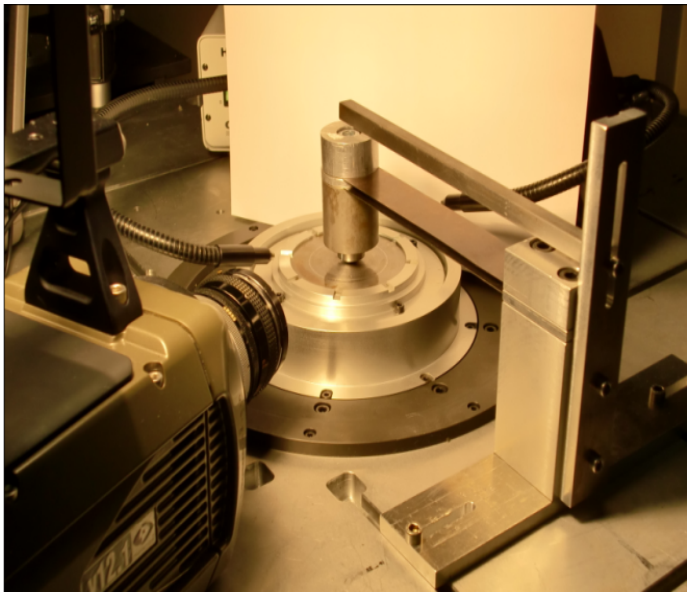


Figure II.2 : Bilame, maintien du disque et caméra rapide Phantom V7.1 (150000 images/s cadence maximale).

La réponse dynamique du pion est mesurée par un vibromètre laser Polytech OFV 505 qui fonctionne sur le principe de l'effet Doppler et de l'interférométrie optique. L'analyse des caractéristiques du rayon laser réfléchi par le solide mobile permet de mesurer simultanément son déplacement et sa vitesse de manière indépendante (figure II.3). Pour les plages de mesures sélectionnées, la résolution est de 0.15 µm pour le déplacement et de 0.015 µm/s pour la vitesse.

L'acquisition haute fréquence des données (100 kHz) permet également de mesurer la durée des impacts.

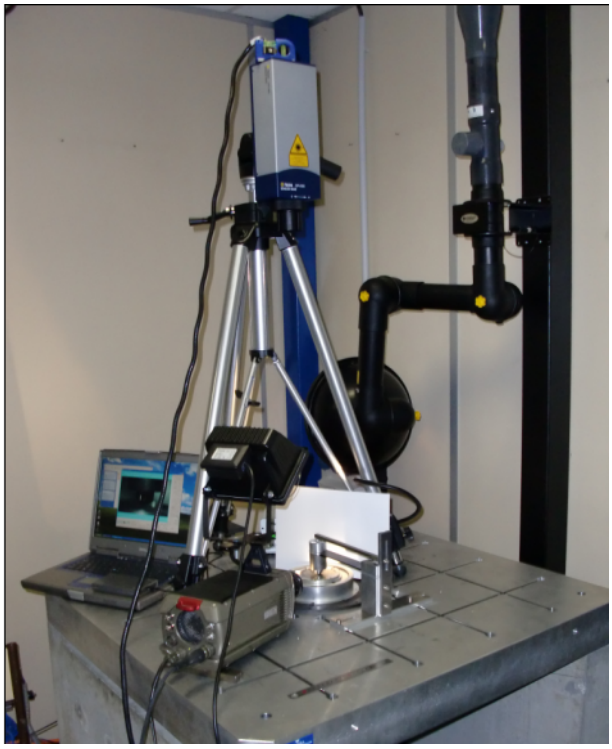


Figure II.3 : Banc LUG et dispositif expérimental.

II.1.2 Conditions expérimentales

Les conditions expérimentales choisies correspondent à celles des chocs entre les pignons du rapport de deuxième de la boîte de vitesses TL4 :

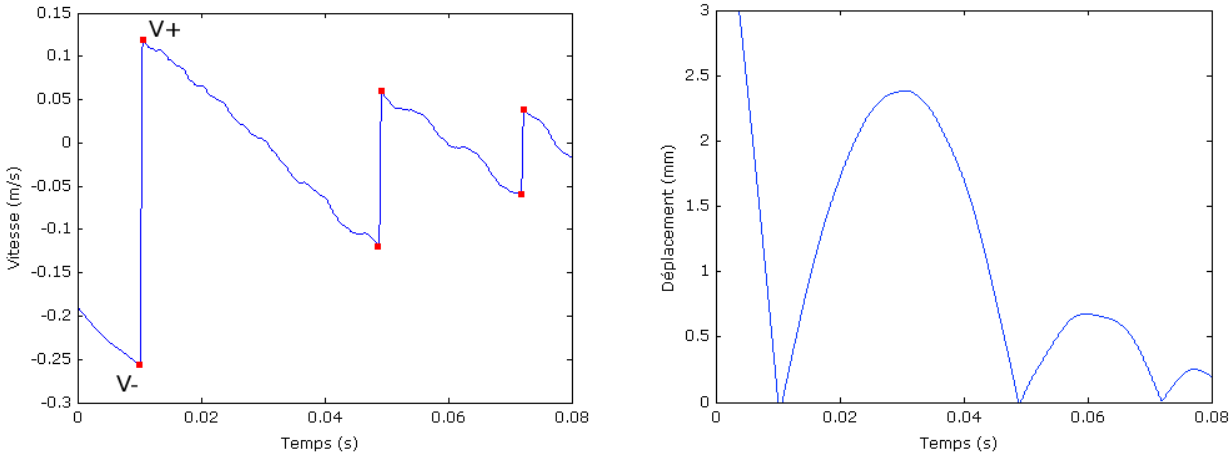
- La largeur du pion à tête cylindrique est égale à la largeur de dentures des pignons (l=15 mm).
- Le rayon du pion à tête cylindrique correspond au rayon équivalent du contact entre dents (R_{eq}=5 mm). Le rayon du pion à tête sphérique est identique.

- La masse du pion correspond à la masse équivalente associée à l'inertie du pignon fou du rapport de deuxième (450 g). Des masses ajoutées permettent également de mesurer l'effet de ce paramètre.
- La vitesse de rotation et le rayon du disque permettent d'obtenir une vitesse de glissement entre surfaces comprise entre 0 et 2.5 m/s. Cette plage de variation est similaire à celle observée entre les pignons lorsque le contact évolue entre le cercle de pied actif et le cercle de tête. Par contre, aucune vitesse de roulement n'a pu être introduite sur le banc LUG.
- Le contact est lubrifié par une huile spécifique de Renault de viscosité cinématique υ=125 mm^2/s à température ambiante et d'une masse volumique ρ= 880kg/m^3 (utilisée pour la lubrification la boîte de vitesses TL4).
- La hauteur initiale du pion à tête sphérique et la déformation initiale du bilame supportant le pion à tête cylindrique sont choisies pour obtenir des vitesses d'impacts couvrant la gamme des vitesses d'impact observées entre les pignons dans la boîte de vitesses (0 à 0.7 m/s).

II.1.3 Mesure du coefficient de restitution

La figure II.4 présente la vitesse et le déplacement du pion mésurés par vibrométrie laser. L'intégration d'un bilame dans notre dispositif génère un effort supplémentaire en raison de sa déformation élastique. De plus, sa réponse dynamique sous l'effet du choc perturbe la réponse du pion pendant la phase de "vol libre". Néanmoins, les caractéristiques du choc ne sont pas affectées et le coefficient de restitution est mesuré pour chaque impact à partir de la vitesse du pion juste avant et juste après le choc :

$$r = -\frac{V^+}{V^-} \qquad \text{(II.1)}$$



(a) (b)

Figure II.4 : Mesure de la vitesse (a) et du déplacement (b) du pion par vibrométrie laser.

II.1.4 Mesure de l'impulsion

L'impulsion est définie par la quantité de mouvement au cours du choc :

$$I = m(V^{+} - V^{-}) \qquad \text{(II.2)}$$

et d'après le paragraphe I.4.3

$$I = \int_{t_i}^{t_f} F\,dt \qquad \text{(II.3)}$$

I : Impulsion.

F : Effort transmis.

t_i : Instant au début du choc.

t_f : Instant à la fin du choc.

Si l'on suppose que l'évolution temporelle de l'effort au cours du choc correspond à un demi-sinus dont la période est égale à deux fois la durée du choc, le calcul de l'impulsion à partir de la masse impactant, la vitesse d'impact et le coefficient de restitution permet de déterminer indirectement le niveau maximum de l'effort transmis au cours du choc (tableau II.1).

$$|\Delta p| = m\left|V^{+} - V^{-}\right| = \int_{0}^{T/2} F_{\max} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) dt \qquad \text{(II.4)}$$

$$F_{\max} = \frac{\pi|\Delta p|}{T} = \frac{\pi|\Delta p|}{2(t_f - t_i)} \qquad \text{(II.5)}$$

Les essais réalisés ont permis de vérifier cette hypothèse, à partir de l'analyse d'un choc entre une bille (m= 38g, Φ=25.4 mm) en chute libre et un capteur de force précontraint. La figure II.5 présente l'évolution temporelle des efforts transmis et de la vitesse de la bille.

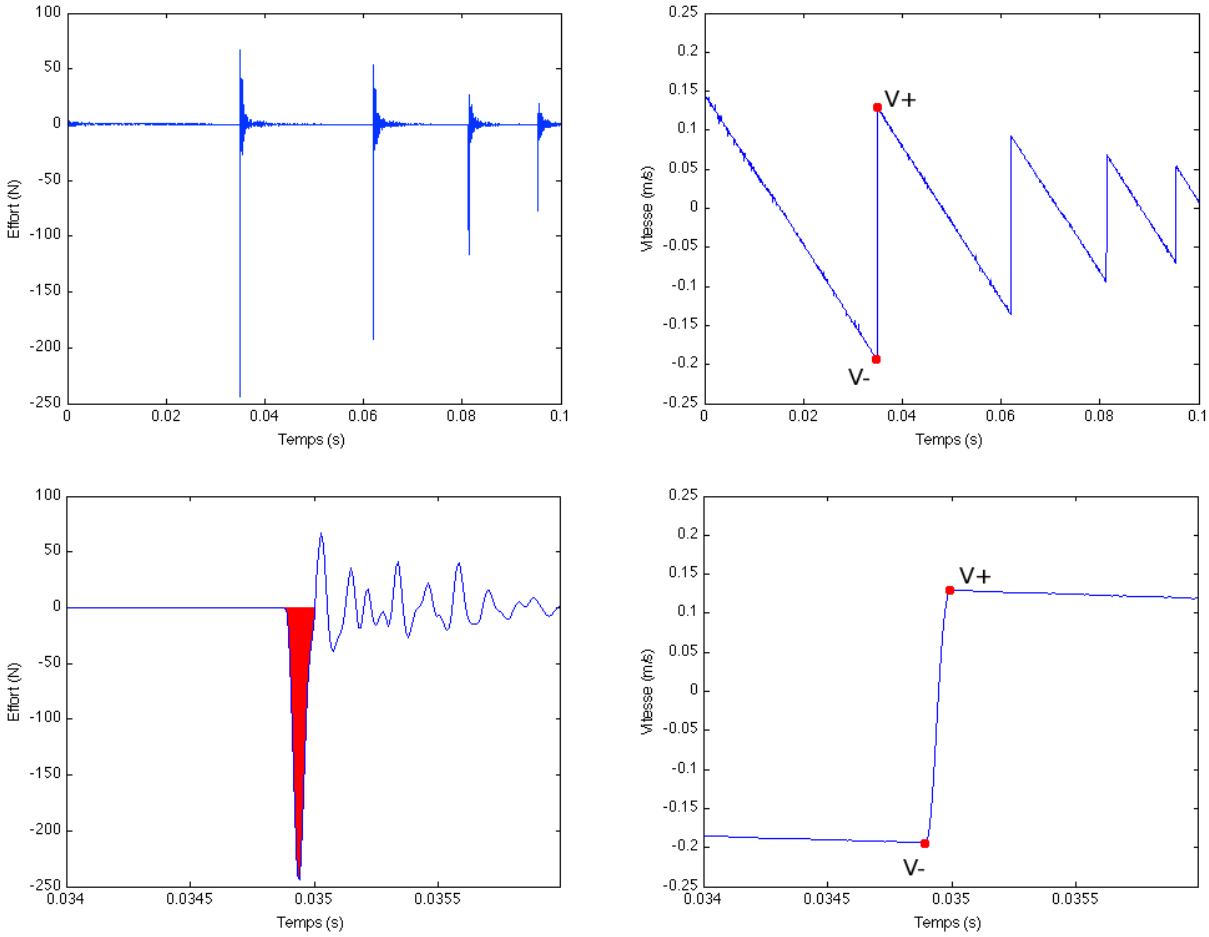


Figure II.5 : Evolution de l'effort transmis (a) et de la vitesse de la bille (b).

Echelle de temps longue et échelle de temps courte.

m=38 g, V^+=0.13 m/s, V^-=0.19 m/s, dt=0.8 ms	
F_{max} mesuré	245 N
F_{max} calculé	239 N

Tableau II.1 Comparaison entre l'effort maximal transmis mesuré et calculé.

La figure II.6 montre une très bonne concordance entre l'impulsion mesurée à partir de la durée du choc et du niveau maximum de l'effort transmis, et celle mesurée à partir de la masse impactant et la vitesse du pion avant et après le choc. Les mesures envisagées dans la

boîte de vitesses doivent donc permettre de déterminer indirectement le niveau des efforts transmis associés à chaque choc.

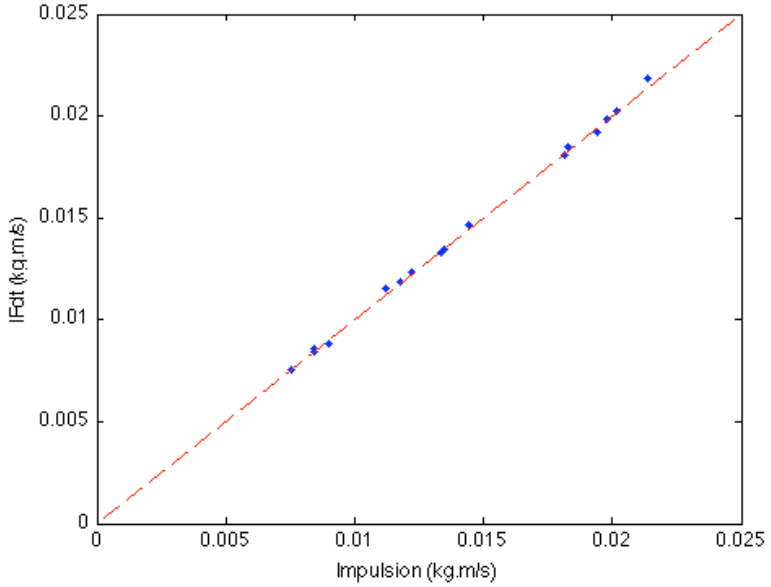


Figure II.6 : Impulsion calculée à partir de l'intégrale de l'effort transmis en fonction de l'impulsion calculée à partir du coefficient de restitution.

L'instrumentation envisagée pour la boîte de vitesses permet de mesurer la vitesse d'impact du pignon fou, le coefficient de restitution et la durée des impacts. Par contre, elle ne permet pas de mesurer directement les efforts transmis lors du choc.

II.1.5 Mesure de la durée des chocs

La durée du choc a été mesurée pour l'ensemble des chocs et pour chacun des essais réalisés.

La figure II.7 présente les densités de probabilité (PDF) de la durée du choc dans le cas d'un contact lubrifié ou non, pour un contact linéique et une vitesse de glissement nulle. Dans les deux cas, la distribution de la durée du choc présente une variation gaussienne. Par contre, la raideur du contact est plus faible lorsque le contact est lubrifié, car le film d'huile joue le rôle d'un système ressort-amortisseur en série avec la raideur de contact initiale. La durée moyenne du choc est alors un peu plus grande (0,37 ms au lieu de 0,31 ms). On observe également que, dans le cas d'un contact lubrifié, la durée du choc présente une dispersion plus grande que dans le cas d'un contact non lubrifié.

Par ailleurs, on observe que, lorsque les surfaces du disque et du pion sont en glissement relatif, la durée du choc est deux fois plus grande (0,75 ms), elle présente également une variation gaussienne. La figure II.8 présente la valeur moyenne et l'écart-type (E±σ) de la durée du choc. Elle montre que, cette durée n'est pas fonction de la vitesse de glissement.

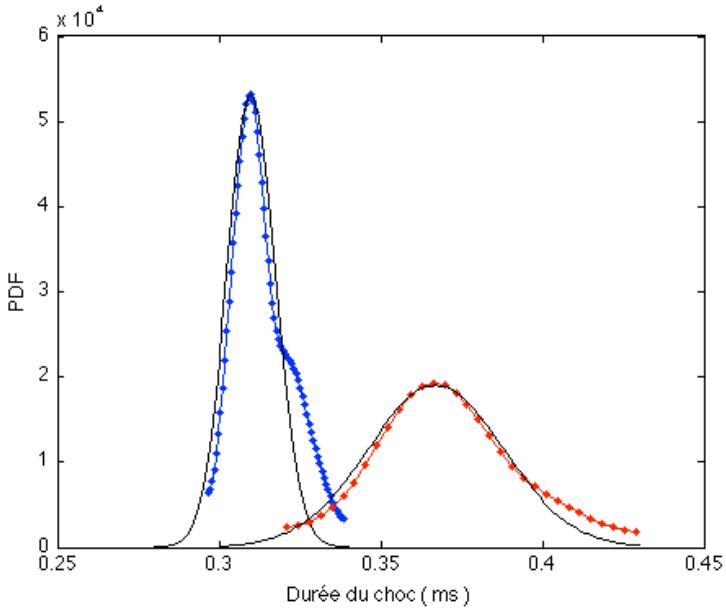


Figure II.7 : PDF de la durée du choc.

En bleu : Contact non lubrifié (E=0.31 ms et σ=0.0075 ms).

En rouge : Contact lubrifié (E=0.37 ms et σ=0.02 ms).

En noir : PDF des lois gaussiennes théoriques.

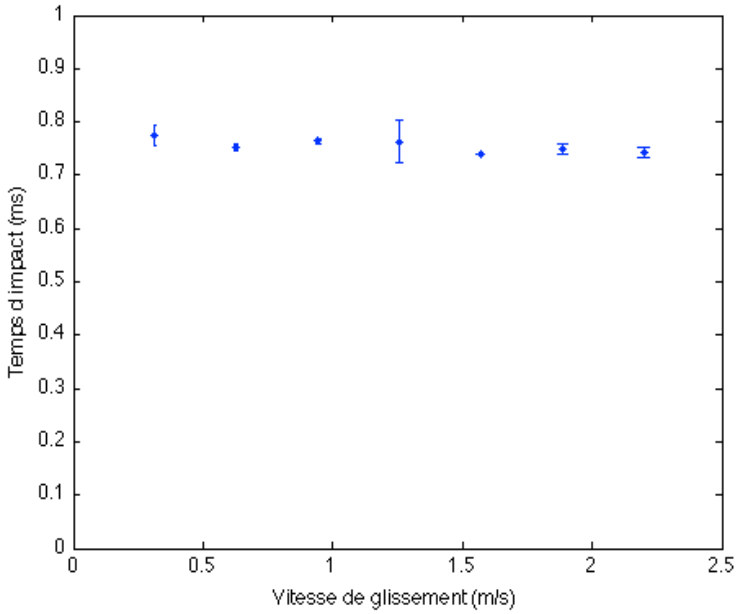


Figure II.8 : Durée d'impact en fonction de la vitesse de glissement.

Les durées d'impact mesurées sur le banc LUG permettent de valider l'hypothèse associée à la modélisation des chocs par un coefficient de restitution. En effet, elles sont très inférieures à la période d'excitation associée à l'acyclisme d'une boîte de vitesses.

II.1.6 Influence des paramètres sur le coefficient de restitution

D'après la théorie de Hertz, les aires de contact entre les pions et le disque, les pressions de contact ainsi que les écrasements peuvent être évalués à partir de l'effort normal maximum, en considérant un contact statique équivalent [Stachowiak 2001] (tableau II.2).

	Pion à tête sphérique	**Pion à tête cylindrique**
m	0.45 kg	0.45 kg
Durée d'impact	0.35 ms	0.35 ms
V-	0.1 m/s	0.1 m/s
r	0.87	0.75
Impulsion	0.084 kg.m/s	0.079 kg.m/s
Fmax	378 N	353 N
Aire de contact	0.3 mm^2	1.1 mm^2

Tableau II.2 : Valeurs des grandeurs d'un contact Hertzien.

Nous avons également vérifier que les pressions de contact restent inférieures à la limite élastique des matériaux. De même, les écrasements sont très supérieurs à la rugosité des surfaces (< 1 µm). Celle-ci n'a donc pas d'influence sur le coefficient de restitution.

La figure II.9 présente l'évolution du coefficient de restitution en fonction de la vitesse d'impact, pour un pion à tête sphérique ou cylindrique, et en présence ou non de lubrifiant, pour une vitesse de glissement nulle.

Dans le cas d'un pion à tête cylindrique, l'aire de contact est supérieure à celle obtenue dans le cas d'un pion à tête sphérique. La dissipation lors du choc est donc plus importante et le coefficient de restitution plus faible (0.75 contre 0.87 si l'on considère un contact lubrifié et une vitesse d'impact de 0.1 m/s). On observe également que le coefficient de restitution diminue linéairement avec la vitesse d'impact [Goldsmith 1960, Herbert 1977, Irimescu 2005]. On observe enfin que le coefficient de restitution est plus faible en présence de lubrifiant en raison de l'énergie dissipée par le film fluide présent à l'interface lors de l'impact.

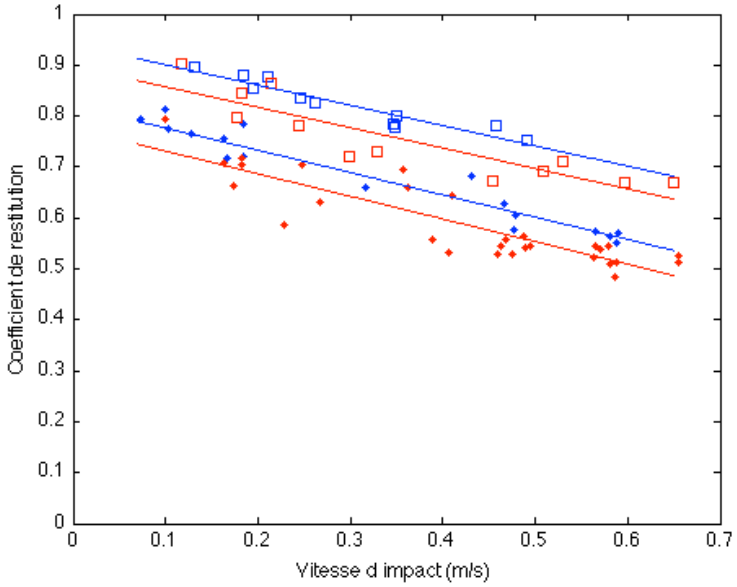


Figure II.9 : Coefficient de restitution en fonction de la vitesse d'impact.

Carré : pion à tête sphérique.

Point : pion à tête cylindrique.

En bleu : contact non lubrifié.

En rouge : contact lubrifié.

Les essais réalisés en présence de masses ajoutées ont permis de conclure que la masse du pion n'a pas d'influence sur le coefficient de restitution (voir figure II.10).

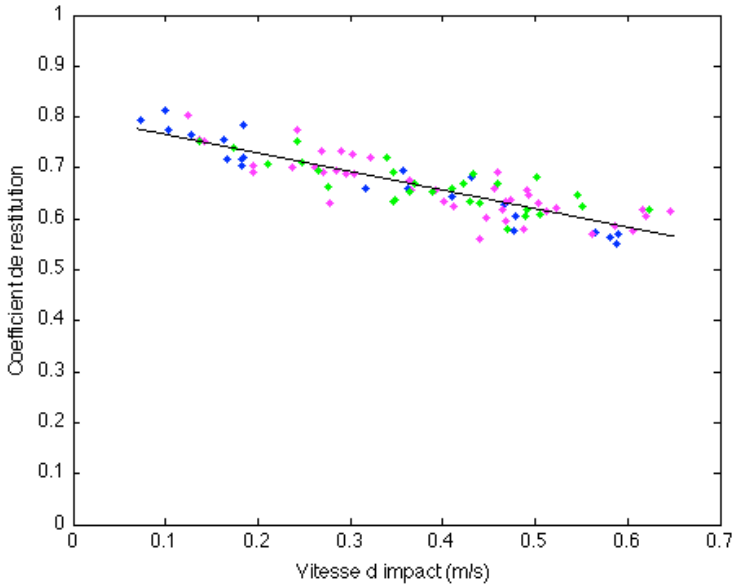


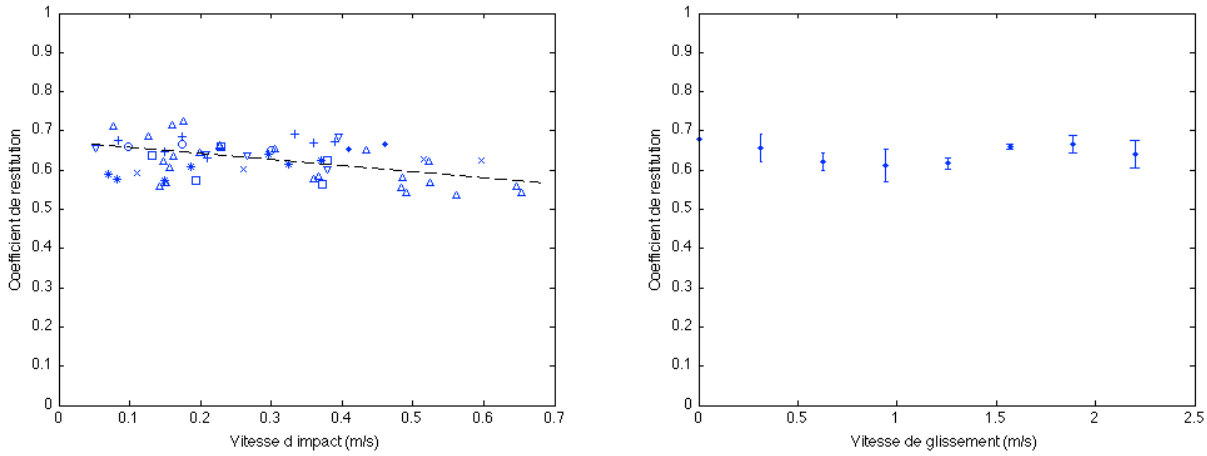
Figure II.10 : Coefficient de restitution en fonction de la vitesse d'impact (pion à tête cylindrique sans lubrifiant et vitesse de glissement nulle).

En bleu : m=440 g.

En violet : m=560 g.

En vert : m=620 g.

La figure II.11 permet d'analyser l'effet de la vitesse de glissement. On observe que celle-ci a une très faible influence sur le coefficient de restitution. La valeur moyenne de celui-ci reste proche de **0.65**. La dispersion du coefficient de restitution est néanmoins plus grande que pour les essais sans glissement.



(a) (b)

Figure II.11 : (a) Evolution du coefficient de restitution en fonction de la vitesse d'impact (pion à tête cylindrique et contact lubrifié).

Δ : Vitesse de glissement = 0 m/s.

o : Vitesse de glissement = 0,30 m/s.

* : Vitesse de glissement = 0,65 m/s.

□ : Vitesse de glissement = 0,95 m/s.

x : Vitesse de glissement = 1,25 m/s.

. : Vitesse de glissement = 1,60 m/s.

\+ : Vitesse de glissement = 1,90 m/s.

∇ : Vitesse de glissement = 2,20 m/s.

(b) Evolution du coefficient de restitution en fonction de la vitesse de glissement.

II.2 Campagne expérimentale sur une boîte de vitesses instrumentée

Outre les essais réalisés sur le banc LUG, nous avons effectué une large étude expérimentale sur une boîte de vitesses que nous avons modifiée et instrumentée. Cette boîte de vitesses a été implantée sur un banc spécifique de Renault.

II.2.1 Le banc d'acyclisme Renault (BACY)

Le banc d'acyclisme (BACY) de Renault est un banc permettant de caractériser le comportement dynamique des boîtes de vitesses et d'analyser les nuisances sonores associées au sirènement ou au graillonnement. Positionné dans une chambre semi-anéchoïque, ce banc reproduit la chaîne cinématique d'un véhicule (moteur, embrayage, boîte de vitesses, transmissions). Le moteur thermique est cependant remplacé par une génératrice électrique permettant de maîtriser le caractère multi-fréquentiel de la source excitatrice associé à l'acyclisme. Les transmissions sont reliées à deux machines délivrant le couple résistant s'appliquant sur les roues motrices d'une automobile (figure II.12).

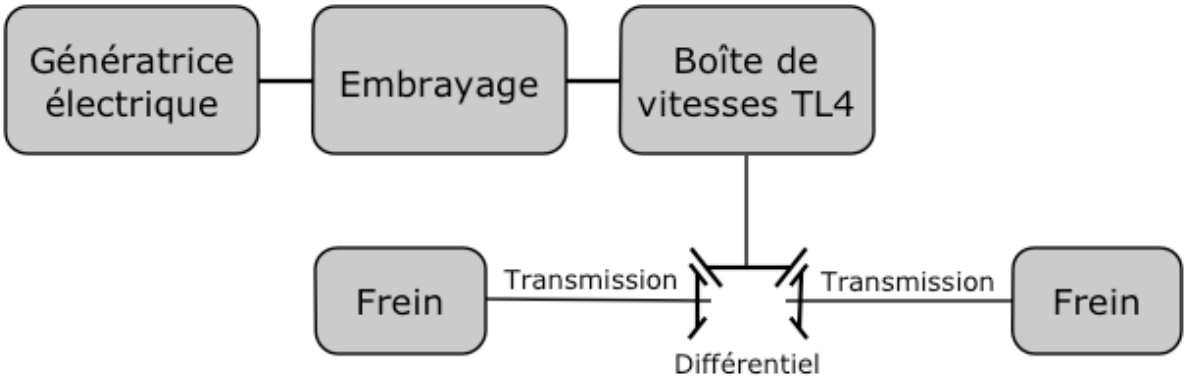


Figure II.12 : Architecture du BACY.

Il existe uniquement deux bancs dans le monde capables de reproduire ces conditions expérimentales.

Le BACY possède trois modes de fonctionnement. La génératrice peut :

- simuler un signal de vitesse mesuré en sortie d'un moteur en conditions de fonctionnement réel,
- simuler un acyclisme prédit à partir d'un modèle numérique prenant en compte les inerties de pistons, des lois de pression interne d'un moteur, etc.,

- reproduire une loi en vitesse imposée par l'utilisateur.

Dans notre étude, une loi en vitesse reproduisant un acyclisme purement harmonique est utilisée. L'amplitude et la fréquence de cet acyclisme sont des paramètres variables.

Une instrumentation spécifique de la boîte de vitesses permettant de mesurer les déplacements du pignon fou et du pignon menant ainsi que la réponse vibratoire du carter due aux chocs est nécessaire pour pouvoir valider et recaler les résultats obtenus avec le modèle numérique.

II.2.2 Instrumentation de la boîte de vitesses

La place disponible à l'intérieur de la boîte de vitesses TL4 (présentée sur la figure 2 de l'introduction) est faible. Les conditions de fonctionnement sont sévères. La présence d'huile dans le carter, les vitesses de rotation et les températures élevées (jusqu'à 80°C) rendent délicates l'instrumentation. Les capteurs internes doivent être conçus pour supporter les contraintes mécaniques générées par les mouvements de la chaîne cinématique et être étanches car, la mise en rotation des pignons baignant dans l'huile (barbotage) génère un brouillard de fines gouttelettes.

Néanmoins, il est nécessaire d'identifier, entre autres, le comportement dynamique propre du pignon fou. Son mouvement de rotation libre autour de son arbre porteur complique l'instrumentation, car elle empêche toute utilisation de collecteur tournant. De plus, l'instrumentation doit permettre de mesurer le déplacement relatif du pignon par rapport au pignon menant, sans modifier fondamentalement la géométrie et l'inertie. Le jeu entre denture, correspondant à la distance parcourue par le pignon fou entre les flancs actifs et rétros du pignon menant est de l'ordre de 0.1 mm. Enfin, la résolution du capteur doit être suffisante pour espérer obtenir une mesure qui est cohérente avec les phénomènes que nous voulons observer.

Le codeur optique à axe creux est le capteur le plus approprié pour répondre à toutes ces exigences. Les codeurs choisis sont des codeurs optiques incrémentaux (IH120 et IH950 GesGroup) dont le boîtier étanche en acier inoxydable permet de résister aux hautes températures, au barbotage et aux projections d'huile.

Etant donné le peu de place disponible, il est impossible d'instrumenter tous les rapports de la boîte de vitesses. La génératrice du banc BACY permet d'entraîner l'arbre primaire de la boîte de vitesses. Il est donc nécessaire d'étudier un rapport pour lequel le pignon fou est situé sur

l'arbre secondaire (rapport de première ou de deuxième). Pour des problèmes liés à l'encombrement des codeurs, nous avons choisi d'implanter les codeurs optiques sur les pignons du rapport de deuxième.

Pour cela, la boîte de vitesses est démontée et certaines pièces mécaniques sont retirées (autres pignons fous de la boîte de vitesses, synchroniseurs et crabots associés, fourchettes et arbre de marche arrière). Il est également nécessaire de modifier les lignes d'arbres et les pignons. La nouvelle conception doit permettre de faire varier l'inertie du pignon fou, et d'analyser le graillonnement du second rapport pour différentes conditions de fonctionnement (boîte de vitesses au point mort ou autre rapport engagé).

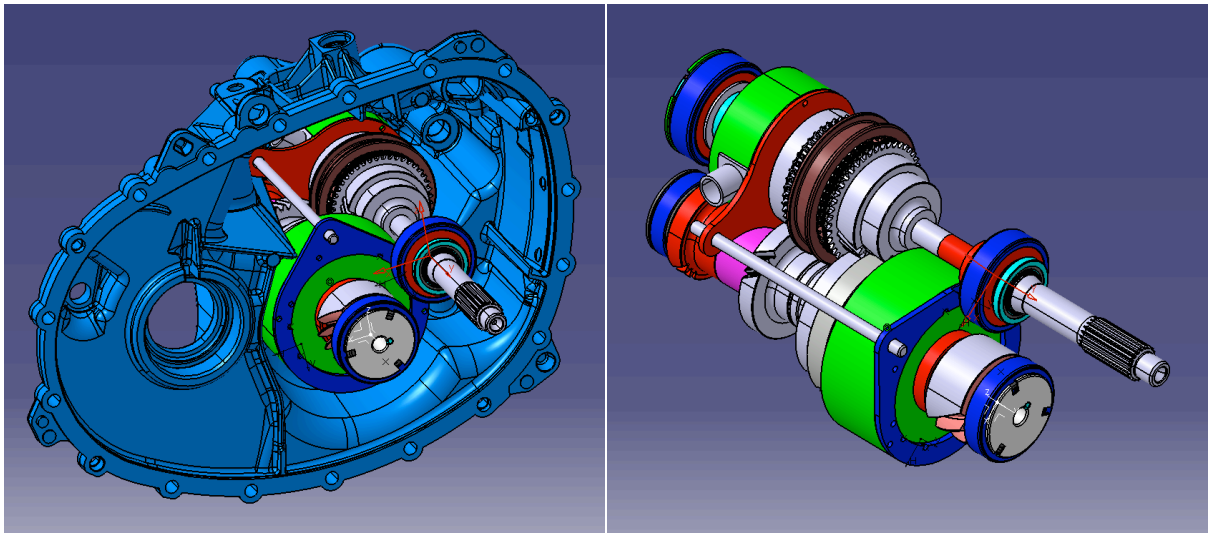
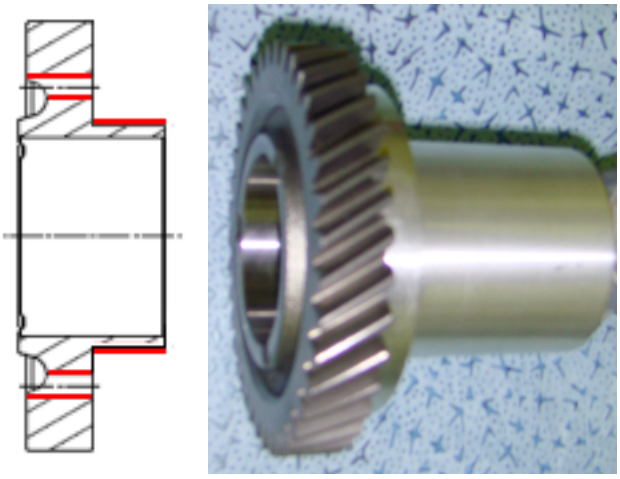


Figure II.13 : CAO de la boîte de vitesses TL4 instrumentée en codeurs optiques.

Le pignon fou du second rapport est usiné pour fixer une pièce support qui permet le montage du codeur optique (figure II.14). Le diamètre de l'alésage de cette pièce doit être suffisant pour le montage sur l'arbre secondaire. Son diamètre extérieur impose le choix d'un codeur de grandes dimensions qui génèrent des interférences géométriques avec l'arbre primaire. Ce dernier est donc usiné sur une faible longueur (figure II.15). Il est également nécessaire d'écrêter les dents du pignon fixe du rapport de première. La fabrication de pièces supports différentes les unes des autres permet de faire varier l'inertie de l'ensemble.

Une cale est usinée et positionnée entre le codeur optique et le roulement pour générer la précontrainte axiale définie par le bureau d'étude de Renault.



(a) (b)

Figure II.14 : (a) Plan du pignon fou usiné (traits rouges).

(b) Pignon fou avec la pièce support montée.

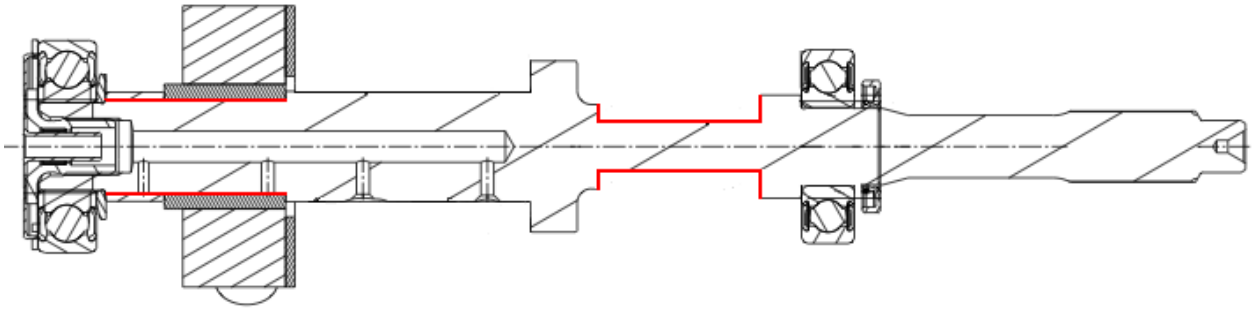


Figure II.15 : (a) Plan de l'arbre primaire usiné (traits rouges) avec le codeur optique.

Figure II.15 : (b) Arbre primaire avec le codeur optique monté.

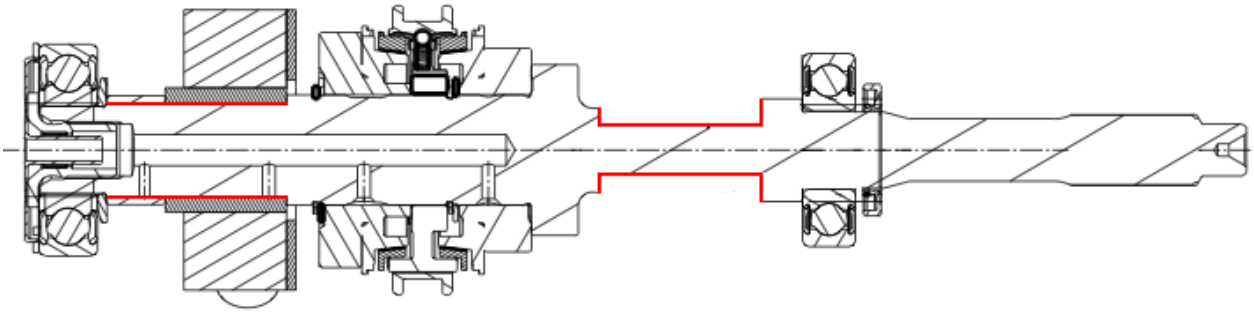


Figure II.15 : (c) Plan de l'arbre primaire usiné (traits rouges) avec les rapports de troisième et quatrième et du codeur optique.

Le codeur monté sur l'arbre primaire génère également des interférences géométriques avec l'arbre secondaire. Les dents du pignon fixe du rapport de cinquième sont également écrêtées.

La figure II.16 présente l'arbre secondaire et le pignon fou du rapport de deuxième instrumenté. L'ensemble des pignons fixes de l'arbre secondaire est conservé. La partie inférieure de ces pignons baignent dans l'huile et participent à la lubrification de la transmission par barbotage.

Etant donné le démontage du pignon fou du rapport de première et du système de crabotage, la position axiale du pignon fou n'est plus garantie. Une entretoise est donc usinée pour générer un arrêt en translation.

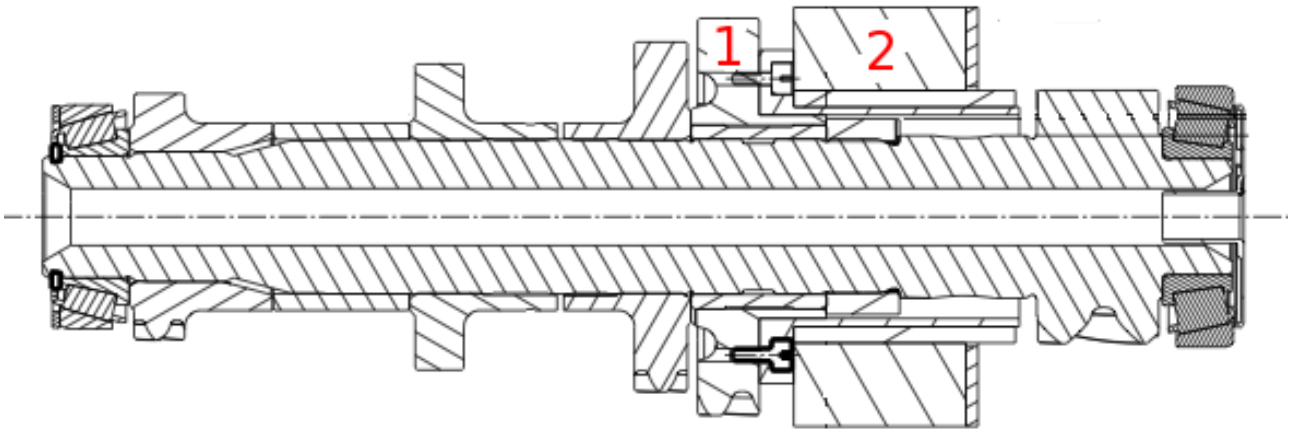


Figure II.16 : Plan de l'arbre secondaire avec le pignon fou instrumenté.

1 : Pignon fou

2 : Codeur optique

Les codeurs optiques sont arrêtés en translation par trois vis pointeaux intégrées aux codeurs qui prennent appui sur l'arbre primaire ou sur la pièce support. Les boîtiers extérieurs des codeurs sont arrêtés en rotation par un ensemble de pièces mécaniques (voir figure II.17).

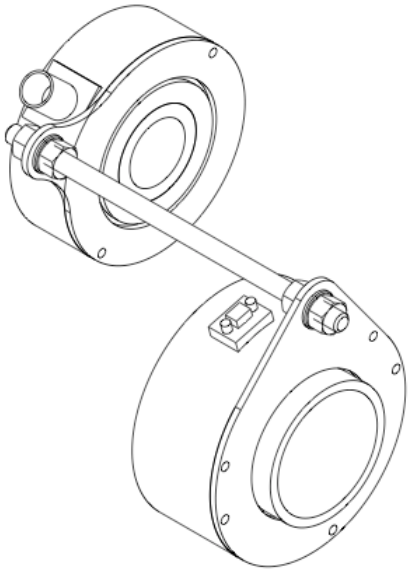


Figure II.17 : Plan des codeurs reliés entre eux par une tige maintenue par 2 plaques.

La figure II.18 présente les deux lignes d'arbres montées sur le carter embrayage de la boîte de vitesses. Dans une première configuration, seul le pignon fou du rapport de deuxième est conservé. Dans une seconde configuration, les pignons fous des rapports de troisième et quatrième et le système de crabotage sont ajoutés, afin d'engager le rapport de troisième ou le rapport de quatrième.

(a) (b)

Figure II.18 : (a) Boîte instrumentée avec uniquement le pignon fou de seconde.
(b) Boîte instrumentée avec les rapports de troisième et quatrième.

Une mesure de la température en interne de la boîte de vitesses est réalisée à l'aide d'une sonde. Un capteur à effet hall est utilisé pour mesurer et vérifier le signal de vitesses en sortie de la génératrice. La réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses est mesurée par des accéléromètres piezoélectriques mono-axe placés en 5 points définis par Renault. En effet, le critère retenu par Renault pour caractériser le graillonnement d'une boîte de vitesses est d'effectuer la moyenne de la réponse vibratoire du carter de boîte sur ses 5 faces (valeur efficace de l'accélération normale), pour différents régimes du moteur, et pour un acyclisme dont l'amplitude varie linéairement au cours du temps. Enfin, un microphone est positionné près de la boîte de vitesses pour mesurer le bruit de graillonnement généré.

La figure II.19 présente la boîte de vitesses TL4 montée sur le Banc d'Acyclisme.

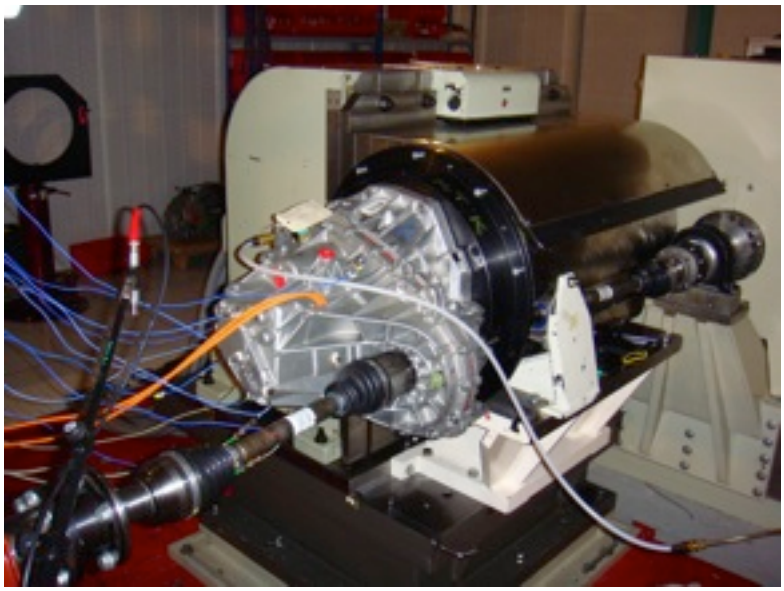


Figure II.19 : Boîte de vitesses TL4 instrumentée montée sur le BACY.

Finalement, les modifications apportées à la boîte de vitesses et l'instrumentation permettent de mesurer :

- les vitesses angulaires des pignons fou et menant du rapport de deuxième, soit au point mort sans autres pignons fous, soit alors que le rapport de quatrième est engagé et en présence du pignon fou de troisième, soit alors que le rapport de troisième est engagé et en présence du pignon fou de quatrième,
- le coefficient de restitution lors des chocs en interne de la boîte de vitesses déduit des vitesses relatives entre le pignon fou et le pignon menant,
- le couple de traînée s'exerçant sur le pignon fou du rapport de deuxième sous différentes conditions de fonctionnement.

Chaque configuration nécessite un démontage et remontage de la boîte de vitesses, sans nouvel usinage des pièces mécaniques.

II.2.3 Mesure du coefficient de restitution dans la boîte de vitesses

Les codeurs possèdent 2048 tops par tour et la fréquence d'acquisition maximale de la chaîne de mesure associée est de 50 kHz. Le «signal Top» des codeurs ne peut donc être théoriquement obtenu que pour des régimes inférieurs à 1500 Tr/min, ce qui ne permet pas de couvrir la plage de vitesses de fonctionnement standard d'une boîte de vitesses. Néanmoins, le

paramètre adimensionné Λ introduit dans le chapitre I montre qu'une alternative équivalente pour augmenter le niveau d'excitation en entrée de boîte de vitesses consiste à faire varier le niveau d'acyclisme plutôt que le régime de fonctionnement.

L'acyclisme généré par le banc BACY correspond à une fluctuation de vitesse du pignon menant, alors que la source excitatrice du modèle numérique présenté dans le chapitre I correspond à une fluctuation du déplacement du pignon menant selon la ligne d'action. L'équivalence entre l'acyclisme en vitesse et l'acyclisme en déplacement s'écrit de la manière suivante :

$$H = \frac{R_b A}{\omega} \qquad \text{(II.6)}$$

H : Amplitude de l'acyclisme en déplacement (m).

A : Amplitude de l'acyclisme en vitesse (Tr/min).

R_b : Rayon de base du pignon menant (m).

ω : Pulsation d'excitation (Tr/min).

Les mesures des coefficients de restitution sont effectuées pour une configuration de boîte de vitesses au point mort (aucun rapport de boîte n'est engagé). Deux régimes de fonctionnement ont été retenus. L'un correspond à une vitesse de rotation moyenne Ω=750 Tr/min et l'autre à une vitesse de rotation moyenne Ω=1000 Tr/min. Dans le premier cas, 4 amplitudes d'acyclisme ont été étudiées (A=50 Tr/min, 75 Tr/min, 100 Tr/min et 125 Tr/min). Pour le second cas, seul un essai pour une amplitude d'acyclisme A=50 Tr/min est analysé.

La fréquence de l'excitation ω correspond à l'harmonique H_2 de la fréquence de rotation de l'arbre moteur Ω. Elle est donc proportionnelle au régime de fonctionnement. La loi de vitesse en sortie du moteur de la génératrice du BACY est la suivante :

$$\Omega(t) = \Omega + A\sin(\omega t) \quad , \quad \omega = 2\Omega\frac{2\pi}{60} \qquad \text{(II.7)}$$

La mesure synchrone des vitesses angulaires du pignon menant et du pignon fou du rapport de deuxième, à l'aide des codeurs optiques, permet de déterminer la vitesse relative entre ces pignons. La vitesse relative correspond à la différence entre la vitesse angulaire du pignon menant et la vitesse angulaire du pignon fou rapportée à celle du pignon menant.

Pour chaque essai, la durée d'acquisition 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 (figure II.20 a et b). On vérifie a postériori la validité des pics retenus.

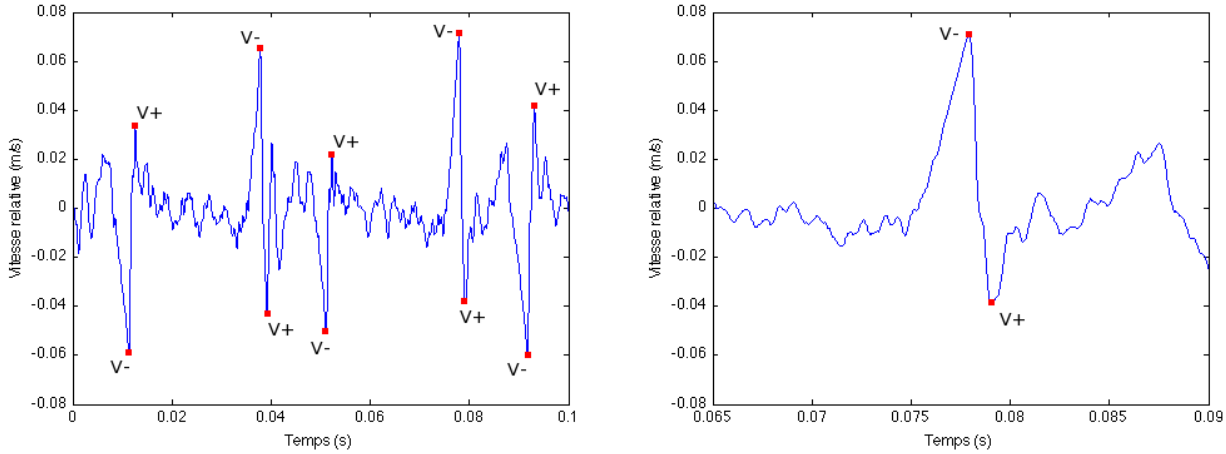
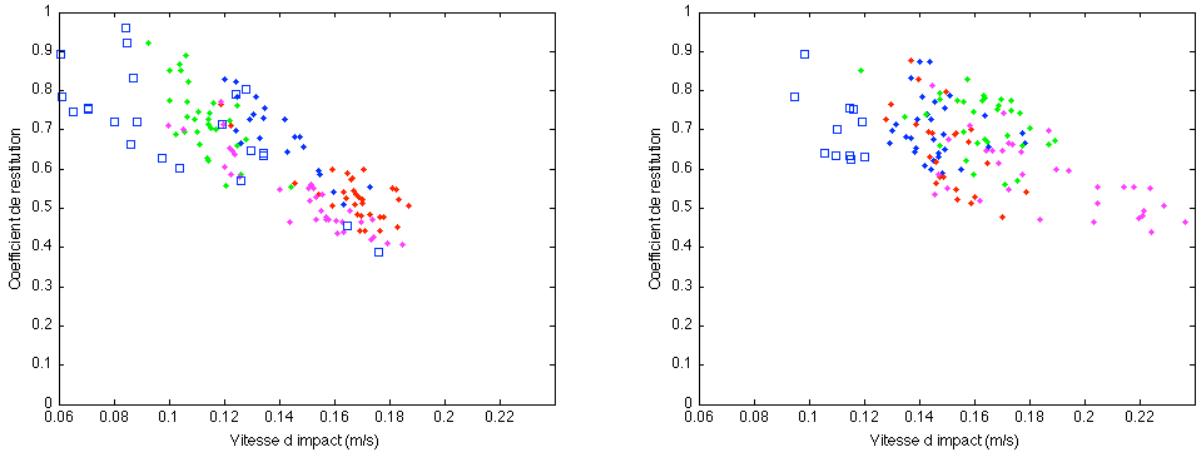


Figure II.20 : Vitesse relative entre le pignon fou et le pignon menant.

Echelle de temps de 0.1 s (a) et échelle de temps de 0.025 s (b).

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. Les valeurs moyennes du coefficient de restitution sont respectivement égales à **0.64** et **0.66** (figure II.21 a et b), c'est-à-dire similaires à celle mesurée sur le banc LUG. Cependant, on observe une assez grande dispersion des résultats. Ceci pourrait provenir du fait que la longueur de contact potentielle entre denture fluctue. En effet, le nombre de dents en prise théorique pour un engrenage à denture hélicoïdale, qui dépend des positions angulaires, varie entre 2 et 3.

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. Comme pour les mesures effectuées sur le banc LUG, on observe que le coefficient de restitution diminue lorsque la vitesse d'impact augmente. La variation observée est plus forte.



(a) (b)

Figure II.21 : Coefficient de restitution en fonction de la vitesse d'impact

(a) Chocs entre flancs actifs.

(b) Chocs entre flancs rétros.

Point bleu : ω=750 Tr/min et A=50 Tr/min.

Point rouge : ω=750 Tr/min et A=75 Tr/min.

Point vert : ω=750 Tr/min et A=100 Tr/min.

Point magenta : ω=750 Tr/min et A=125 Tr/min.

Carré bleu : ω=1000 Tr/min et A=50 Tr/min.

La durée d'impact pour chaque choc est également mesurée. La figure II.22 présente la densité de probabilité de la durée des chocs (chocs entre flancs actifs et chocs entre flancs rétros inclus). La valeur moyenne de la durée du choc est égale à 1.2 ms. Elle est légèrement supérieure à la valeur obtenue sur le banc LUG (0.75 ms dans le cas d'une vitesse de glissement imposée entre le pion et le disque), mais elle reste faible devant la période de la source excitatrice.

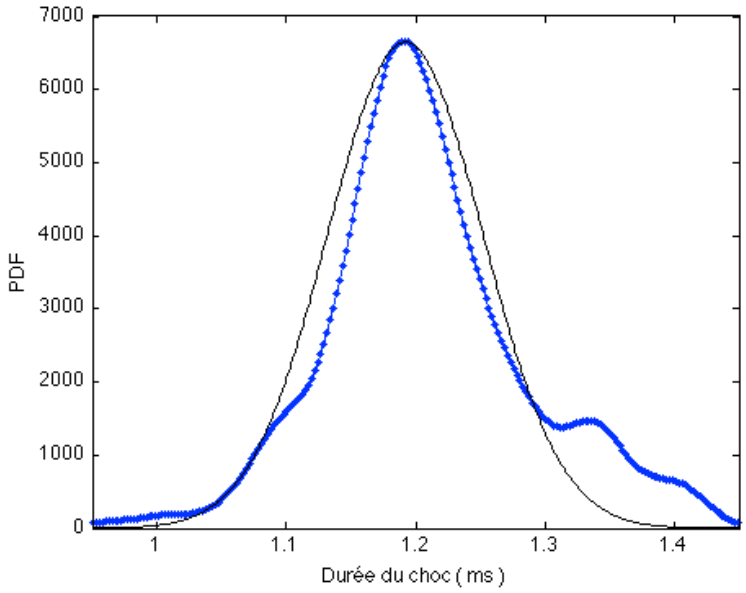


Figure II.22 : PDF de la durée du choc (E=1.2 ms et σ=0.06 ms) déduite de la mesure (en bleu) et obtenue à partir d'une loi gaussienne théorique (en noir).

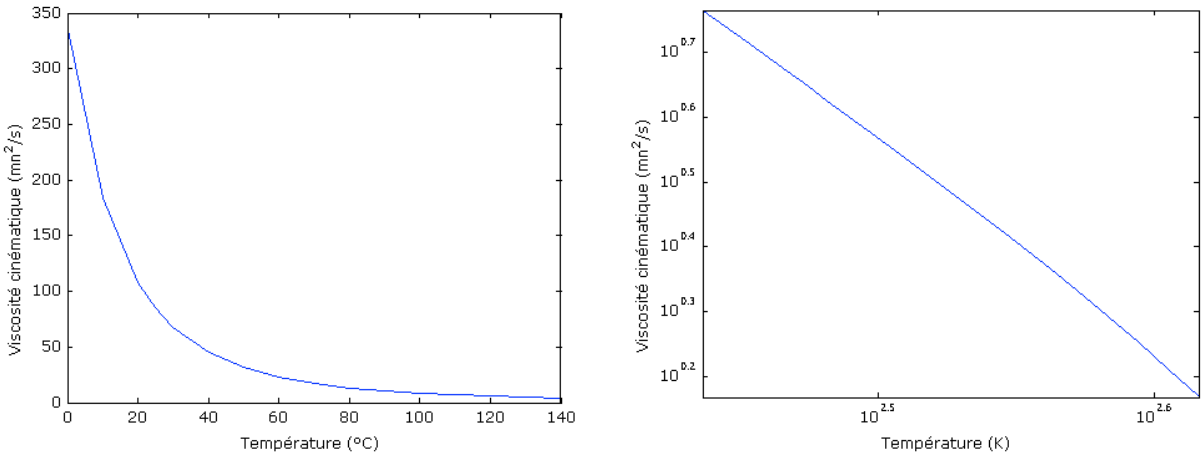
II.2.4 Mesure du couple de traînée

Des essais ont été réalisés afin de mesurer les contributions au couple de traînée qui s'exerce sur le pignon fou du rapport de deuxième induites par:

- le barbotage du pignon fou dans l'huile,
- le couple engendré par le palier lisse sous le pignon fou.

Ces essais s'appuient sur l'analyse de la réponse libre amortie des parties mobiles de la boîte de vitesses. L'embrayage positionné entre la génératrice électrique et la boîte de vitesses permet d'accoupler le moteur à l'arbre primaire. Lorsque l'on débraye, l'arbre primaire décélère jusqu'à son arrêt. La décroissance des vitesses mesurées à l'aide des codeurs optiques permet d'identifier un couple de traînée global dont les contributions dépendent de la configuration retenue.

Le couple de traînée dépend de la température de fonctionnement de la boîte de vitesses. Les figures II.23 (a) et (b) représentent l'évolution de la viscosité cinématique de l'huile utilisée pour lubrifier la boîte de vitesses en fonction de la température (données expérimentales de Renault S.A.).



(a) (b)

Figure II.23 : Viscosité cinématique de l'huile en fonction de la température.

(a) μ = f (T)

(b) log (log (μ)) =f (log(T))

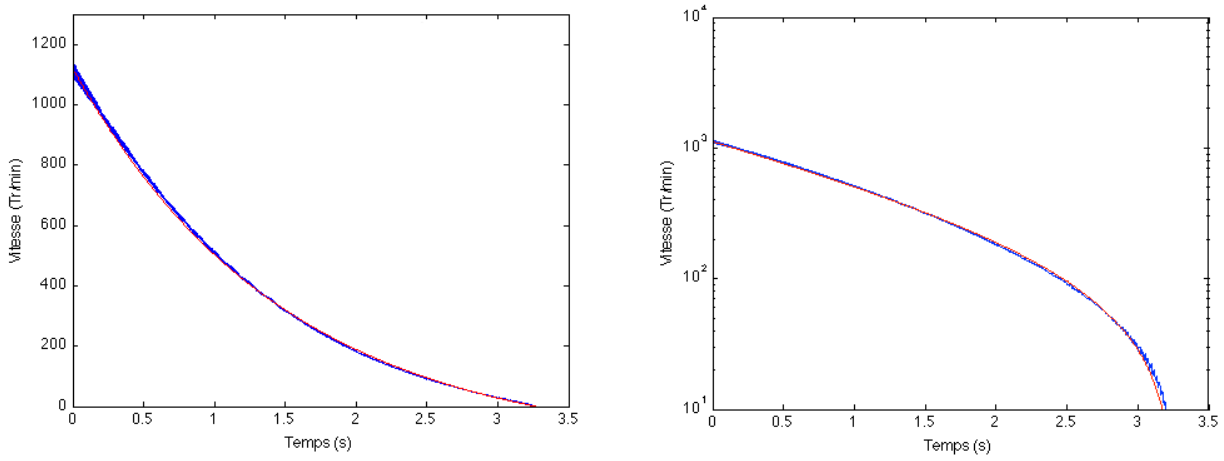
Trois configurations différentes sont nécessaires pour évaluer le couple de traînée qui s'applique sur le pignon fou du rapport de deuxième :

- 1ère configuration : la boîte est vidangée et contient uniquement l'arbre primaire,
- 2ème configuration : le pignon fou est intégré sur l'arbre secondaire immobile sans barbotage,
- 3ème configuration : la boîte est lubrifiée par barbotage (seule la moitié de l'arbre secondaire est immergée au repos).

La 1ère configuration permet de mesurer le couple de traînée 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 (voir figure II.24), de type :

$$\dot{\theta} = a + be^{dt} \qquad \text{(II.8)}$$

Les paramètres *a*, *b* et *d* sont obtenus à partir d'un algorithme d'optimisation basée sur la méthode «Trust-Simplex». Cette méthode permet d'obtenir le minimum global d'une fonction. Dans notre cas, le critère d'optimisation utilisé est la norme de la différence entre la courbe expérimentale et la courbe maitresse définie par l'équation II.8.



(a) (b)

Figure II.24 : Décélération de l'arbre primaire (configuration 1, T=50°C).

Echelle linéaire (a) et échelle logarithmique (b).

En bleu : Mesure obtenue par le codeur optique.

En rouge : Recalage de la mesure par optimisation de l'équation II.8.

Le paramètre *a* est dû au couple résistant lorsque l'arbre primaire est au repos. La décroissance exponentielle correspond à un couple de traînée proportionnel à la vitesse de rotation qui s'écrit de la manière suivante :

$$C_1 = c_{v_1}\dot{\theta} \qquad \text{(II.9)}$$

Avec

$$c_{v_1} = I_1 . d \qquad \text{(II.10)}$$

I_1 : Inertie de l'arbre primaire

Ces résultats confirment les observations de Harris [Harris 2001] qui a proposé une formulation empirique pour évaluer les couples générés par les frottements dans les roulements [Eschmann 1985]. Une contribution dépend de la charge appliquée et une autre dépend de la vitesse de fonctionnement.

Dans la 2ème configuration, la vitesse initiale de l'arbre primaire est de 3000 Tr/min. Sa décélération se mesure par le codeur optique positionné sur le pignon fou. La dissipation dans le palier lisse du pignon fou engendre un couple de traînée supplémentaire. Le couple de traînée global dans cette configuration est égal à :

$$C_{tot} = C_1 + C_2 \qquad \text{(II.11)}$$

Le couple de traînée supplémentaire est déduit du couple mesuré et du couple de traînée C_1 identifié préalablement. On observe également une loi exponentielle de type :

$$C_2 = c_{v_2}\dot{\theta} \qquad \text{(II.12)}$$

la contribution visqueuse c_{v2} est associée à la dissipation dans le palier lisse du pignon fou et est obtenue par optimisation, comme pour la configuration précédente.

La figure II.25 présente la décélération de l'arbre primaire et la réponse obtenue par optimisation pour une température interne de la boîte de vitesses égale à 50°C.

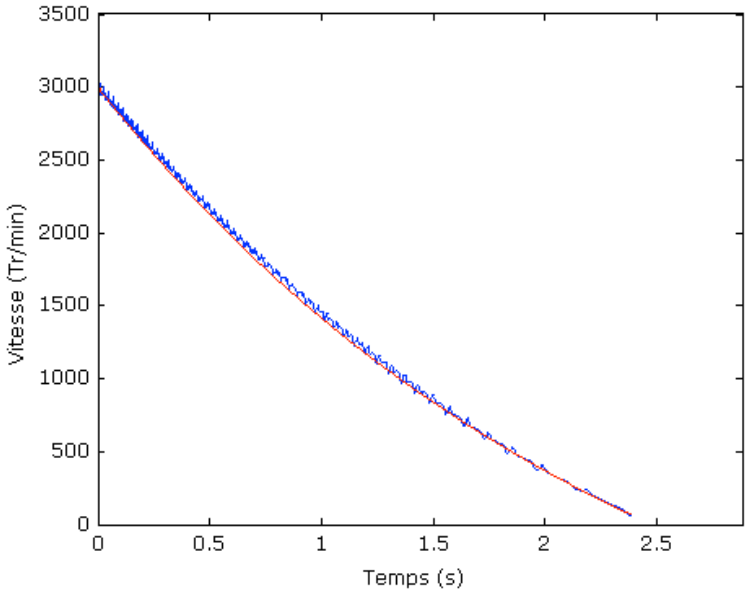


Figure II.25 : Décélération de l'arbre primaire (configuration 2, T=50°C).

En bleu : Mesure obtenue par le codeur optique.

En rouge : Recalage de la mesure par optimisation de l'équation II.11.

Le tableau II.3 présente les valeurs des contributions visqueuses mesurées dans les configurations 1 et 2.

	Configuration 1	**Configuration 2**
c_v (N.ms)	0,185	0,072

Tableau II.3 : Contributions visqueuses issues de la mesure.

La 3ème configuration permet de déterminer le couple induit par le barbotage au niveau du pignon fou. En effet, le volume d'huile introduit, conduit à une immersion de toute la partie inférieure de l'arbre secondaire, mais du fait qu'aucun rapport n'est engagé, les pignons fixes

situés sur l'arbre secondaire ne tournent pas. Seul le pignon fou est entraîné par son pignon complémentaire. La figure II.26 présente la décélération de l'arbre primaire pour différentes températures internes de la boîte de vitesses. La décélération de l'arbre primaire est d'autant plus rapide que la température diminue, car la viscosité de l'huile et le couple de traînée induit par le barbotage augmentent.

Le couple de traînée global de cette configuration s'écrit :

$$C_{tot'} = C_1 + C_2 + C_3 \qquad \text{(II.13)}$$

On observe que le couple de traînée induit par le barbotage est une fonction puissance de la vitesse de rotation :

$$C_3 = K\dot{\theta}^{\beta} \qquad \text{(II.14)}$$

Pour chaque température, les paramètres K et β sont identifiés par optimisation, à partir de la différence entre le couple de traînée global et les couples de traînée identifiés préalablement.

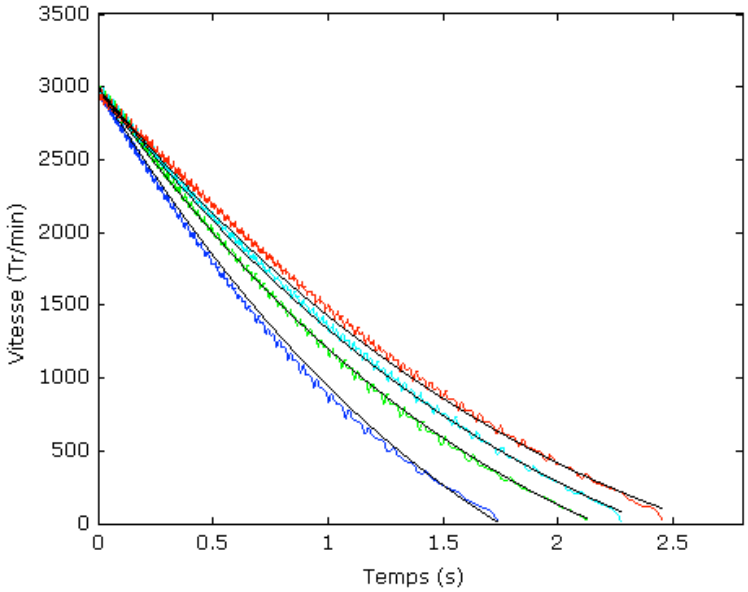


Figure II.26 : Décélérations de l'arbre primaire (configuration 3).

En bleu : T=30°C.

En vert : T=40°C.

En cyan : T=50°C.

En rouge : T=55°C.

En noir : Recalage de la mesure par optimisation de l'équation II.13.

Différents travaux consacrés aux pertes de puissances dans les engrenages permettent de modéliser les contributions aux couples de traînée s'exerçant sur le pignon fou. Le couple de traînée 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 :

$$C_2 = 2\pi\eta \frac{L}{j_s} R^3 \Delta\omega \qquad \text{(II.15)}$$

L : Longueur du palier (m)

η : Viscosité dynamique de l'huile (Pa.s)

R : Rayon de l'arbre (m)

Δω : Différentiel de vitesses entre le pignon et l'arbre (rad/s)

j_s : Jeu radial du palier (m)

De nombreux auteurs se sont intéressés au couple de traînée induit par les interactions des engrenages partiellement immergés dans le fluide environnant. Pour la boîte de vitesses étudiée, les dissipations aérodynamiques [Changenet 2006] associées aux mouvements des pignons ne sont pas prises en compte, car la vitesse de rotation des solides mobiles est modérée. Le point d'engrènement n'est pas immergé et la charge transmise est nulle : les pertes de puissance générées par le contact entre dentures sont également négligées. Seetharaman [Seetharaman 2009] a développé une analyse physique à partir de la mécanique des fluides pour évaluer les pertes de puissance associées au barbotage. La perte de puissance due à la traînée sur la périphérie des roues dentées et la perte de puissance qui se produit lors du remplissage de la cavité entre les dents adjacentes sont négligeables par rapport à la perte de puissance due à la traînée sur les faces latérales des roues dentées. Pour les roues demi-immergées considérées, le couple de traînée correspondant s'écrit :

$$C_3 = 0.0256\pi D^4 \rho \sqrt{\eta \dot{\theta}^3} \qquad \text{(II.16)}$$

Changenet [Changenet 2006] propose une formulation empirique basée sur un grand nombre d'expériences conduites avec des conditions de fonctionnement et des engrenages variés :

$$C_3 = \frac{1}{2} Sh^3 \rho \dot{\theta}^2 C_r \qquad \text{(II.17)}$$

avec

$$C_r = 1.366 \left(\frac{h}{D}\right)^{0.45} \left(\frac{V}{D^3}\right)^{0.1} Fr^{-0.6} \operatorname{Re}^{-0.21} \qquad \text{(II.18)}$$

Fr et *Re* sont respectivement le nombre de Froude et le nombre de Reynolds. La longueur caractéristique du nombre de Reynolds est la largeur de denture alors que la longueur caractéristique du nombre de Foudre est le rayon du pignon baignant dans l'huile :

$$\mathrm{Re} = b\frac{\rho D\dot{\theta}}{2\eta} \qquad Fr = \frac{D\dot{\theta}^2}{2g} \qquad \text{(II.19)}$$

S : Surface immergée (m^2)

h : Hauteur immergée (m)

D : Diamètre du pignon baignant dans l'huile (m)

ρ : Masse volumique de l'huile (kg/m^3)

η : Viscosité dynamique de l'huile (Pa.s)

$\dot{\theta}$: Vitesse de rotation (rad/s)

b : Largeur de la dent (m)

V : Volume d'huile (m^3)

g : 9.81 m/s^2

Les effets de la vitesse de rotation prédits par l'équation II.15 contredisent les résultats expérimentaux obtenus pour le couple de traînée induit par le barbotage. En effet, en raison des pièces mécaniques adjacentes, les conditions limites induites par l'environnement proche du pignon fou du rapport de deuxième sont très différentes de celles d'un pignon seul dans un volume d'huile. Par contre, l'équation II.16 est cohérente avec les résultats expérimentaux.

Le tableau II.4 permet de comparer les paramètres identifiés par optimisation des courbes maitresses issues des équations II.12 et II.14 avec les valeurs issues des modèles proposés dans la littérature correspondant aux équations II.15 et II.17.

c_{v2} (N.ms) (Eq.4)	T = 30°C	T = 40°C	T = 50°C	T = 55°C
Modèle	0,150	0,110	0,070	0,060
Mesure	0,148	0,113	0,072	0,063
Erreur	1,33 %	2,73 %	2,86 %	4,17 %

10^3 K (Eq.6)	T = 30°C	T = 40°C	T = 50°C	T = 55°C
Modèle	6,15	5,73	5,25	5,03
Mesure	5,97	5,67	5,20	4,92
Erreur	2,95 %	0,94 %	0,94 %	2,19 %

β (Eq.6)	T = 30°C	T = 40°C	T = 50°C	T = 55°C
Modèle	0,590	0,590	0,590	0,590
Mesure	0,591	0,589	0,591	0,592
Erreur	0,17 %	0,17 %	0,17 %	0,34 %

Tableaux II.4 : Comparaison des paramètres issus des mesures (équations II.12 et II.14) et de ceux issus des modèles (équations II.15 et II.17).

De même, les figures II.27 et II.28 comparent les évolutions du couple de traînée induit par la dissipation du palier et par le barbotage avec le régime de fonctionnement, pour différentes températures. Ces figures confirment le caractère prédictif des modèles proposés dans la littérature, puisque les évolutions obtenues sont très proches de celles déduites à partir des mesures expérimentales des paramètres.

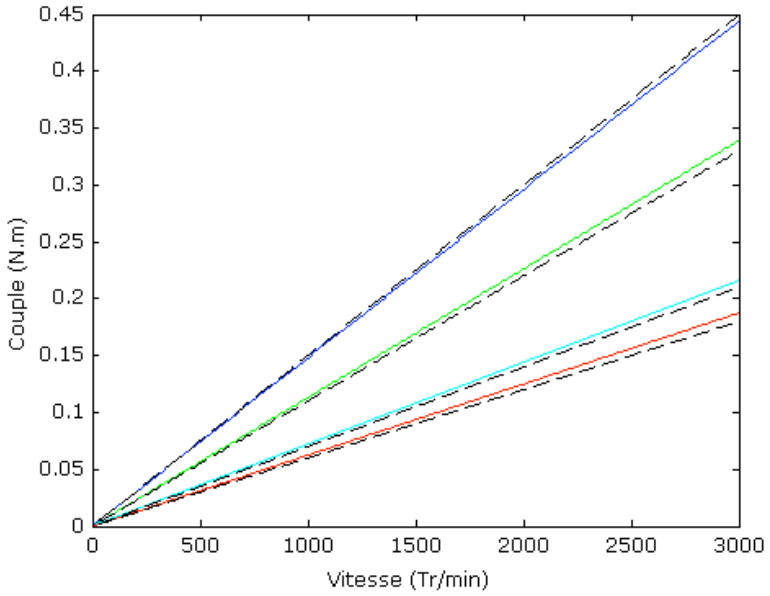


Figure II.27 : Couple de traînée dû au palier lisse en fonction de la vitesse de rotation.

En bleu : T = 30°C.

En vert : T = 40°C.

En cyan : T = 50°C.

En rouge : T = 55°C.

En pointillé noir : Estimation à partir de l'équation II.15.

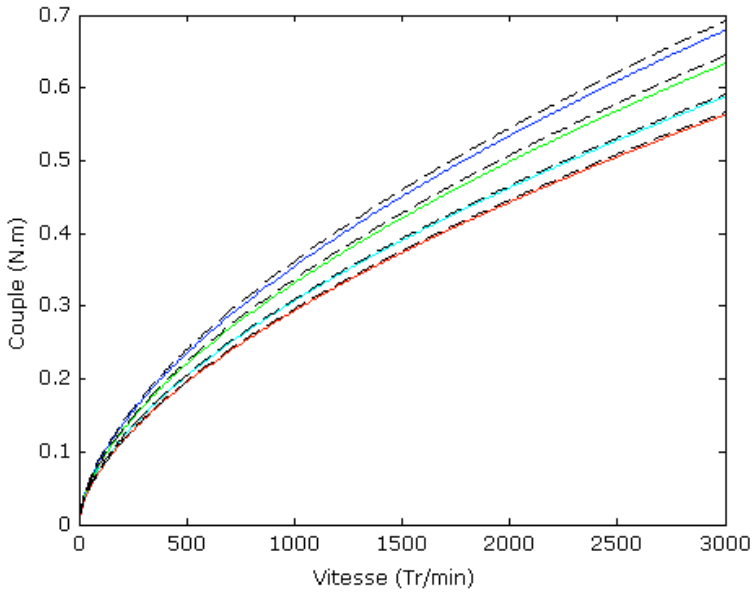


Figure II.28 : Couple de traînée dû au barbotage en fonction de la vitesse de rotation.

En bleu : T = 30°C.

En vert : T = 40°C.

En cyan : T = 50°C.

En rouge : T = 55°C.

En pointillé noir : Estimation à partir de l'équation II.17.

Les résultats obtenus reposent sur l'hypothèse que la dissipation induite par le palier du pignon fou est de nature visqueuse. Pour valider cette hypothèse, on intègre les pignons fous des rapports de troisième et de quatrième dans la boîte de vitesses (configuration 4). Ces pignons fous sont supportés par l'arbre primaire et ne baignent pas dans l'huile. La seule contribution nouvelle au couple de traînée global correspond à la dissipation au niveau des paliers. L'estimation de cette dissipation à partir de l'équation (7) permet de prédire la réponse libre amortie de l'arbre primaire pour différentes températures de fonctionnement. L'analyse de la réponse expérimentale obtenue avec le codeur optique (figure II.29) montre l'absence de nouvelle contribution. En raison du montage et remontage de la boîte de vitesses, le couple résistant, lorsque l'arbre primaire est au repos, est différent. Par ailleurs, concernant les contributions visqueuses, la cohérence des résultats obtenus permet de confirmer le caractère prédictif des modèles proposés et de valider les hypothèses formulées.

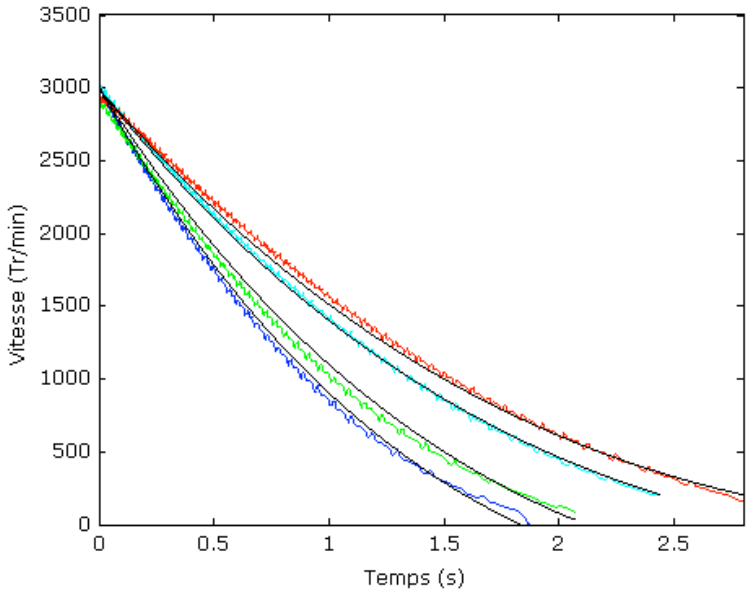


Figure II.29 : Décélération de l'arbre primaire (configuration 4).

En bleu : T = 30°C.

En vert : T = 40°C.

En cyan : T = 50°C.

En rouge : T = 55°C.

En noir : Décélération simulée à partir des modèles.

II.3 Conclusion

La mise en œuvre du banc LUG et du BACY de Renault et l'instrumentation de la boîte de vitesses par des codeurs optiques ont permis de conduire les campagnes expérimentales d'identification des paramètres gouvernant le comportement dynamique du pignon fou.

La mesure de la durée du choc conforte l'hypothèse permettant de modéliser les impacts par un coefficient de restitution. La loi permettant de décrire ce coefficient de restitution, sa dispersion et sa variation avec la vitesse d'impact a pu être établie.

A l'issue des essais réalisés, les paramètres définissant le nombre sans dimension Λ (représentatif du niveau d'excitation) sont également déterminés. Le régime moteur et l'amplitude de l'excitation sont des données contrôlées par le pilotage du banc d'acyclisme de Renault. Les modèles permettant de décrire les différentes contributions au couple de traînée qui s'appliquent sur le pignon fou ont pu être validés. Enfin, les jeux fonctionnels (jeu radial des paliers, jeu de battement) et les autres paramètres géométriques importants (entraxe, excentricité, etc.) ont été mesurés par le service métrologie de Renault.

CHAPITRE III : Analyse numérique et expérimentale de la réponse dynamique du pignon fou

Ce chapitre a pour but de valider le modèle proposé dans le chapitre I à partir de la comparaison des résultats numériques obtenus avec les mesures expérimentales de la réponse dynamique du pignon fou, pour différentes conditions de fonctionnement.

Dans une première partie, on utilise la génératrice du BACY pour générer une vitesse de rotation moyenne constante et une variation linéaire du niveau d'acyclisme. Ce protocole permet de vérifier le niveau du seuil de déclenchement du graillonnement prévu par le modèle et, une fois ce seuil franchi, la nature et le niveau de la réponse dynamique du pignon fou. Dans une seconde partie, on utilise la génératrice pour générer des conditions de fonctionnement stationnaires.

III.1 Transfert vibratoire entre la génératrice et le pignon menant

La réponse dynamique du pignon fou dépend du contenu fréquentiel et de l'amplitude de la source excitatrice correspondant aux fluctuations de vitesses du pignon menant. L'excitation délivrée par la génératrice est parfaitement maîtrisée grâce aux moyens de pilotage du BACY. Cependant, la présence de l'embrayage introduit une fonction de transfert non linéaire entre la génératrice et le pignon menant. La non linéarité est d'autant plus importante que le couple transmis par l'embrayage est faible. Ce couple est notamment nul lorsqu'aucun rapport de la boîte n'est engagé.

La figure III.1 présente les acyclismes mesurés en sortie de la génératrice et au niveau du pignon menant, pour une vitesse de rotation moyenne constante Ω=750 Tr/min et une excitation harmonique correspondant à une amplitude d'acyclisme de A=50 Tr/min et A=100 Tr/min. La loi de vitesse en sortie du moteur de la génératrice est la suivante :

$$\Omega(t) = \Omega + A\sin(\omega t) \quad , \quad \omega = 2\Omega\frac{2\pi}{60} \qquad \text{(III.1)}$$

La figure III.2 présente les mêmes signaux mesurés pour une vitesse de rotation moyenne constante Ω=750 Tr/min et une variation linéaire du niveau d'acyclisme (rampe de 0 à 150 Tr/min effectuée en 40 s). La Température, à l'intérieur de la boîte de vitesses, est égale à 55°C. Ce protocole correspond aux conditions expérimentales définies par Renault pour qualifier la

performance des boîtes de vitesses en terme de graillonnement. La loi de vitesse en sortie du moteur de la génératrice est la suivante :

$$\Omega(t) = \Omega + \frac{A\,t}{40}\sin(\omega t) \qquad \text{(III.2)}$$

On observe que la présence de l'embrayage perturbe la source excitatrice et que la dynamique du pignon menant ne correspond pas à celle imposée par la génératrice. L'amplitude de la réponse dynamique du pignon menant est supérieure à celle de l'excitation. D'autre part, cette réponse est caractérisée par la présence d'harmoniques supérieures multiples de la fréquence d'excitation.

La figure III.2 montre que la fonction de transfert entre la génératrice et le pignon menant n'est pas constante. Pour certaines conditions de fonctionnement, la reconfiguration des éléments internes qui composent l'embrayage se traduit par des variations brutales du niveau de la réponse, alors que la variation du niveau d'excitation est linéaire.

Les problèmes rencontrés pourraient être éliminés par l'introduction d'un accouplement rigide entre la génératrice et l'entrée de la boîte de vitesses, mais ce type d'équipement n'est actuellement pas disponible sur le BACY.

Le pilotage de la génératrice du BACY ne permet donc pas totalement de maîtriser la nature de l'excitation en entrée de boîte de vitesses. Néanmoins, la présence du codeur optique, positionné sur l'arbre primaire, permet de connaître à tout moment la vitesse angulaire instantanée du pignon menant et le contenu réel de l'excitation.

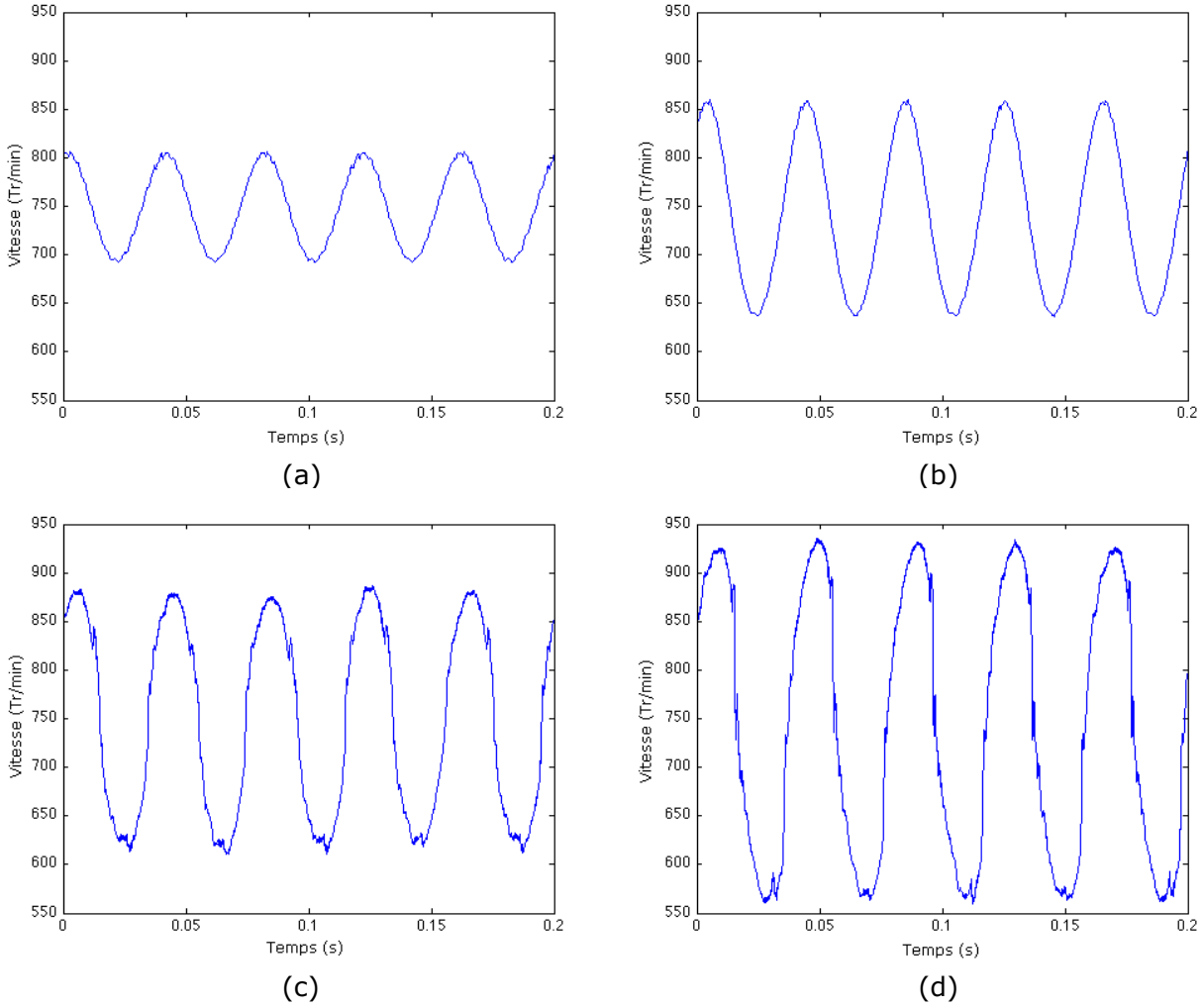


Figure III.1 : Vitesses angulaires de la génératrice (a, b) et du pignon menant (c, d).

Ω=750 Tr/min. A=50 Tr/min (a, c). A=100 Tr/min (b, d).

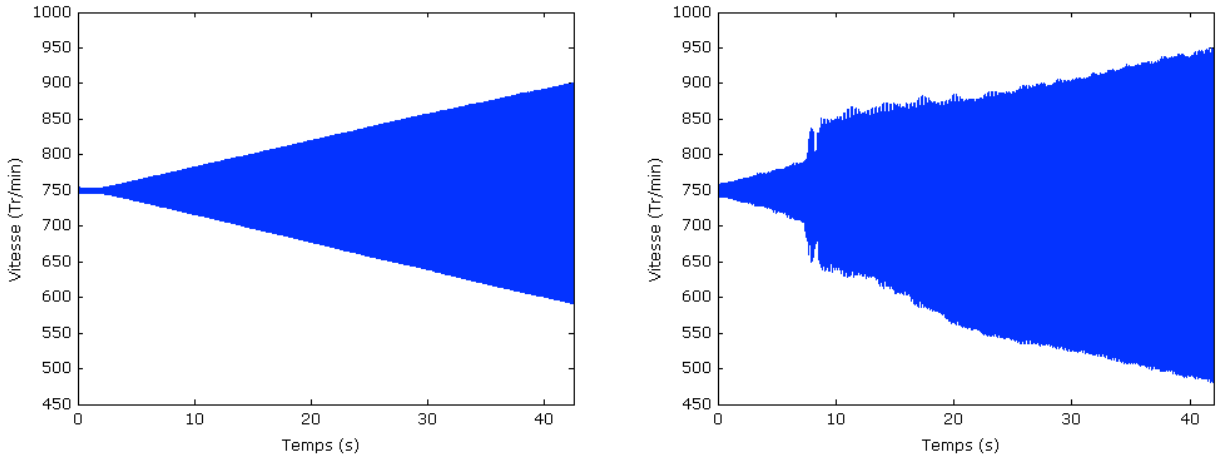


Figure III.2 : Vitesses angulaires de la génératrice (a) et du pignon menant (b).

Ω=750 Tr/min. A=0 à 150 Tr/min.

III.2 Validation du modèle numérique

Nous avons introduit des rampes d'acyclisme de 0 à 150 Tr/min, pour des vitesses de rotations moyennes Ω=250 Tr/min, 500 Tr/min, 750 Tr/min et 1000 Tr/min, afin de détecter le seuil de déclenchement du graillonnement correspondant à différents régimes de fonctionnement.

La figure III.3 présente l'évolution de la vitesse relative entre le pignon menant et le pignon fou, déduite de la mesure synchrone des vitesses angulaires des deux pignons par les codeurs optiques. Comme pour les essais consacrés à la mesure des coefficients restitution (chapitre II), 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.

Il est donc possible de détecter le premier choc et, grâce à la mesure de la vitesse de rotation instantanée du pignon menant, de connaître le niveau d'acyclisme correspondant.

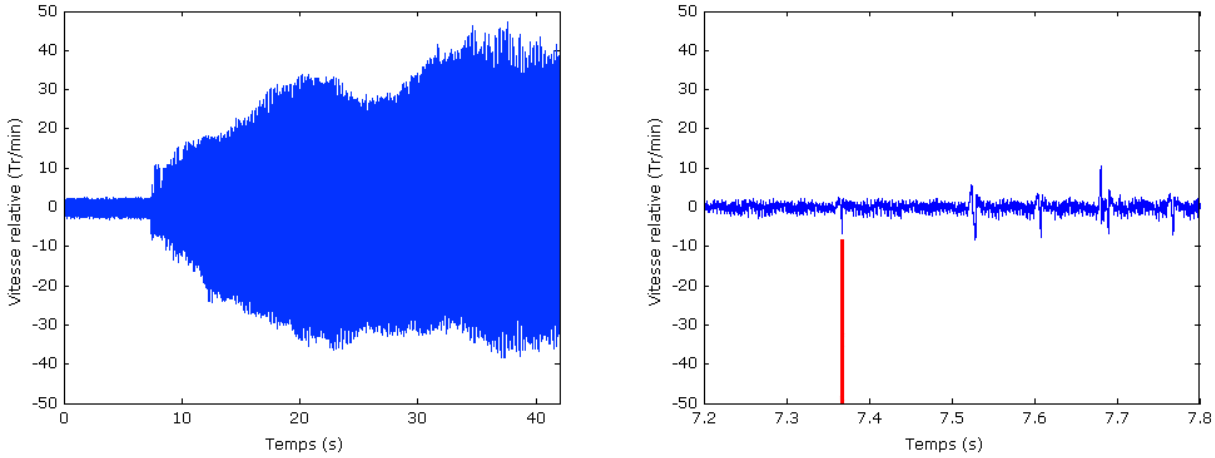
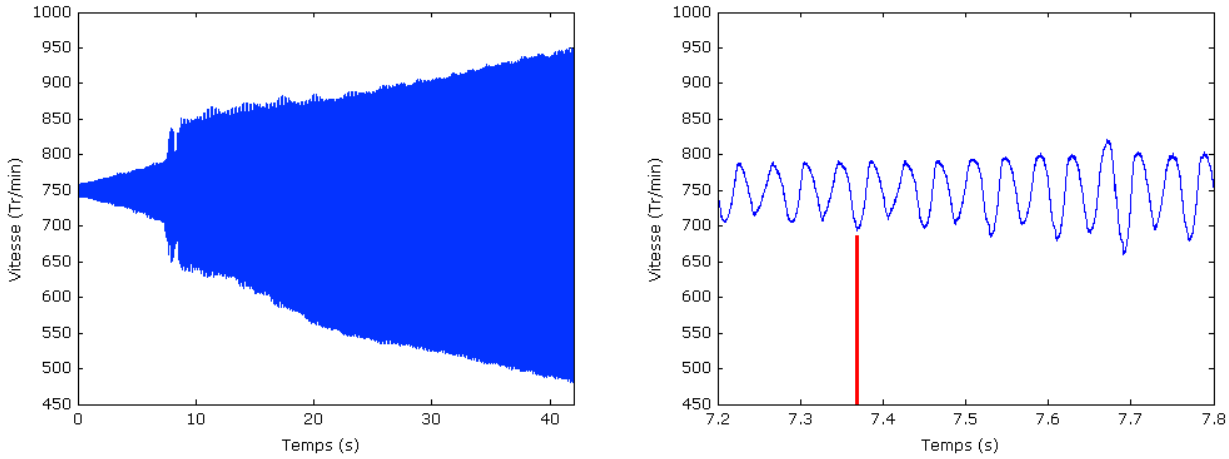


Figure III.3 : Vitesse relative (Ω=750 Tr/min. A=0 à 150 Tr/min).

Echelle de temps longue (a) et échelle de temps courte (b).



(a) (b)

Figure III.4 : Vitesse angulaire du pignon menant correspondant à la figure III.3

Ω=750 Tr/min. A=0 à 150 Tr/min.

Echelle de temps longue (a) et échelle de temps courte (b).

Le tableau III.1 présente le niveau d'acyclisme correspondant au seuil de déclenchement pour les différents régimes moteur. Plus la vitesse moyenne de rotation est élevée, plus le franchissement du seuil de graillonnement est rapide.

Le tableau III.2 présente les résultats obtenus pour les mêmes conditions de fonctionnement, mais pour une inertie différente du pignon fou : la pièce qui supporte le codeur optique est remplacée pour se rapprocher de l'inertie du pignon fou de première (inertie deux fois supérieure à celle du pignon fou de deuxième).

La masse équivalente du pignon fou est parfaitement connue (m=380 g). Le couple de traînée et l'effort équivalent qui s'applique sur le pignon fou sont estimés pour chaque régime de fonctionnement de la boîte de vitesses grâce aux modèles validés dans le chapitre II.

Si l'on calcule le niveau d'excitation adimensionné Λ défini au chapitre I, on observe que le graillonnement apparaît pour un niveau d'excitation adimensionné quasi constant. Les variations du niveau d'acyclisme ou de la vitesse quadratique correspondent bien à deux alternatives équivalentes pour augmenter le niveau d'excitation en entrée de boîte de vitesses.

Le seuil de déclenchement des impacts apparaît pour une valeur de Λ inférieure à 1, car les fluctuations de vitesse angulaire du pignon menant correspondent à une source d'excitation qui n'est pas purement harmonique. Ce résultat confirme les résultats obtenus au chapitre I dans le cadre de l'étude d'une source d'excitation multi-fréquentielle.

m=380 g	Ω = 250 Tr/min	Ω = 500 Tr/min	Ω = 750 Tr/min	Ω = 1000 Tr/min
Seuil	A = 95 Tr/min	A = 50 Tr/min	A = 40 Tr/min	A = 30 Tr/min
H (mm)	9,71	2,56	1,36	0,77
ω (rad/s)	52,36	104,72	157,08	209,44
F (N)	14,50	16,10	17,50	18,90
Λ	0,70	0,67	0,74	0,68

Tableau III.1. Seuil de déclenchement des impacts pour m=380 g.

m=760 g	Ω = 250 Tr/min	Ω = 500 Tr/min	Ω = 750 Tr/min	Ω = 1000 Tr/min
Seuil	-	A = 27 Tr/min	A = 19 Tr/min	A = 16 Tr/min
H (mm)	-	1,38	0,65	0,41
ω (rad/s)	-	104,72	157,08	209,44
F (N)	-	16,10	17,50	18,90
Λ	-	0,71	0,69	0,72

Tableau III.2. Seuil de déclenchement des impacts pour m=760 g.

Une fois le seuil de déclenchement du graillonnement franchi, les impulsions associées à chaque choc sont calculées à partir de la masse équivalente du pignon fou et de la mesure de la vitesse relative entre les deux pignons, juste avant et juste après le choc. Chaque impulsion correspond à une amplitude de l'acyclisme mesuré par le codeur de l'arbre primaire. Il est donc tout à fait possible de déterminer le niveau d'excitation adimensionné Λ correspondant.

Les figures III.4 (a), (b), (c) et (d) présentent l'évolution des impulsions en fonction de l'amplitude de l'acyclisme, pour les vitesses de rotation moyennes Ω=250 Tr/min, 500 Tr/min, 750 Tr/min et 1000 Tr/min. Les valeurs positives caractérisent les chocs entre les flancs actifs des pignons. Les valeurs négatives caractérisent les chocs entre les flancs rétros des pignons. Etant donnée la valeur faible du jeu de denture (de l'ordre de 100 µm), la réponse dynamique du pignon fou est caractérisée par des impacts sur les deux flancs, pour l'ensemble des régimes de fonctionnement étudiés. On observe que le niveau des impulsions croit avec l'augmentation de l'amplitude de l'acyclisme.

Il est difficile de mettre en évidence le caractère périodique de la réponse dynamique du pignon fou, car le mode d'excitation choisi (rampe d'acyclisme) correspond à des régimes de

fonctionnement transitoires. Néanmoins, Les figures III.4 laissent entrevoir des branches caractéristiques, pour un régime de fonctionnement stationnaire, de solutions périodiques.

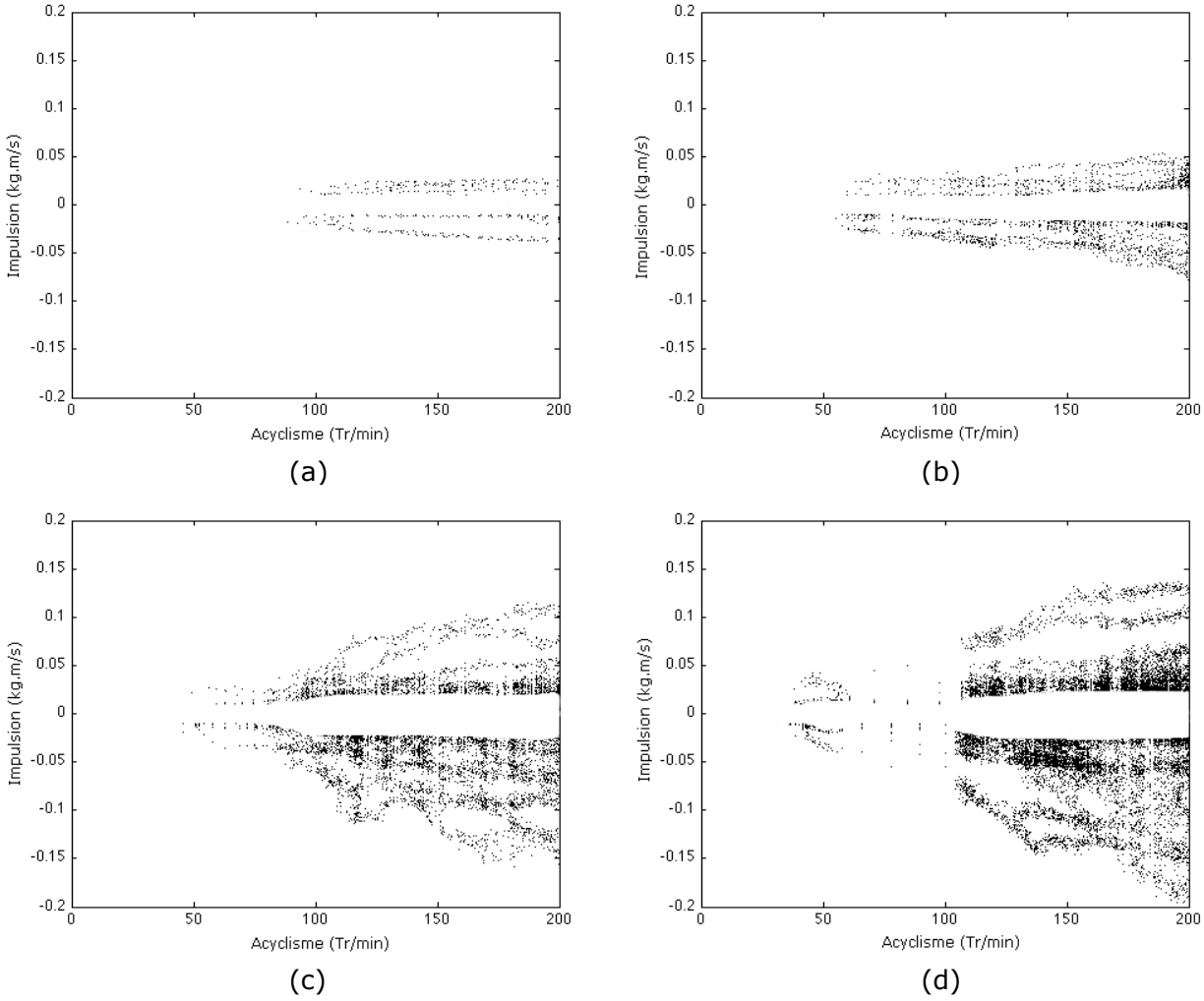


Figure III.4 : Impulsion en fonction de l'amplitude de l'acyclisme.

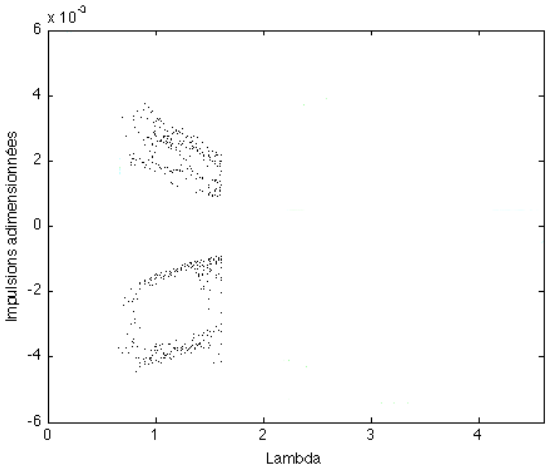
(a) Ω = 250 Tr/min.

(b) Ω = 500 Tr/min.

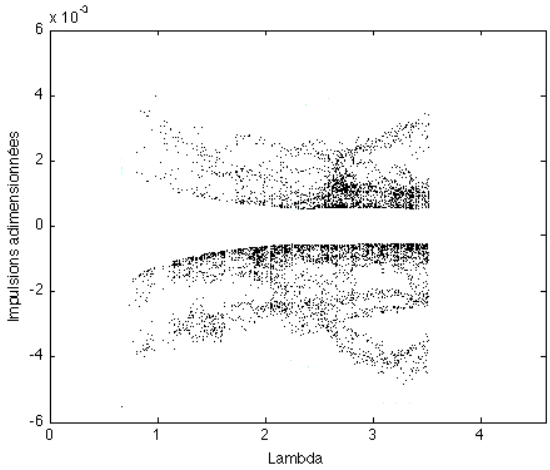
(c) Ω = 750 Tr/min.

(d) Ω = 1000 Tr/min.

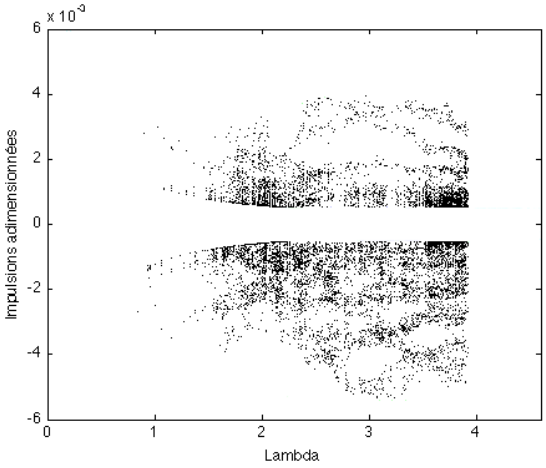
La figure III.5 présente ces mêmes résultats sous la forme d'impulsions adimensionnées en fonction de l'amplitude de l'excitation adimensionnée Λ. Chacun des essais correspond à une plage de variation de Λ différente car les vitesses de rotation moyenne et les couples de traînée sont différents (Λ varie de 0 à 1.5 pour une vitesse de rotation moyenne Ω=250 Tr/min et de 0 à 5 pour une vitesse de rotation moyenne Ω=1000 Tr/min).



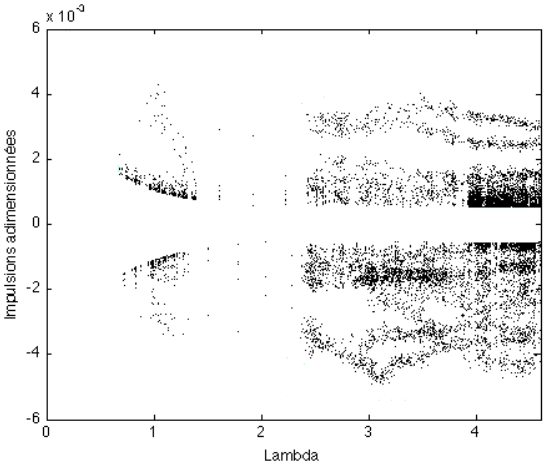
Ω = 250 Tr/min



Ω = 500 Tr/min



Ω = 750 Tr/min



Ω = 1000 Tr/min

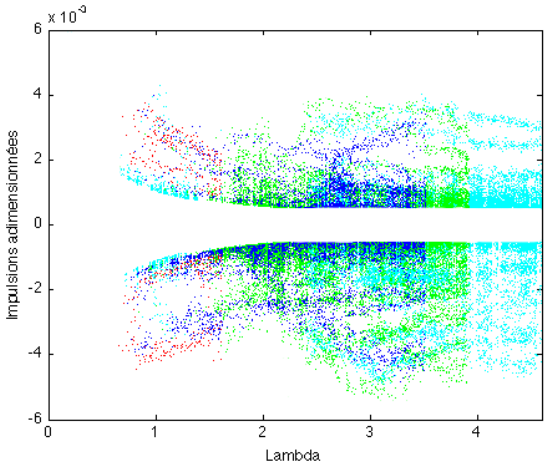


Figure III.5 : Impulsions adimensionnées en fonction de Λ.

En rouge : Ω = 250 Tr/min.

En bleu : Ω = 500 Tr/min.

En vert : Ω = 750 Tr/min.

En cyan : Ω = 1000 Tr/min.

On observe que les diagrammes d'impulsion se superposent dans les plages de variation de Λ communes. Les essais réalisés sur le BACY confirment donc la validité du paramètre adimensionné Λ utilisé dans le modèle numérique, pour décrire le niveau d'excitation.
Pour chaque couple de roues dentées, les études précédentes préconisent de choisir la plus grande roue comme pignon fou et la plus petite comme pignon fixe [Pfeiffer 1991]. Il convient plutôt d'analyser le rapport entre inertie et couple de traînée, notamment lorsque seulement une des deux roues est immergée.

III.3 Choix des conditions expérimentales

La figure III.6 représente l'amplitude de l'acyclisme en entrée d'une boîte de vitesses en fonction du régime du moteur (données Renault). Cette mesure d'acyclisme est réalisée dans des conditions réelles de fonctionnement d'une boîte de vitesses TL4 montée sur véhicule. La chaîne cinématique du véhicule est identique à celle utilisée sur le BACY. Le niveau de l'excitation augmente jusqu'à une excitation maximale obtenue pour une vitesse de rotation du moteur proche de 2000 Tr/min. Au delà de cette vitesse, l'excitation diminue. L'amplification observée correspond à une résonance de l'ensemble de la ligne d'arbre primaire.

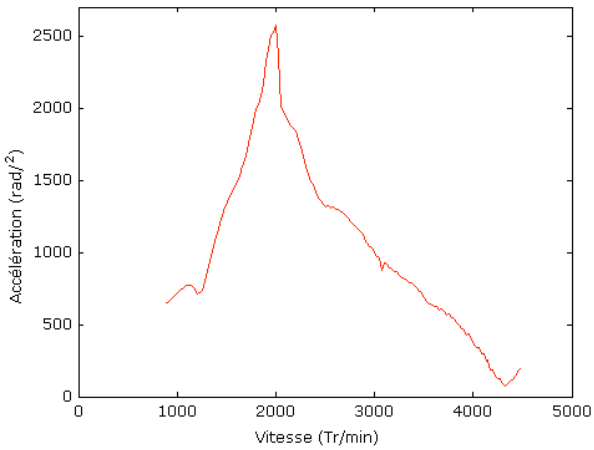


Figure III.6 : Excitation mesurée en entrée de boîte de vitesses (valeur efficace de l'accélération angulaire) en fonctionnement réel en fonction du régime du moteur.

Comme au chapitre II, la fréquence d'acquisition maximale (50 kHz) et le nombre de tops des codeurs (2048) limitent la vitesse de rotation du BACY à 1500 Tr/min, ce qui ne permet pas de couvrir la plage de vitesses de fonctionnement standard de la boîte de vitesses. Néanmoins, le paramètre adimensionné Λ permet d'augmenter le niveau d'excitation en entrée de boîte en faisant varier le niveau d'acyclisme plutôt que le régime de fonctionnement. La valeur de Λ est

donc calculée pour l'ensemble des régimes de fonctionnement, à partir du niveau d'acyclisme défini sur la figure III.6, du calcul du couple de traînée et de l'effort équivalent s'exerçant sur le pignon fou correspondant à la température de fonctionnement. La figure III.7 présente cette même évolution de l'excitation, correspondant au paramètre sans dimension Λ, en fonction du régime du moteur (courbe rouge) pour une température de 55°C.

Lorsqu'on introduit une vitesse de rotation moyenne de 750 Tr/min et une amplitude d'acyclisme comprise entre 0 et 150 Tr/min, la valeur maximale de Λ est égale à 2,3. Les mesures effectuées sur le BACY pour ce régime de fonctionnement permettent donc de balayer la très grande partie des conditions de fonctionnement réelles (zone hachurée en bleu figure III.7).

Les conditions de fonctionnement choisies (Ω=750 Tr/min, A=0 à 150 Tr/min) correspondent au protocole standard défini par Renault. Nous avons donc favorisé ce régime de fonctionnement et cette gamme d'excitation pour effectuer des comparaisons entre les mesures expérimentales de la réponse dynamique du pignon fou et les résultats numériques obtenus à partir du modèle non linéaire développé au chapitre I. Néanmoins, les rampes en amplitude d'acyclisme correspondent à des régimes dynamiques transitoires du pignon fou. Pour observer la réponse dynamique du pignon fou en régime stationnaire, des essais supplémentaires ont été réalisés à des amplitudes d'acyclisme stabilisées égales à A=50 Tr/min, 75 Tr/min, 100 Tr/min et 125 Tr/min.

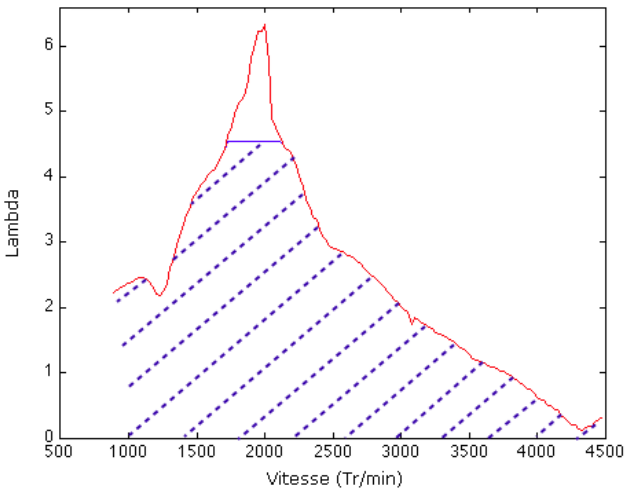


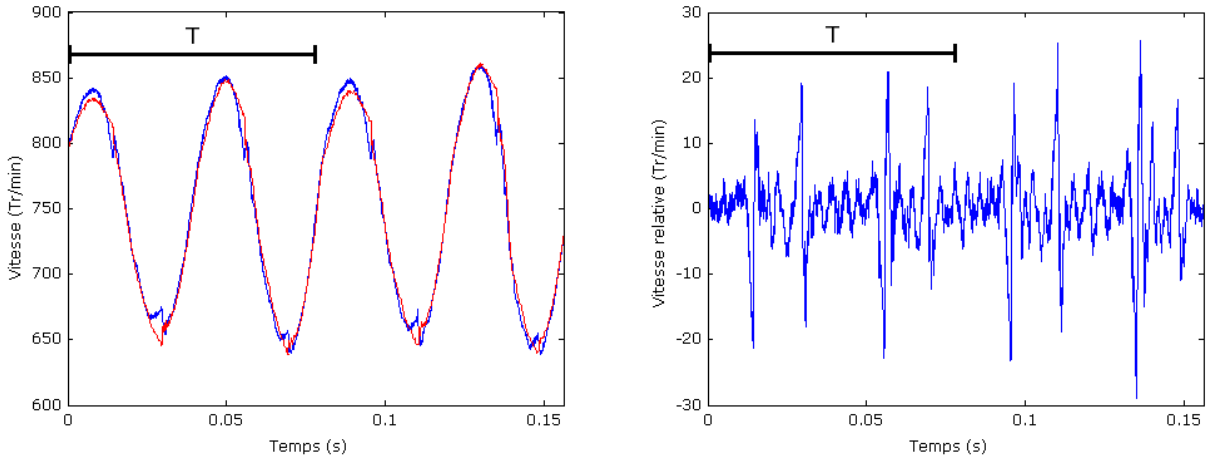
Figure III.7 : Paramètre Λ en fonction du régime du moteur.

En rouge : Λ calculé à partir de l'excitation mesurée en entrée de boîte.

En bleu : Λ obtenu sur le BACY pour un régime de 750 Tr/min et d'une amplitude de l'acyclisme comprise entre 0 et 150 Tr/min.

III.4 Dynamique du pignon fou

La figure III.8 présente les vitesses angulaires du pignon menant et du pignon fou, ainsi que la vitesse relative entre les deux pignons, pour une amplitude d'acyclisme en sortie du moteur égale à 50 Tr/min. La période *T* représente la période d'un tour du pignon menant et correspond à 2 fois la période d'acyclisme. On observe 4 chocs par tour du pignon menant, ou encore 2 chocs par période d'acyclisme. La réponse dynamique du pignon fou est une réponse 1T périodique avec 4 impacts par période. Il existe une alternance entre les chocs qui ont lieu entre les flancs actifs ($V^- > 0$) et les chocs qui ont lieu entre les flancs rétros ($V^- < 0$).



(a) (b)

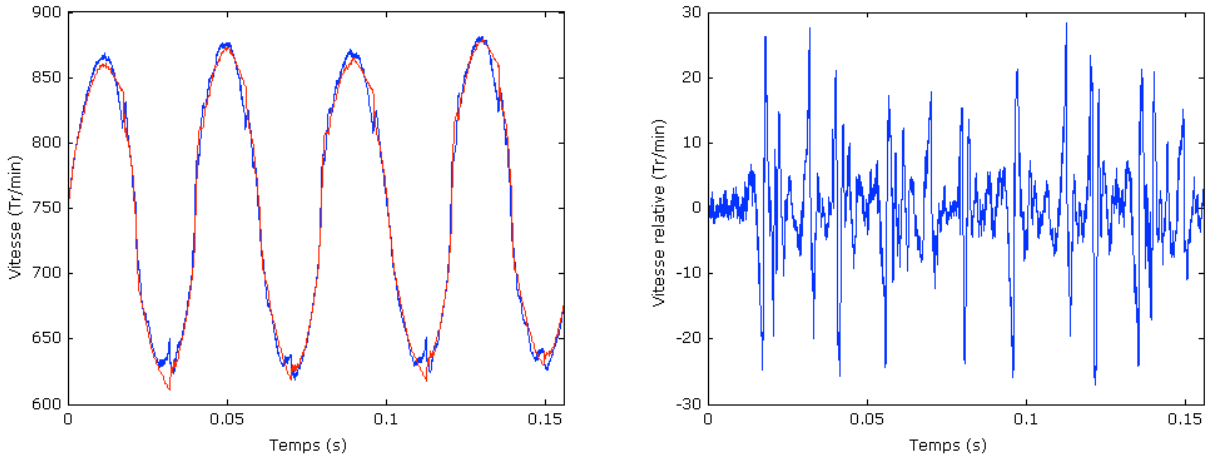
Figure III.8 : (a) Vitesses angulaires (Ω = 750 Tr/min et A = 50 Tr/min).

En bleu : Pignon menant.

En rouge : Pignon fou.

(b) Vitesse relative entre le pignon menant et le pignon fou.

La figure III.9 présente Les mesures obtenues pour une amplitude d'acyclisme égale à 75 Tr/min. L'augmentation du niveau d'excitation modifie le comportement dynamique du pignon fou. Le nombre de chocs par tour du pignon menant augmente. On observe en effet une succession de chocs sur un même flanc avant que le pignon fou ne traverse le jeu de battement et ne percute le flanc opposé. La nature de la réponse semble davantage bruitée.



(a) (b)

Figure III.9 : (a) Vitesses angulaires (Ω = 750 Tr/min et A = 75 Tr/min).

En bleu : Pignon menant.

En rouge : Pignon fou.

(b) Vitesse relative entre le pignon menant et le pignon fou correspondante.

Afin de préciser la nature des réponses dynamiques du pignon fou, nous avons choisi de tracer les sections de Poincaré des amplitudes des impulsions en fonction du déphasage φ_i. Ce dernier correspond au décalage temporel des impacts vis à vis de la période de rotation du pignon menant. Les impulsions sont calculées à chaque impact à partir des vitesses relatives V^+ et V^- (voir chapitre I, équation I.27). On en déduit le déphasage φ_i pour chaque impact :

$$\varphi_i = t_i \ [T] \qquad \text{(III.3)}$$

φ_i : Déphasage du choc *i*.

t_i : Instant du choc *i*.

T : Période d'excitation.

La période T retenue, qui est égale à 0.08 s. Elle correspond à 1 tour du pignon menant.

La figure III.12 présente les sections de Poincaré, pour des acyclismes d'amplitude A=50 Tr/min, 75 Tr/min, 100 Tr/min et 125 Tr/min. Les impulsions positives correspondent aux chocs entre les flancs actifs. Les impulsions négatives correspondent aux chocs entre les flancs rétros.

Toutes les sections de Poincaré correspondent à des réponses périodiques bruitées. La première figure (A=50 Tr/min) correspond à un comportement dynamique proche d'une réponse 1T périodique avec 4 chocs par tour ou encore la réponse nommée $1T_{acy}$ périodique avec 2 chocs par période de l'acyclisme (T_{acy} étant la période de l'acyclisme). L'amplitude des

impulsions correspondant aux chocs entre flancs rétros est similaire à celle des impulsions correspondant aux chocs entre flancs actifs.

Lorsque le niveau d'excitation augmente, le niveau des différentes impulsions reste sensiblement le même. Cependant, l'apparition de plusieurs chocs successifs de déphasages différents sur le même flanc enrichit la section de Poincaré. Ceci suggère visiblement la naissance d'une cascade harmonique.

Au-delà d'une excitation de 75 Tr/min, le comportement dynamique du pignon fou est peu affecté, car l'excitation correspondant aux fluctuations de vitesse du pignon menant évolue peu, bien que le niveau d'acyclisme au niveau de la génératrice augmente, en raison de la fonction de transfert induite par la présence de l'embrayage. La figure III.13 montre que les vitesses angulaires du pignon menant pour les fortes amplitudes d'acyclisme sont finalement proches les unes des autres.

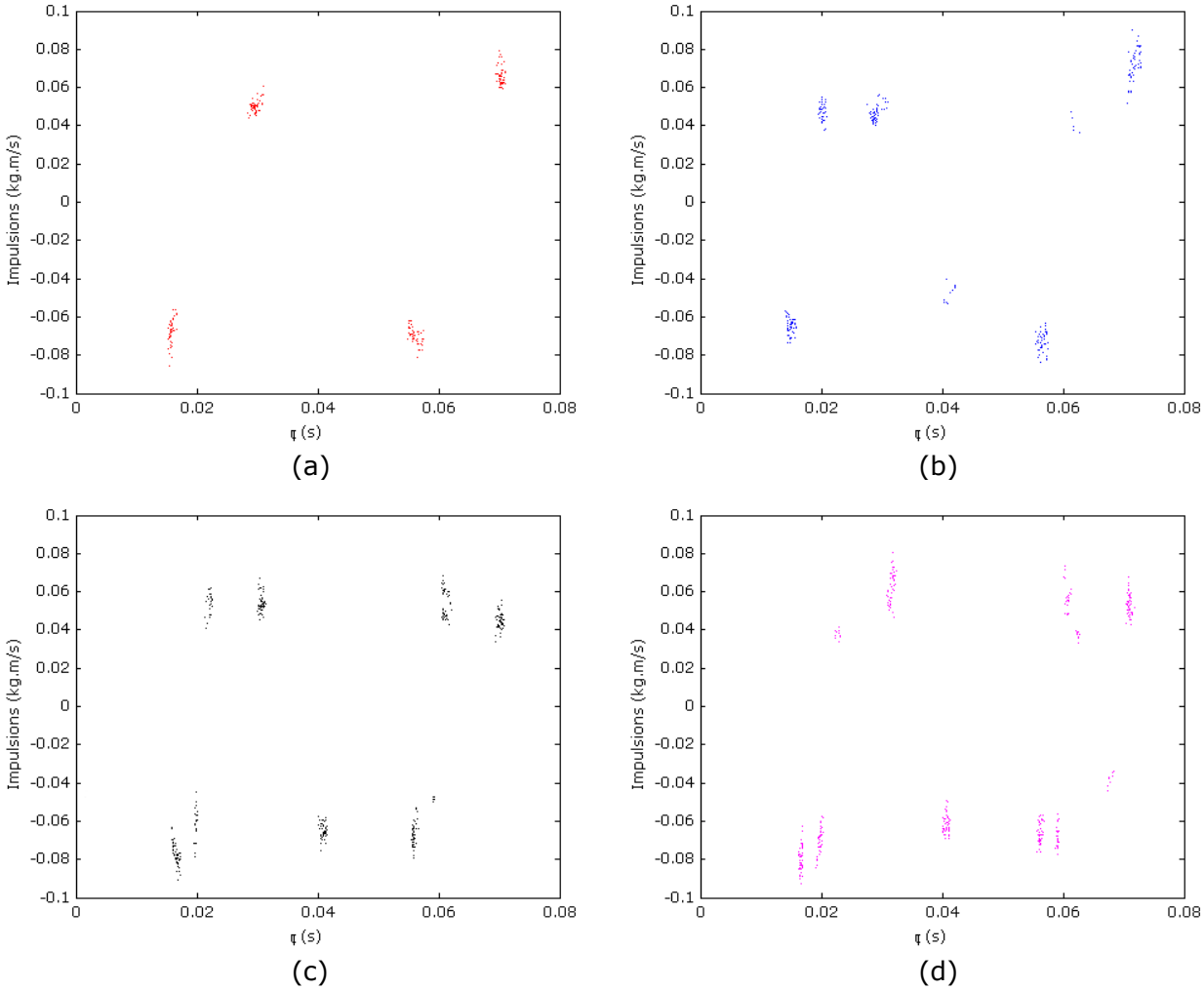


Figure III.12 : Sections de Poincaré : Impulsions en fonction du déphasage (Ω=750 Tr/min).

A = 50 Tr/min (a), 75 Tr/min (b), 100 Tr/min (c), 125 Tr/min (d)

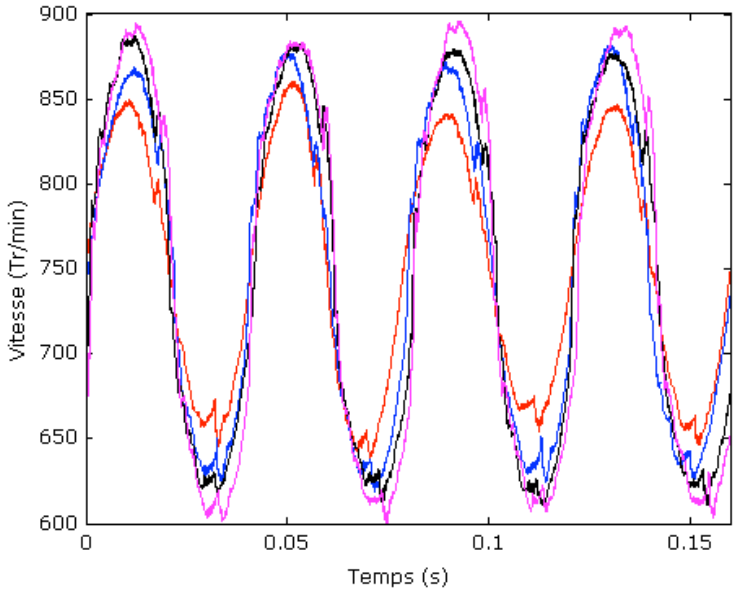


Figure III.13 : Vitesses angulaires du pignon menant (Ω = 750 Tr/min).

En rouge : A = 50 Tr/min

En bleu : A = 75 Tr/min

En noir : A = 100 Tr/min

En magenta : A = 125 Tr/min

III.5 Comparaison calculs/essais

Les résultats présentés ci-dessous concernent la comparaison entre les mesures et les simulations effectuées dans une configuration de la boîte de vitesses au point mort puis dans une configuration en rapport engagé (rapport de troisième puis rapport de quatrième).

III.5.1 Point mort

Les résultats suivants correspondent à des conditions de fonctionnement stationnaires, et plus précisément à une vitesse de rotation moyenne Ω=750 Tr/min et des amplitudes d'acyclisme égales à A=50 Tr/min, 75 Tr/min, 100 Tr/min et 125 Tr/min. Le modèle non linéaire présenté au chapitre I est exploité pour simuler le comportement dynamique du pignon fou. Pour cela, la source d'excitation introduite dans le modèle correspond à la vitesse angulaire du pignon menant mesurée par le codeur optique (et non pas au signal de la génératrice). Les valeurs des jeux fonctionnels nécessaires à la description du graillonnement sont celles mesurées par le service métrologie. Les valeurs des coefficients de restitution et des couples de traînée sont estimées, pour le régime de fonctionnement considéré, à l'aide des

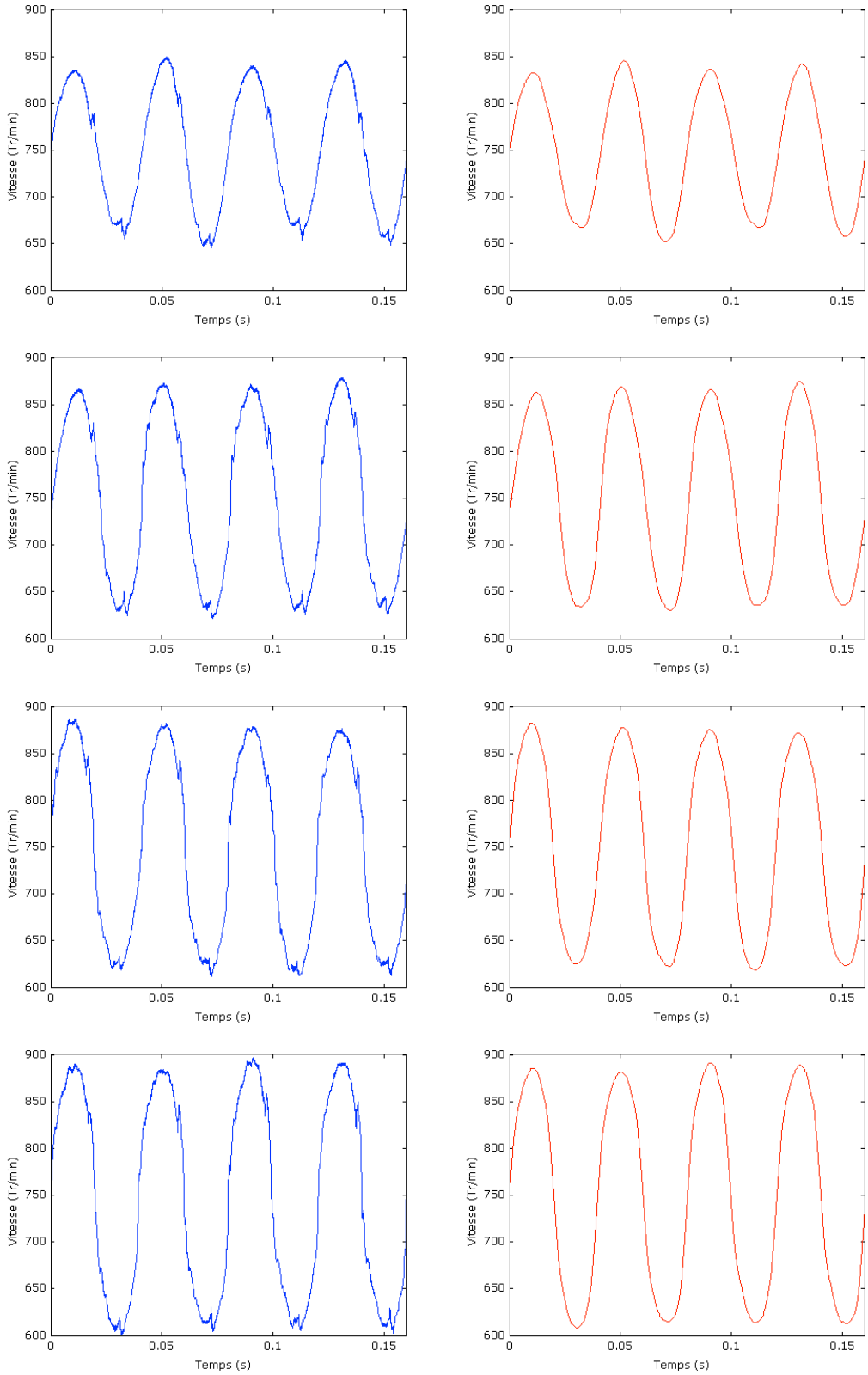
modèles présentés au chapitre II. Les valeurs du niveau d'huile et de la température de fonctionnement correspondent à celles des essais.

jeu	coefficient de restitution r		C_{total}	T
	valeur moyenne E	écart type σ		
145 µm	0.65	0.07	0.65 N.m	55°C

Tableau III.3 : Valeurs des paramètres pour la simulation point mort.

La figure III.14 présente la vitesse angulaire du pignon menant mesurée à l'aide du codeur optique et celle introduite dans le modèle numérique qui correspond à la vitesse angulaire du pignon menant. La figure III.15 permet de comparer la vitesse relative entre le pignon fou et le pignon menant mesurée et celle calculée à partir du modèle non linéaire. Enfin, la figure III. 16 permet de comparer les sections de Poincaré correspondantes.

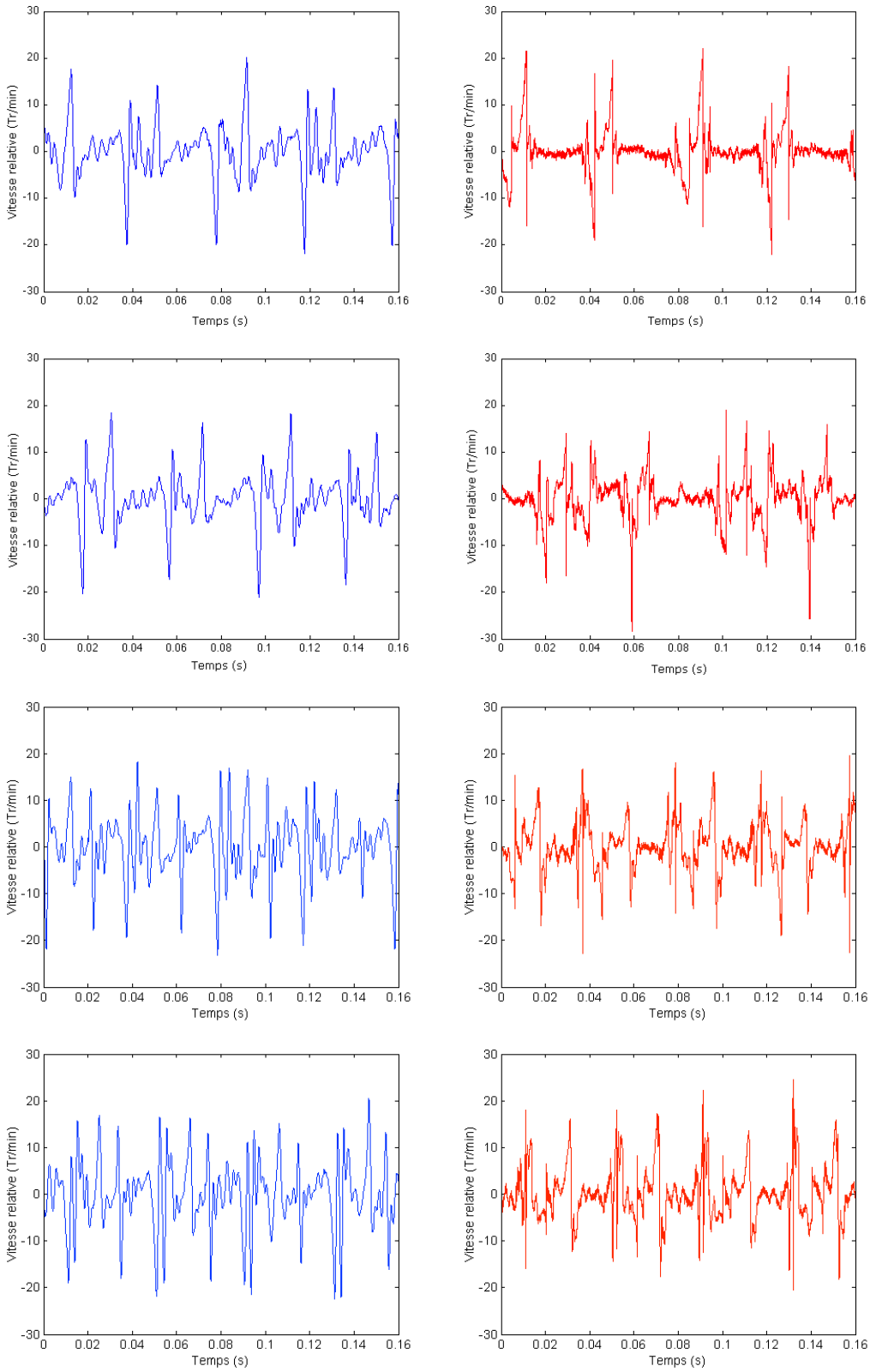
Ces comparaisons montrent que le modèle non linéaire permet de prédire l'occurrence des chocs successifs (particulièrement visibles au travers des sections de Poincaré), leur durée et leur amplitude. La vitesse relative obtenue par simulation est très proche de celle qui a été mesurée. Les simulations effectuées permettent de retrouver les caractéristiques de la réponse dynamique du pignon fou : la réponse est proche d'une réponse $1T_{acy}$ périodique avec 2 impacts par période de l'acyclisme (dans le cas d'une amplitude d'excitation de 50 Tr/min). Le nombre et l'impulsion des chocs simulés sont parfaitement cohérents avec les mesures effectuées. On observe néanmoins une petite différence au niveau des déphasages des chocs entre les flancs rétros. L'évolution de la réponse dynamique, lorsque l'on augmente le niveau d'acyclisme, est également parfaitement reproduit par le modèle numérique, notamment l'apparition de chocs présentant un déphasage différent qui traduit l'occurrence de plusieurs chocs successifs sur le même flanc.



(a) (b)

A = 50, 75, 100 et 125 Tr/min

Figure III.14 : Vitesse angulaire du pignon menant mesurée (a) et introduite dans la simulation (b) (Ω = 750 Tr/min).

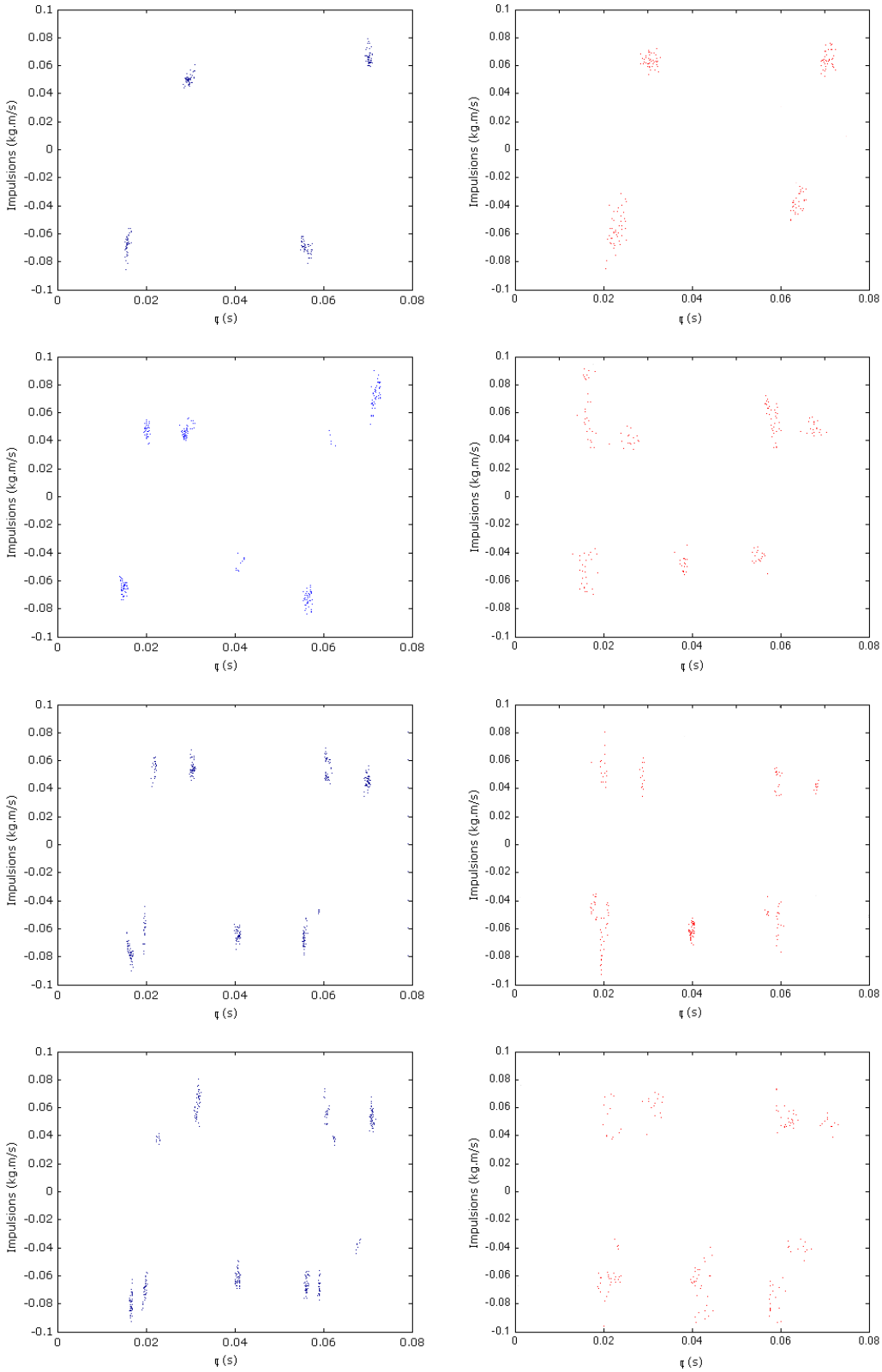


(a) (b)

A = 50, 75, 100 et 125 Tr/min

Figure III.15 : Vitesse relative entre le pignon menant et le pignon fou.

Comparaison entre la réponse mesurée (a) et la réponse simulée (b) (Ω = 750 Tr/min).



(a) (b)

A = 50, 75, 100 et 125 Tr/min

Figure III.16 : Sections de Poincaré : Impulsions en fonction du déphasage.

Comparaison entre la réponse mesurée (a) et la réponse simulée (b) (Ω= 750 Tr/min).

III.5.2 Rapport de boîte engagé

Les résultats précédents correspondent à la configuration de point mort de la boîte de vitesses. La démarche suivie est identique pour analyser le comportement dynamique du pignon fou du rapport de deuxième lorsqu'un autre rapport de boîte est engagé. Seule l'estimation du couple de traînée induit par la liaison entre le pignon fou et l'arbre secondaire change puisque le différentiel de vitesses entre les deux solides dépend du rapport engagé.

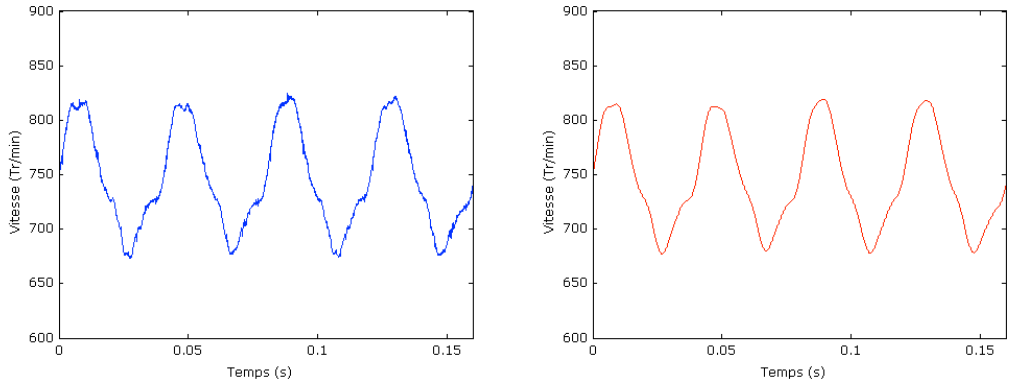
C_t rapport 3 engagé	C_t rapport 4 engagé
0.45 N.m	0.40 N.m

Tableau III.4 : Valeurs du couple de traînée pour la simulation en rapport engagé.

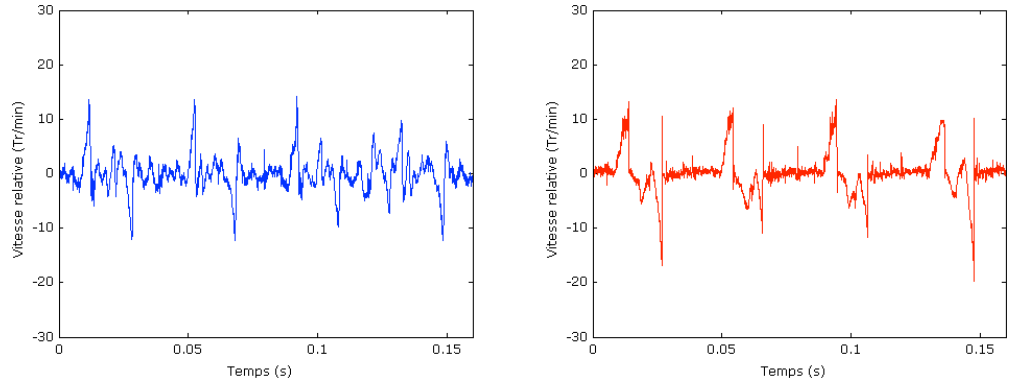
Les figures III.17 et III.18 présentent une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques pour une vitesse de rotation moyenne de 750 Tr/min et une amplitude d'acyclisme de 125 Tr/min, lorsque le rapport de troisième est engagé et lorsque le rapport de quatrième est engagé.

Lorsqu'un rapport de boîte est engagé, la fonction de transfert entre la génératrice et le pignon menant est telle que l'amplitude de l'acyclisme mesurée au niveau du pignon menant est nettement inférieure à celle imposée par la génératrice. L'embrayage joue le rôle de filtre. De même, le contenu spectral de l'acyclisme au niveau du pignon menant est plus riche. La réponse, observée sur la figure III.17, correspond à nouveau à une réponse $1T_{acy}$ périodique avec 2 impacts par période de l'acyclisme. La figure III.18 met en évidence l'occurrence de chocs successifs sur le même flanc.

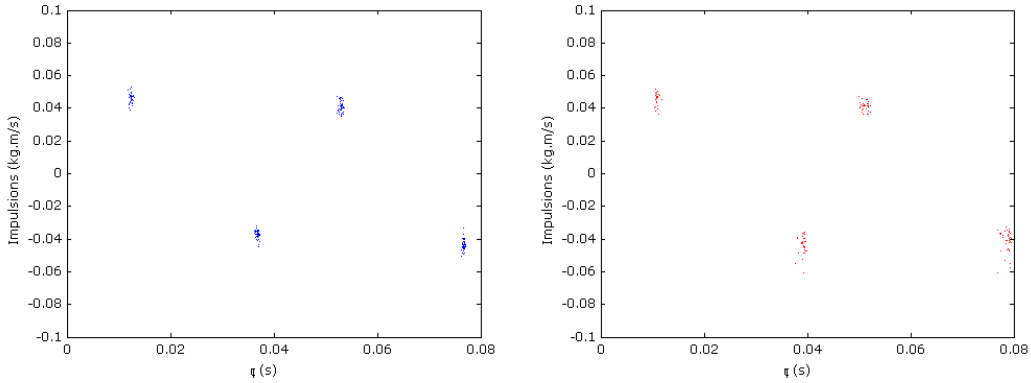
Comme pour la configuration au point mort de la boîte de vitesses, les résultats mesurés et simulés sont similaires lorsqu'un rapport de boîte est engagé. Le modèle numérique est prédictif quelle que soit la configuration choisie.



Vitesse angulaire du pignon menant.



Vitesse relative entre le pignon menant et le pignon fou.

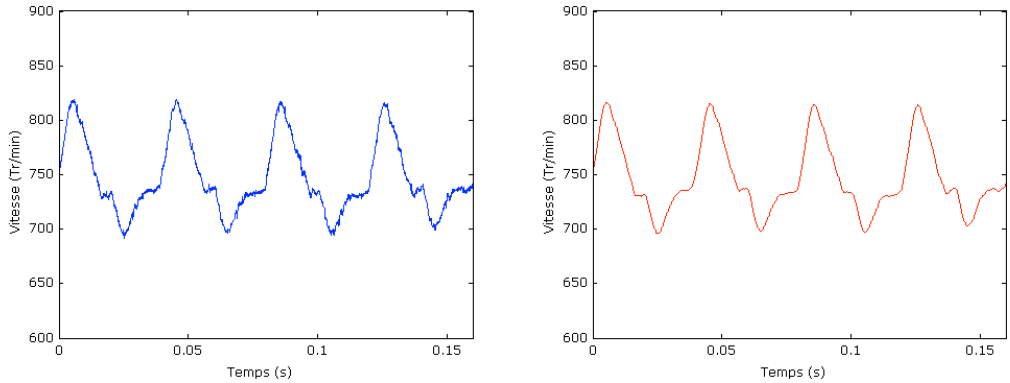


(a) (b)

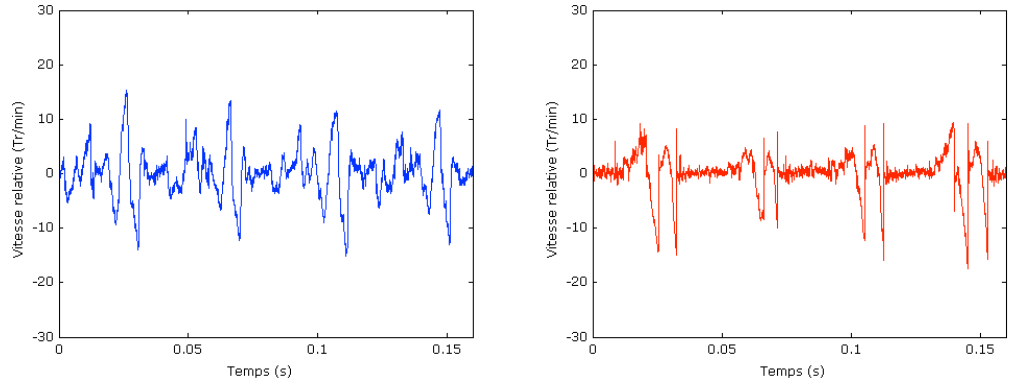
Sections de Poincaré : Impulsion en fonction du déphasage.

Figure III.17 : Configuration rapport de troisième engagé (Ω = 750 Tr/min et A = 125 Tr/min).

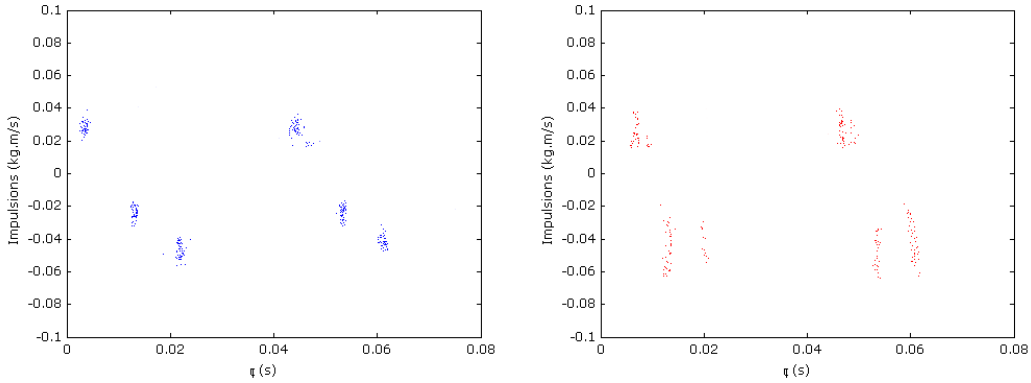
Comparaison entre la réponse mesurée (a) et la réponse simulée (b).



Vitesse angulaire du pignon menant.



Vitesse relative entre le pignon menant et le pignon fou.



(a) (b)

Sections de Poincaré : Impulsion en fonction du déphasage.

Figure III.18 : Configuration rapport de troisième engagé (Ω = 750 Tr/min et A = 125 Tr/min).

Comparaison entre la réponse mesurée (a) et la réponse simulée (b).

III.6 Conclusion

Le pilotage du BACY permet de maîtriser les caractéristiques de l'excitation produite par la génératrice. Néanmoins, la présence de l'embrayage introduit une fonction de transfert non linéaire entre la génératrice et le pignon menant. La présence du codeur optique positionné sur l'arbre primaire est donc nécessaire pour connaître à tout moment la vitesse angulaire instantanée du pignon menant et le contenu réel de l'excitation en entrée de boîte de vitesses. Le codeur optique positionné sur le pignon fou du rapport de deuxième permet d'analyser sa réponse dynamique.

Les mesures effectuées à partir des rampes en amplitude de l'acyclisme, ont confirmé que le niveau d'excitation équivalent peut être décrit à l'aide du nombre adimensionné Λ. En effet, le seuil de déclenchement du graillonnement apparaît pour un même Λ donné, quelle que soit la vitesse de rotation du moteur. De même, une fois le seuil atteint, le niveau des impulsions générées par les impacts est identique pour une même valeur de Λ.

Les mesures effectuées en régime stationnaire, c'est-à-dire pour des amplitudes de l'acyclisme stabilisées ont permis de décrire le comportement dynamique du pignon fou. Les sections de Poincaré (impulsions en fonction du déphasage) mettent en évidence une réponse périodique dont la nature varie quelque peu en fonction de l'amplitude de l'acyclisme.

La confrontation des résultats avec ceux obtenus à partir du modèle numérique non linéaire confirme le caractère prédictif de celui-ci, dans la configuration de point mort comme pour un rapport de boîte engagé. Le comportement dynamique du pignon fou simulé et les niveaux des impulsions obtenues sont parfaitement cohérents avec les mesures effectuées.

CHAPITRE IV : Transfert entre les impulsions et la réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses

Le bruit de graillonnement émis par la boîte de vitesses provient des vibrations du carter induites par le transfert entre les chocs successifs, générés par la réponse dynamique non linéaire du pignon fou, et le carter. Ce chapitre a pour but de présenter les réponses mesurées à l'aide de 5 accéléromètres positionnés sur les 5 faces du carter et d'analyser leur corrélation avec la source d'excitation correspondant aux impulsions successives au niveau des dentures.

La mesure de la fonction de transfert entre une impulsion et la réponse vibratoire du carter a pour objectif de compléter le modèle numérique, dans le but d'évaluer le comportement dynamique global de la boîte de vitesses induit par le graillonnement du rapport de deuxième, pour n'importe quelles conditions de fonctionnement.

Enfin, Renault a défini un critère nommé «critère de la moyenne 5 faces» dans le but de caractériser une boîte de vitesses en graillonnement et de qualifier le niveau des nuisances sonores engendrées par la vibration du carter de boîte. Ce critère est évalué pour différentes conditions de fonctionnement de la boîte de vitesses instrumentée (point mort, rapport engagé,...).

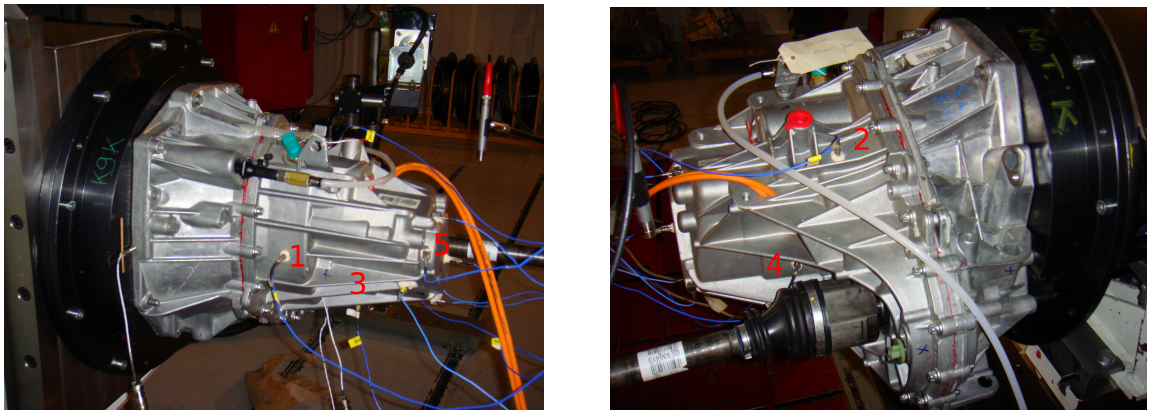


Figure IV.1 : Carter de boîte instrumenté en accéléromètres.

1 : Accéléromètre situé côté radiateur.

2 : Accéléromètre situé en haut du carter.

3 : Accéléromètre situé en bas du carter.

4 : Accéléromètre situé côté tablier.

5 : Accéléromètre situé au nez du carter.

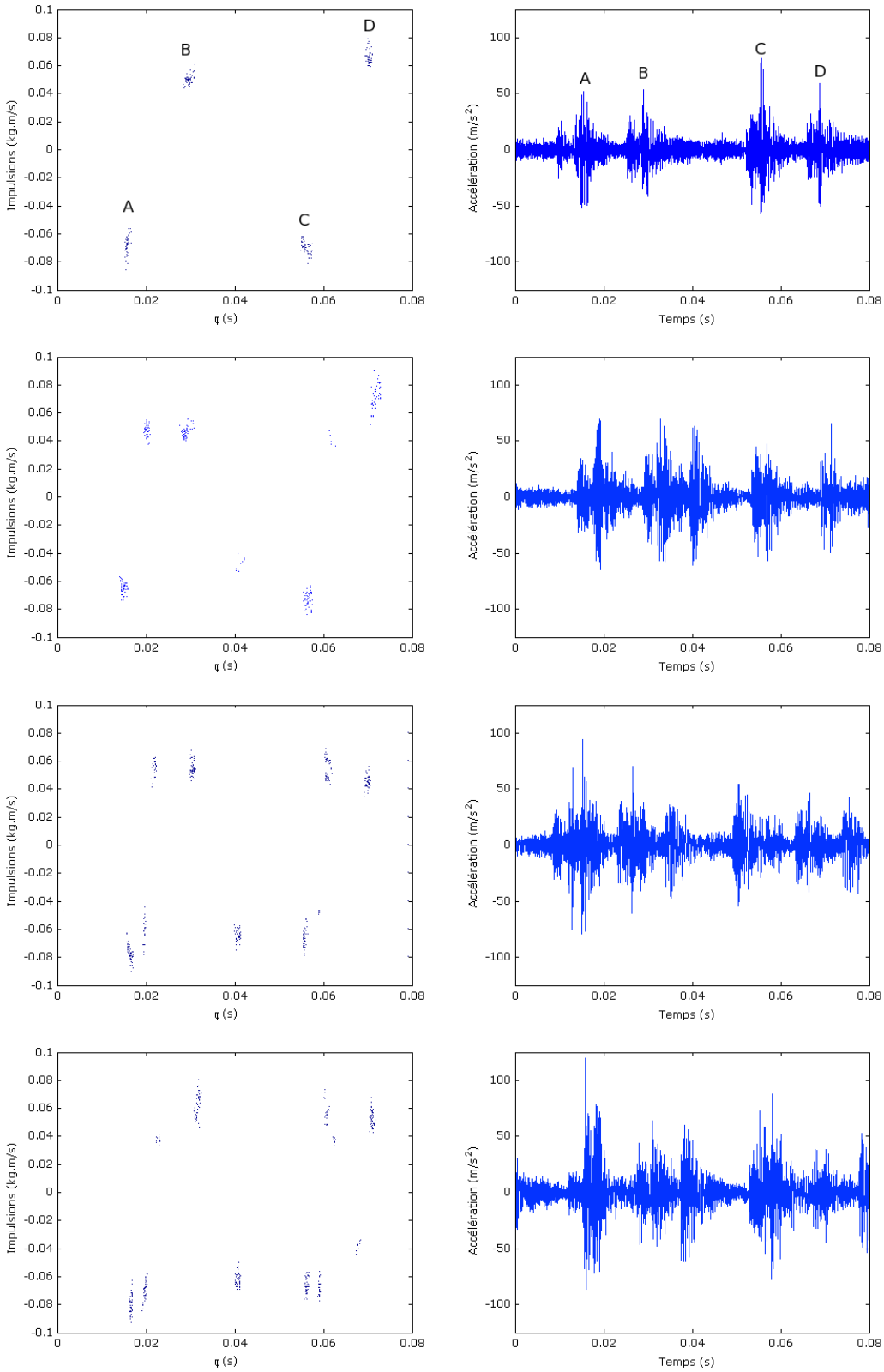
IV.1 Vibration du carter de boîte

La réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses est mesurée par des accéléromètres placés en 5 points définis par le service acoustique de Renault et situés sur le nez, le haut et le bas du carter, ainsi que sur les côtés radiateur et tablier. Leur position a été choisie de telle manière que la moyenne des réponses mesurées permet d'obtenir une image représentative du niveau de réponse vibratoire de l'ensemble du carter.

Les résultats des essais suivants correspondent à une vitesse de rotation moyenne Ω=750 Tr/min et des amplitudes d'acyclisme égales à A=50 Tr/min, 75 Tr/min, 100 Tr/min et 125 Tr/min, dans la configuration de point mort.

La figure IV.2 correspond aux sections de Poincaré des impulsions mesurées en interne de la boîte de vitesses (a) et à l'accélération du carter de boîte de vitesses mesurée en un point situé côté radiateur (b). La fenêtre temporelle choisie correspond à une rotation de l'arbre moteur.

Les résultats confirment que la réponse du carter mesurée par les accéléromètres est générée par les chocs qui ont lieu entre les pignons fou et menant. A titre d'exemple, pour A=50 Tr/min, on retrouve la trace des 4 impacts par rotation. La réponse libre du carter engendrée par un choc est amortie avant que ne se produise le choc suivant. La figure IV.2a montre que le niveau des impulsions est peu affectée par l'amplitude de l'acyclisme. Par contre, l'augmentation du nombre de chocs par période se traduit par une élévation du niveau de la réponse vibratoire du carter (figure IV.2b). La durée entre deux chocs devient plus courte, si bien que la réponse libre du carter engendrée par un choc n'est pas complètement amortie quand le choc suivant se produit.



(a) (b)

Ω=750 Tr/min. A = 50, 75, 100 et 125 Tr/min.

Figure IV.2 : (a) Section de Poincaré de la dynamique du pignon fou mesurée par les codeurs. (b) Réponse temporelle du carter de boîte de vitesses.

IV.2 Transfert entre une impulsion et la réponse vibratoire du carter

Le graillonnement est un phénomène large bande. En effet, le bruit rayonné par la boîte de vitesses est en grande partie comprise entre 500 Hz et 8 kHz (voir figure IV.3). Le calcul numérique de la fonction de transfert entre une impulsion et la réponse vibratoire du carter par des méthodes éléments finis n'est pas adapté pour des fréquences aussi élevées. La densité modale de la structure devient importante. Les modes se recouvrent. Les modèles éléments finis de la boîte de vitesses TL4 mis en œuvre par Renault permettent actuellement d'obtenir une description de la base modale uniquement jusqu'à 3 kHz.

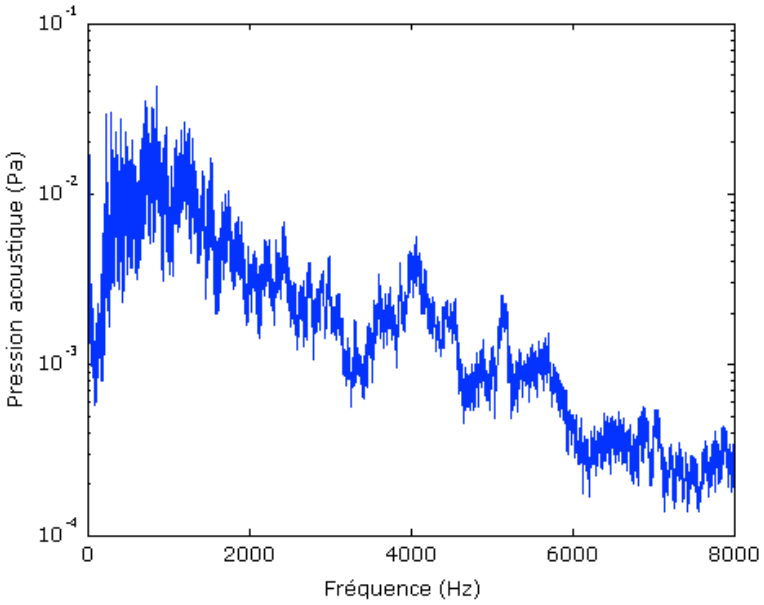
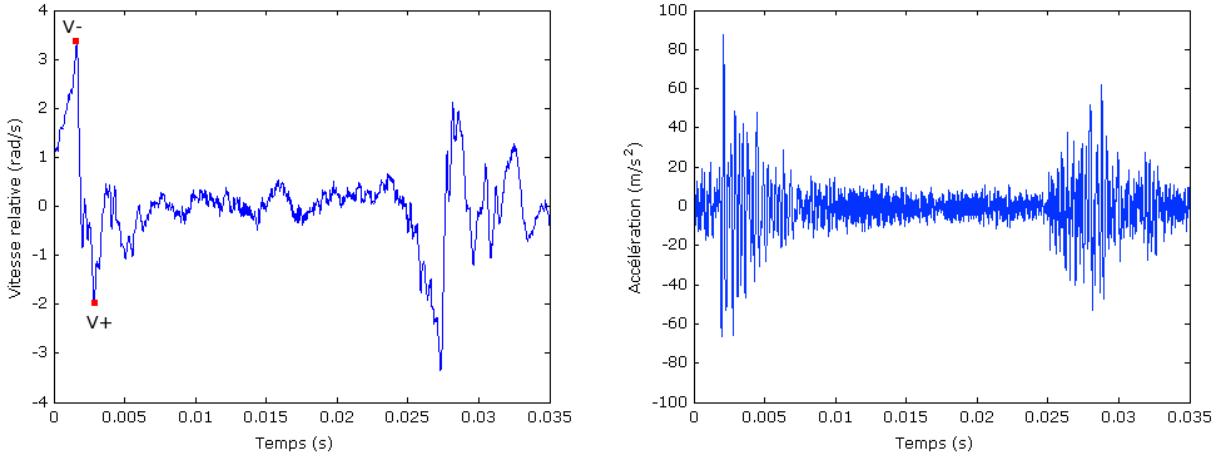


Figure IV.3 : Spectre d'amplitude du bruit rayonné mesuré par un microphone en seul un point côté différentiel.

(Ω = 750 Tr/min et A =125 Tr/min).

Nous avons choisi d'identifier la fonction de transfert expérimentalement, à partir des essais effectués. Lorsque la durée entre deux chocs est suffisamment grande, il est possible d'identifier la réponse vibratoire du carter induite par un seul choc, jusqu'à extinction complète de celle-ci. La mesure de la vitesse relative entre les pignons à l'aide des codeurs optiques permet de déterminer l'impulsion correspondante. La figure IV.4a présente la vitesse relative entre le pignon fou et le pignon menant lors d'un choc, pour une vitesse de rotation moyenne Ω=750 Tr/min et A=50 Tr/min. La figure IV.4b, présente la réponse vibratoire du carter correspondante en un point du carter (côté radiateur). La réponse vibratoire du carter est amortie avant l'apparition du second choc. Elle peut ainsi être exploitée.



(a) (b)

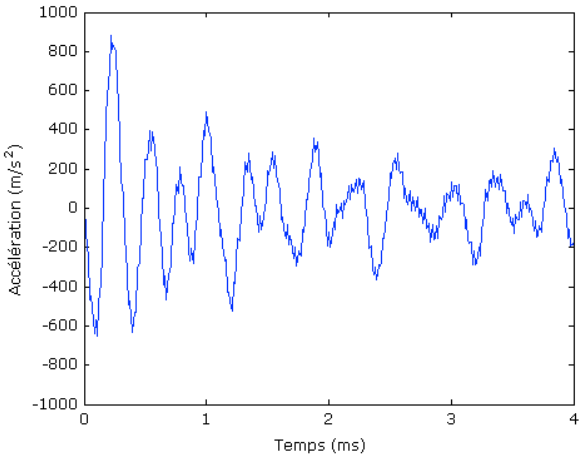
Figure IV.4 : (a) Vitesse relative entre le pignon fou et le pignon menant.

(b) Réponse temporelle du carter de boîte en un point de mesure coté radiateur.

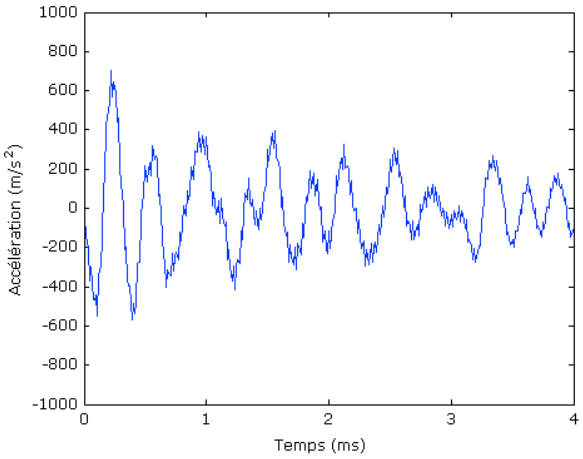
(Ω=750 Tr/min et A=50 Tr/min).

Les figures IV.5 (a), (b) et (c) présentent la réponse vibratoire du carter remenée à une impulsion unitaire, pour des impulsions d'amplitude variée, correspondant à une vitesse de rotation moyenne Ω=500 Tr/min et des amplitudes d'acyclisme A=50 Tr/min, A=75 Tr/min, ainsi que une vitesse de rotation moyenne Ω=750 Tr/min et une amplitude d'acyclisme A=50 Tr/min.

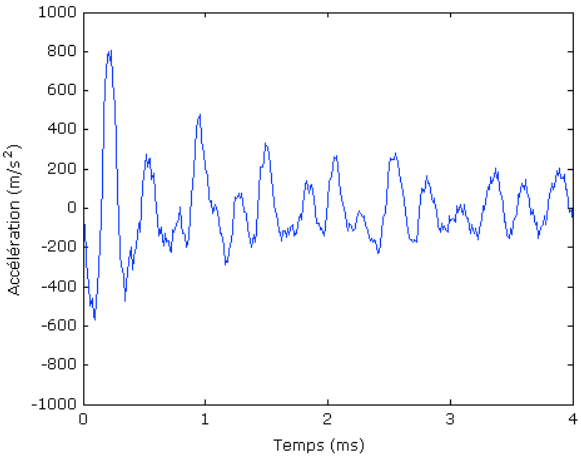
Les trois réponses impulsionnelles sont similaires. On vérifie ainsi que la fonction de transfert entre une impulsion et la réponse vibratoire du carter est indépendante du régime de fonctionnement et de l'amplitude des impulsions. De plus, ces résultats permettent de conclure sur le découplage entre la réponse vibratoire du carter de boîte et la dynamique du pignon fou.



(a)



(b)



(c)

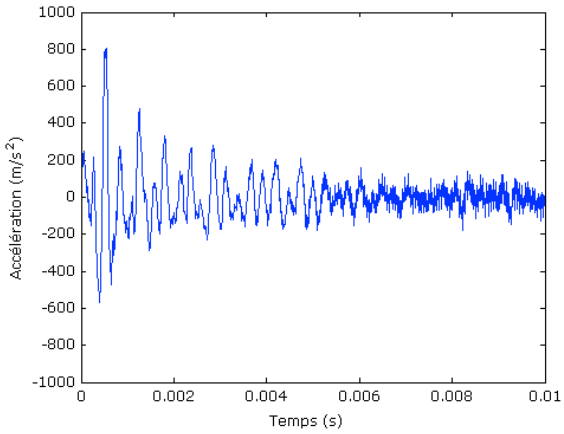
Figure IV.5 : Réponse vibratoire du carter de boîte en un point côté radiateur due à une impulsion unitaire.

(a) A=50 Tr/min et Ω=500 Tr/min.

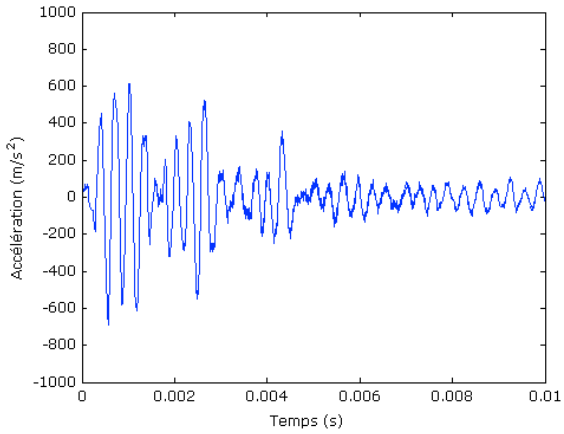
(b) A=75 Tr/min et Ω=500 Tr/min.

(c) A=50 Tr/min et Ω=750 Tr/min.

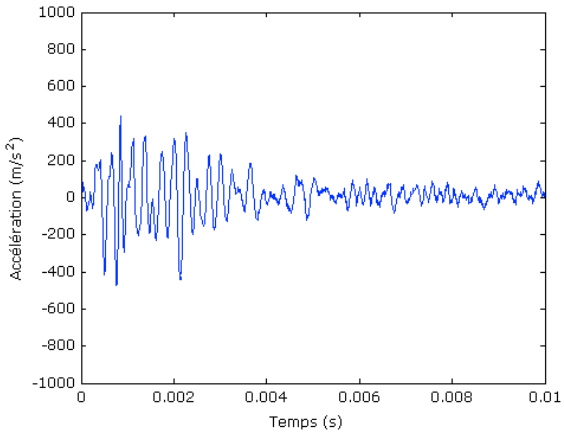
Les réponses impulsionnelles correspondant aux autres points du carter sont mesurées à partir d'une approche identique. La figure IV.6 présente les 5 réponses impulsionnelles correspondantes aux 5 points de mesure définis par Renault.



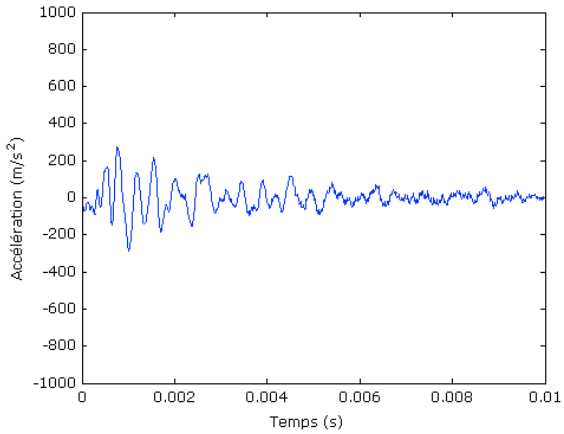
(a)



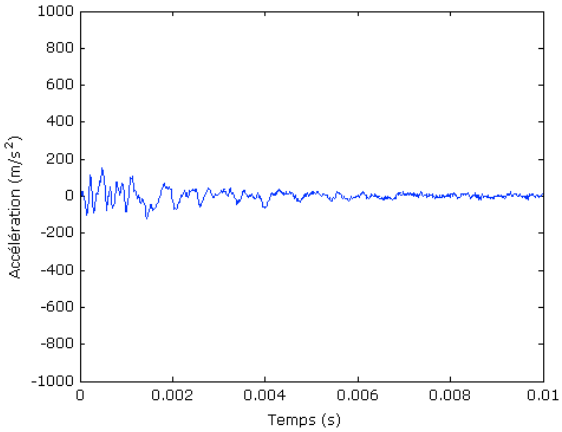
(b)



(c)



(d)



(e)

Figure IV.6 : Réponse vibratoire du carter de boîte due à une impulsion unitaire.

(a) : Côté radiateur

(b) : Haut du carter

(c) : Bas du carter

(d) : Côté tablier

(e) : Nez du carter

La figure IV.7 représente le spectre d'amplitude de la réponse vibratoire du carter de boîte de la figure IV.5. Bien que la durée des chocs ne soit pas négligeable (de l'ordre de 1 ms), on observe un transfert des impulsions sur l'ensemble de la gamme de fréquences 0-8 kHz, ce qui confirme le caractère large bande du bruit généré par le graillonnement.

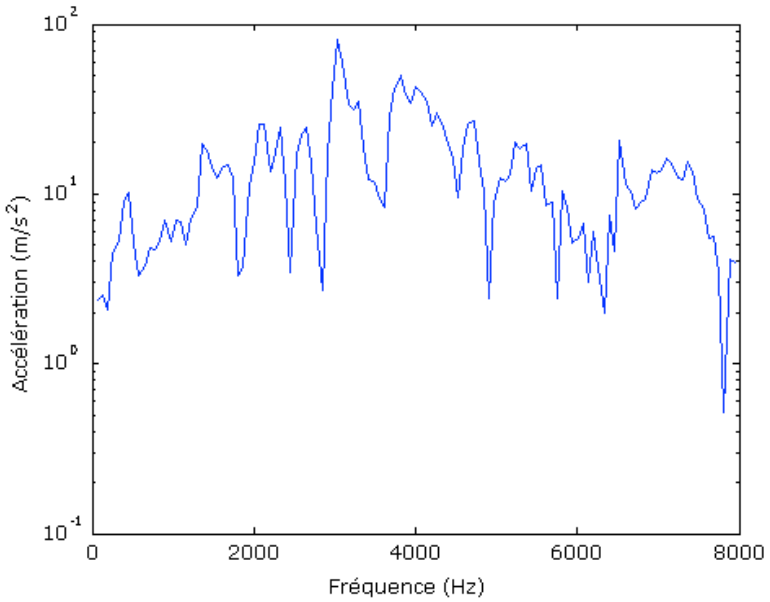


Figure IV.7 : Spectre d'amplitude de la réponse vibratoire du carter de boîte (Ω = 750 Tr/min et A =50 Tr/min).

IV.3 Simulation de la réponse vibratoire du carter induite par le graillonnement du rapport de deuxième

A partir de l'historique des impulsions et de leur amplitude, mesurées grâce aux codeurs implantés sur les pignons fou et menant, la réponse vibratoire du carter est calculée en appliquant à chaque impulsion la fonction de transfert mesurée pour une impulsion unitaire, comme illustré sur la figure IV.8.

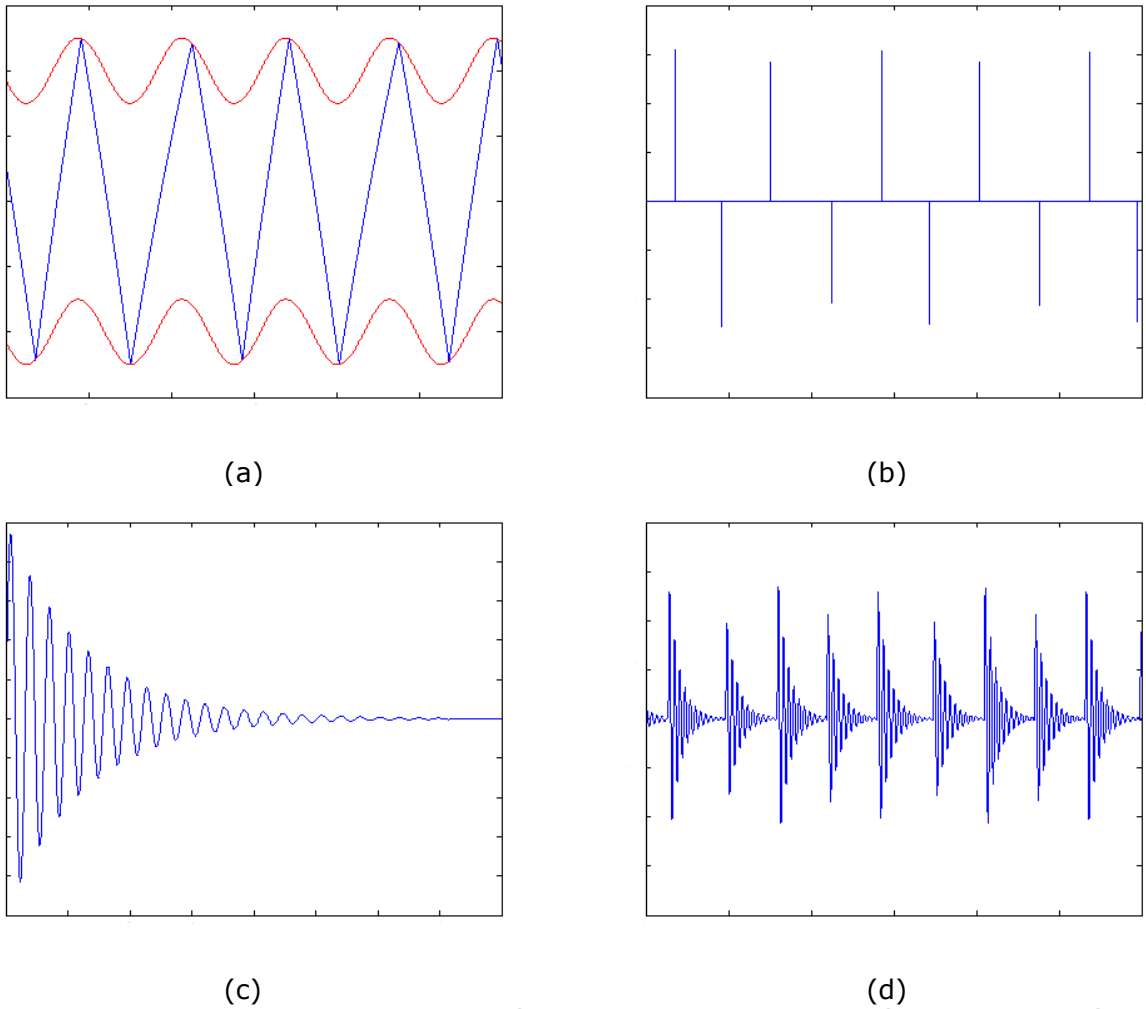
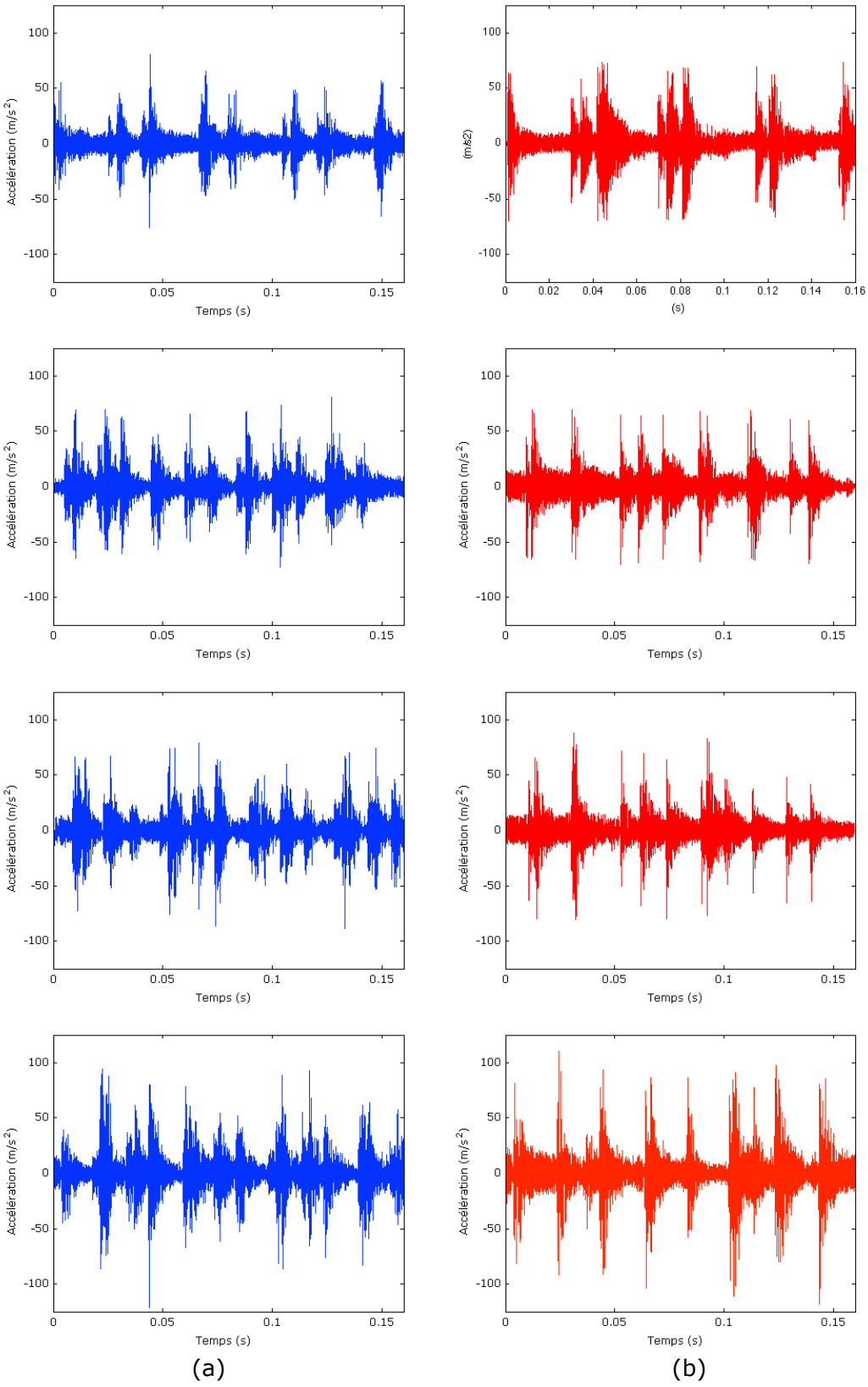


Figure IV.8 : Principe pour obtenir la réponse vibratoire du carter à partir du modèle numérique.

La figure IV.9 présente les réponses vibratoires du carter mesurées et simulées côté radiateur pour une vitesse moyenne Ω=750 Tr/min et pour des amplitudes d'acyclisme A=50 Tr/min, A=75 Tr/min, A=100 Tr/min et A=125 Tr/min. Les réponses simulées sont représentatives des réponses mesurées. Le nombre de chocs et l'amplitude de la réponse du carter qui résulte de chacun d'eux sont similaires. On observe néanmoins, quelques déphasages entre les chocs, plus particulièrement pour une excitation d'amplitude A=50 Tr/min. L'écart entre la valeur efficace de la réponse vibratoire du carter simulée et celle de la réponse vibratoire du carter mesurée n'excède pas 4 % (voir tableau IV.1).

Les résultats obtenus pour les quatre autres points confirment que l'utilisation d'une fonction de transfert mesurée pour simuler la réponse vibratoire du carter de boîte est une solution satisfaisante au vue des résultats obtenus.



A = 50, 75, 100 et 125 Tr/min

Figure IV.9 : Réponse vibratoire du carter de boîte côté radiateur.

Comparaison entre la réponse mesurée (a) et la réponse simulée (b) (Ω=750 Tr/min).

Acyclisme	50 Tr/min	75 Tr/min	100 Tr/min	125 Tr/min
Mesure	19,4 m.s^{-2}	21,6 m.s^{-2}	22,2 m.s^{-2}	23,9 m.s^{-2}
Simulation	18,9 m.s^{-2}	21,4 m.s^{-2}	21,5 m.s^{-2}	24,5 m.s^{-2}
Ecart	2,6 %	0,9 %	3,2 %	2,5 %

Tableau IV.1 Valeur efficace de la réponse vibratoire du carter de boîte côté radiateur (Ω =750 Tr/min).

IV.4 Critère 5 faces Renault

Le critère 5 faces M_f de Renault est un critère «métier» qui permet d'évaluer le bruit du graillonnement à partir des réponses vibratoires des 5 points du carter de boîte. Les essais standards pour caractériser le bruit de graillonnement d'une boîte de vitesses consiste à effectuer une rampe d'acyclisme pour différents régimes moteur. Le critère 5 faces est estimé à partir de la moyenne des valeurs efficaces correspondant aux 5 réponses vibratoires. Le niveau des nuisances est exprimé en décibels à partir de la formule suivante :

$$M_f = 20\log\left(\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5}\frac{\gamma_{Efficace}^{(i)}}{\gamma_{Ref}}\right) \qquad \text{(IV.1)}$$

$\gamma_{Efficace}^{(i)}$: étant la valeur efficace de la vibration du carter au point *i*

et γ_{Ref} =1 m/s^2

IV.4.1 Résultats expérimentaux

Le critère 5 faces a été évalué pour diverses configurations de fonctionnement de la boîte de vitesses (au point mort ou en rapport engagé) :

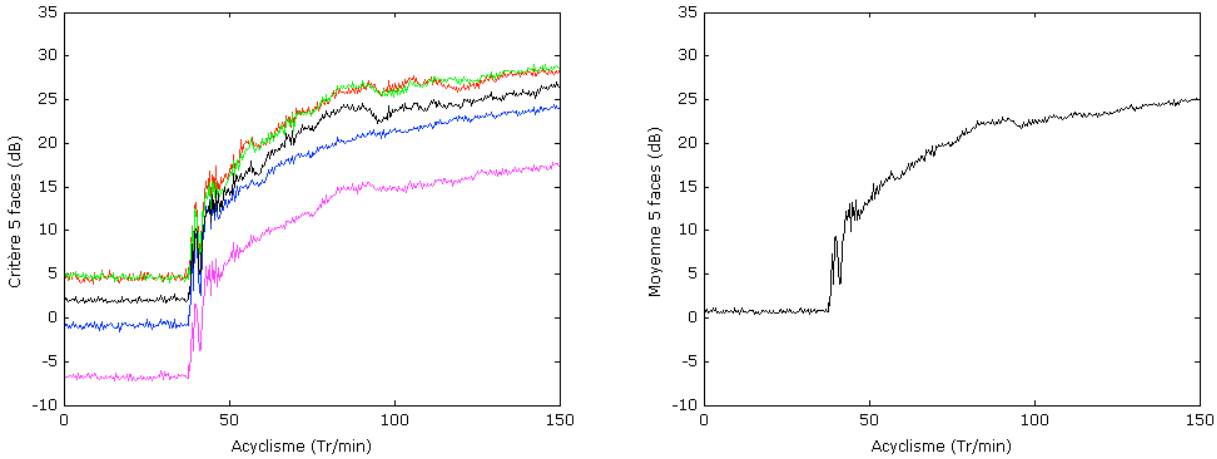
- Configuration 1 : seul le pignon fou de deuxième est conservé,
- Configuration 2 : seul le pignon fou de deuxième est conservé, mais son inertie est modifiée, en remplaçant la pièce qui supporte le codeur optique, pour se rapprocher de l'inertie du pignon fou de première (inertie deux fois supérieure à celle du pignon fou de deuxième),
- Configuration 3 : le rapport de troisième est engagé (deux pignons fous sont alors présents dans la boîte de vitesses, celui de deuxième et celui de quatrième),

- Configuration 4 : le rapport de quatrième est engagé (deux pignons fous sont présents dans la boîte de vitesses, celui de deuxième et celui de troisième).

Ces mesures ont été effectuées pour divers régimes moteur et sous différentes conditions de lubrification (quantité d'huile variable, à chaud ou à froid), afin d'analyser l'influence sur le niveau de nuisances émis par la boîte de vitesses des paramètres que sont :

- le couple de traînée et le coefficient de restitution (en faisant varier la quantité d'huile et sa température),
- l'inertie du pignon fou,
- le régime moteur,
- l'amplitude de l'acyclisme.

La figure IV.10 (a) présente les niveaux vibratoires observés sur les 5 faces du carter de boîte de vitesses pour une vitesse moyenne Ω=750 Tr/min et une rampe en amplitude d'acylisme de 0 à 150 Tr/min. Les différentes surfaces n'ont pas la même contribution à la réponse vibratoire du carter de boîte. Le nez du carter est la partie qui contribue le moins au graillonnement. La figure met également en évidence l'influence de l'amplitude de l'acyclisme sur le niveau de nuisances généré par le graillonnement.



(a) (b)

Figure IV.10 : (a) Evolution du critère 5 faces en fonction de l'amplitude de l'acyclisme.

En rouge : Côté radiateur.

En vert : Haut du carter.

En noir : Bas du carter.

En bleu : Côté tablier.

En magenta : Nez du carter.

(b) Evolution de la moyenne 5 faces en fonction de l'amplitude de l'acyclisme.

La figure IV.11 présente l'évolution de la moyenne 5 faces dans les configurations 1 et 2, pour des vitesses moyennes de rotation Ω=500 Tr/min, Ω=750 Tr/min et Ω=1000 Tr/min. Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence du régime du moteur, en plus de l'amplitude de l'acyclisme, sur le bruit de graillonnement. L'analyse de l'évolution du critère 5 faces permet également de détecter le seuil de graillonnement à partir de la réponse vibratoire du carter, et non plus à partir de la réponse dynamique du pignon fou. Le seuil de graillonnement à partir duquel le niveau de nuisances augmente coïncide avec le seuil détecté partir des diagrammes d'impulsions (tableau III.1 et tableau III.2).

Dans la configuration 2, l'inertie du pignon fou est deux fois supérieure à celle du pignon fou de la configuration 1. Le graillonnement apparaît donc systématiquement pour des amplitudes d'acyclisme deux fois plus faibles. Une fois le seuil dépassé, le critère d'évaluation des nuisances présente une évolution similaire à la configuration précédente.

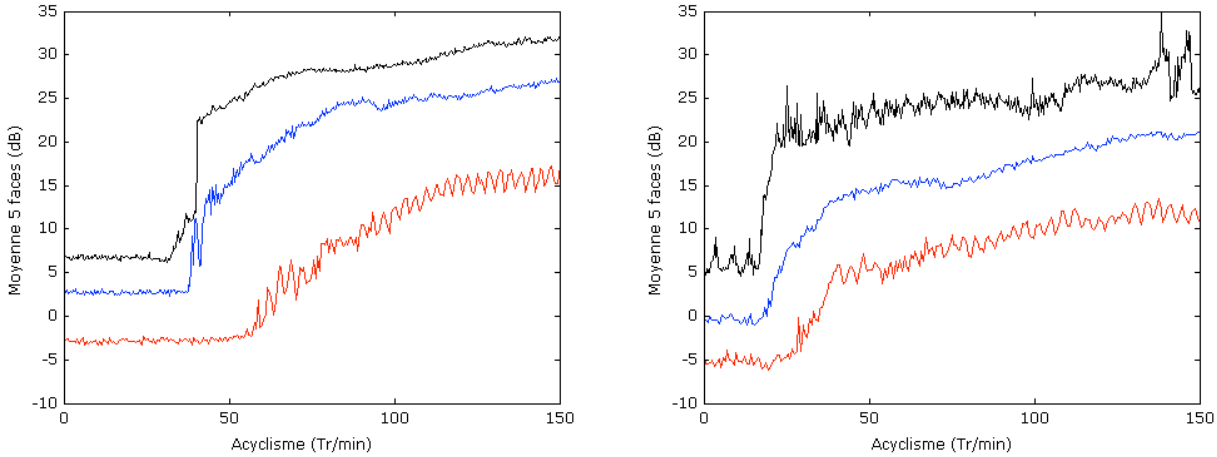


Figure IV.11 : Evolution de la moyenne 5 faces en fonction de l'amplitude de l'acyclisme en sortie de la génératrice dans les configurations 1 (a) et 2 (b).

En rouge : Ω=500 Tr/min.

En bleu : Ω=750 Tr/min.

En noir : Ω=1000 Tr/min.

La figure IV.12 permet de comparer l'évolution du critère 5 faces dans les configurations 1 (point mort) et 3 et 4 (rapport engagé). En deçà du seuil de graillonnement, le niveau des nuisances lorsqu'un rapport est engagé est supérieur à celui du point mort, en raison du sirènement généré par l'erreur de transmission du rapport engagé. Par contre, au-delà du seuil, l'évolution du critère 5 faces est beaucoup moins brutale, bien que la boîte de vitesses

soit constituée de deux pignons fous. En effet, l'acyclisme est fortement filtré par l'embrayage et le niveau d'excitation mesurée au niveau du pignon menant est beaucoup plus faible que celui mesuré au point mort.

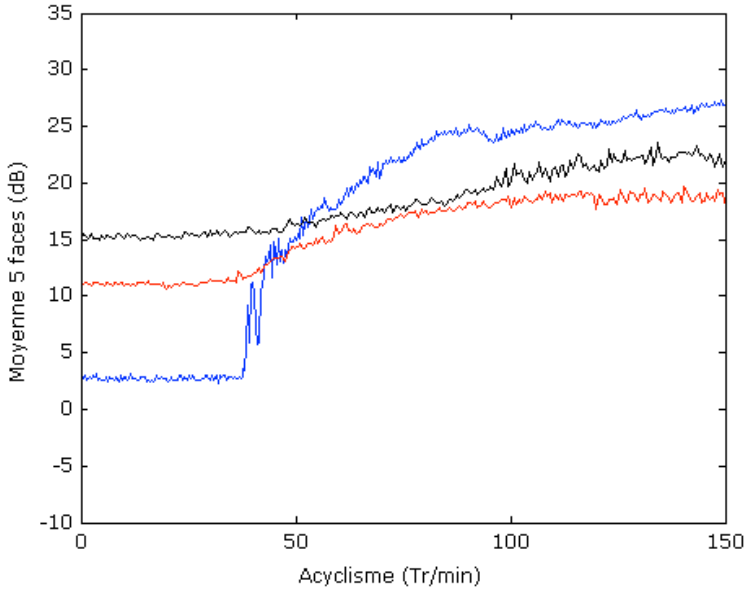


Figure IV.12 : Evolution du niveau de nuisances en fonction de l'amplitude de l'acyclisme en sortie de la génératrice.

En bleu : Ω=750 Tr/min, au point mort.

En rouge : Ω=750 Tr/min, rapport de troisième engagé.

En noir : Ω=750 Tr/min, rapport de quatrième engagé.

Enfin, la figure IV.13 présente les évolutions du critère Renault dans le cas de la configuration 2 pour une vitesse moyenne de rotation Ω=750 Tr/min pour différentes conditions de lubrification de la boîte de vitesses.

Cette figure montre l'influence du niveau d'huile présente dans la boîte de vitesses modifiant ainsi le couple de traînée qui s'applique sur le pignon fou. Plus le niveau d'huile diminue et plus le bruit de graillonnement augmente.

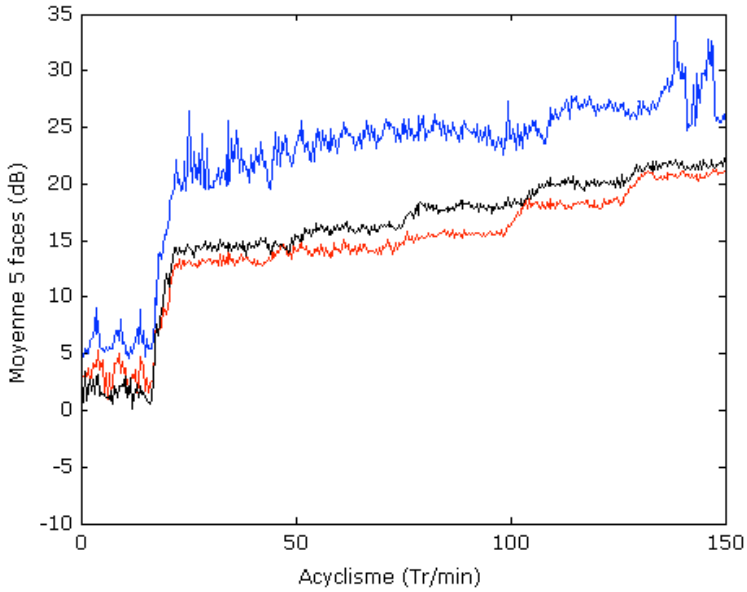


Figure IV.13 : Evolution du niveau de nuisances en fonction de l'amplitude de l'acyclisme en sortie du moteur.

Configuration 2 (Ω=750 Tr/min).

En bleu : Sans huile.

En noir : Quantité d'huile diminuée de moitié.

En rouge : Condition standard de lubrification.

La figure IV.14 présente l'évolution du bruit rayonné mesuré à l'aide d'un microphone, situé à 50 cm du différentiel de la boîte de vitesses (position définie par Renault). Cette mesure n'est pas représentative de la puissance acoustique rayonnée par la boîte de vitesses. Elle permet néanmoins d'estimer l'ordre de grandeur des pressions acoustiques dans l'environnement de la boîte de vitesses (plus de 85 dB). L'évolution de la pression acoustique au niveau du point de mesure est très similaire à celle du critère 5 faces.

$$L_p(dB) = 20\log\left(\frac{P}{\mathrm{P}_{Ref}}\right) \qquad \text{(IV.2)}$$

P : Valeur efficace de la pression mesurée (Pa).

P_{Ref} : Valeur de la pression de référence (2.10^{-5} Pa).

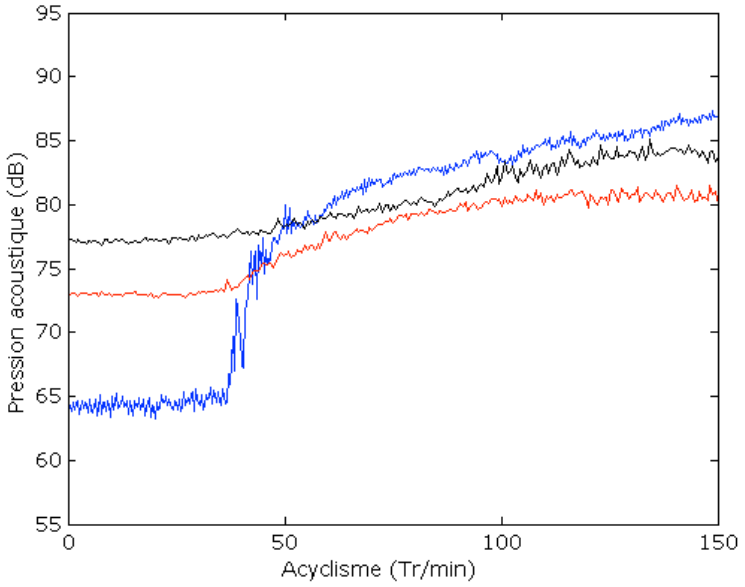


Figure IV.14 : Evolution de la pression acoustique au niveau du point de mesure en fonction de l'amplitude de l'acyclisme en sortie de la génératrice.

En bleu : Ω=750 Tr/min, au point mort.

En rouge : Ω=750 Tr/min, rapport de troisième engagé.

En noir : Ω=750 Tr/min, rapport de quatrième engagé.

IV.4.2 Comparaison avec les résultats du modèle numérique

Le critère 5 faces ne peut être évalué à partir du modèle numérique que dans les configurations 1 et 2 (seul le pignon fou de deuxième est conservé). En effet, l'instrumentation de la boîte de vitesses ne permet pas actuellement de mesurer les fonctions de transfert entre les impulsions s'exerçant sur les pignons des rapports de troisième et de quatrième, et le montage de la boîte de vitesses oblige à intégrer le pignon fou de quatrième lorsqu'on engage le rapport de troisième, et vice-versa.

La figure IV.15 présente le critère 5 faces en régime de fonctionnement stationnaire. La vitesse moyenne de rotation est de 750 Tr/min et les amplitudes d'acyclisme sont égales à 50 Tr/min, 75 Tr/min, 100 Tr/min et 125 Tr/min.

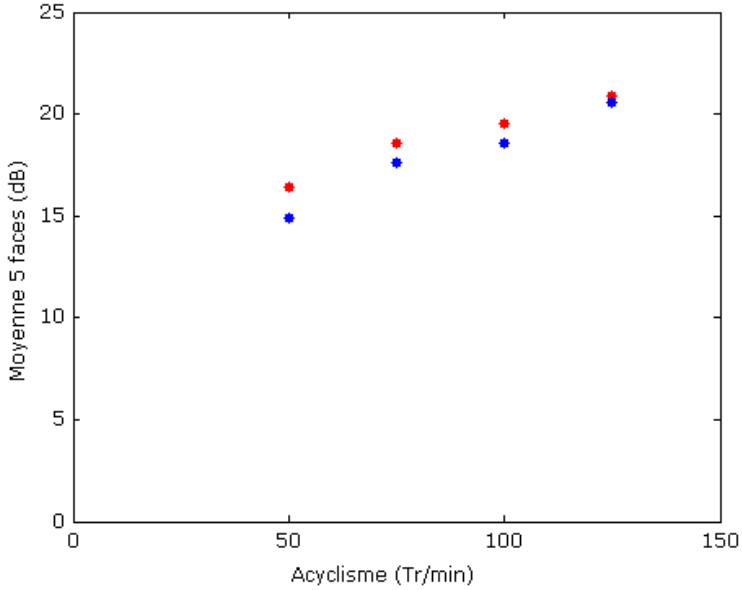


Figure IV.15 : Evolution du critère 5 faces en fonction de l'amplitude de l'acyclisme en régime de fonctionnement stationnaire (config.1).

Comparaison entre la réponse mesurée et la réponse simulée (Ω =750 Tr/min).

Le tableau IV.2 montre que l'écart entre le critère mesuré et le critère simulé est inférieur à 1.5 dB.

Acyclisme	**50 Tr/min**	**75 Tr/min**	**100 Tr/min**	**125 Tr/min**
Mesure	16,4 dB	18,6 dB	19,5 dB	20,9 dB
Simulation	14,9 dB	17,6 dB	18,6 dB	20,6 dB
Ecart	1,5 dB	1,0 dB	0,9 dB	0,3 dB

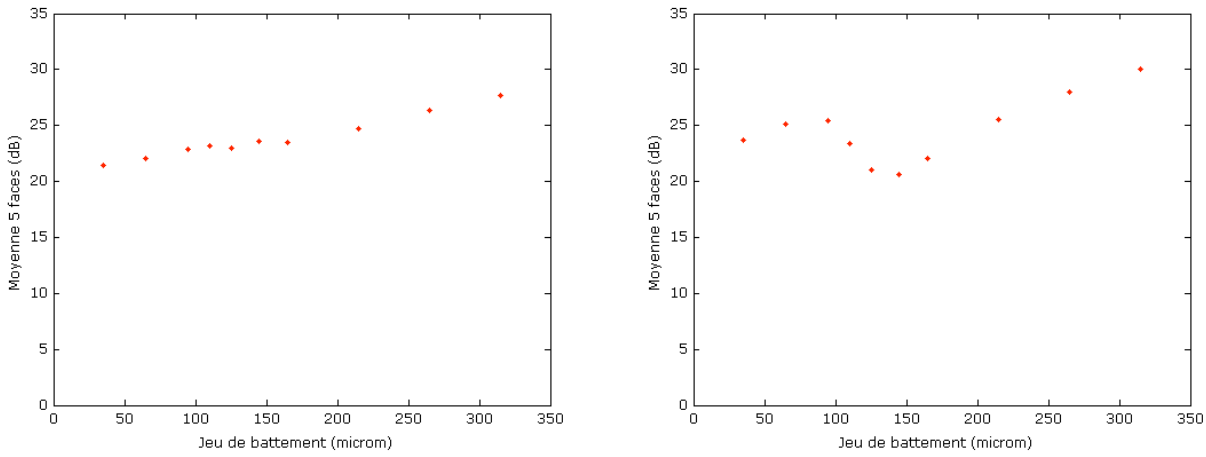
Tableau IV.1 Valeurs du critère 5 faces (Ω=750 Tr/min).

IV.4.3 Analyse de l'influence du jeu de battement

La mise en œuvre du modèle numérique permet d'évaluer l'influence des différents paramètres de conception de la boîte de vitesses sur le critère 5 faces. Les mesures expérimentales ont déjà pu mettre en évidence l'influence des paramètres tels que l'inertie du pignon fou, l'amplitude de l'acyclisme, la vitesse de rotation, et le couple de traînée.

Le jeu de battement régit lui aussi la dynamique du pignon fou. Cependant il est difficile de mettre en œuvre des études expérimentales pour montrer son influence. Celle-ci a donc été analysée à partir de l'évaluation numérique du critère 5 faces.

Les figures IV.16 (a) et (b) présentent l'évolution du critère 5 faces en fonction du jeu de battement pour une vitesse moyenne de rotation Ω =750 Tr/min, et une amplitude de l'acyclisme A=75 Tr/min et A=125 Tr/min. Dans le premier cas, on observe une augmentation continue du bruit de graillonnement avec le jeu de battement. Par contre, le second cas montre qu'il existe une valeur optimale du jeu de battement pour laquelle le bruit de graillonnement est minimal. En dehors des considérations liées à d'autres problèmes de conception de la boîte de vitesses (écarts de fabrication, dilatation thermiques, etc.), minimiser le jeu de battement n'est pas systématiquement la meilleure solution pour diminuer le bruit de graillonnement. Pour certaines amplitudes d'acyclisme, le nombre de chocs peut augmenter considérablement lorsque le jeu de battement diminue. Le niveau des impulsions est certes plus faible mais la répétition fréquente des impacts engendre une plus grande réponse vibratoire du carter.



(a) (b)

Figure IV.16 : Valeurs du critère de la moyenne 5 faces en fonction du jeu de battement dans le cas d'une excitation stabilisée (Ω=750 Tr/min, config.1).

(a) A=75 Tr/min.

(b) A=125 Tr/min.

IV.5 Conclusion

Le transfert entre les impulsions et la réponse vibratoire du carter de la boîte de vitesses génère des nuisances acoustiques dans une très large gamme de fréquences (0.5 à 8 kHz). Le calcul de la fonction de transfert correspondante par la méthode des éléments finis se limitant aux fréquences inférieures à 3 kHz, cette fonction a été déduite directement des mesures expérimentales effectuées sur le banc d'acyclisme. La variation des conditions de

fonctionnement a permis de vérifier qu'elle dépendait peu de la vitesse de rotation moyenne ou de l'amplitude de l'excitation vibratoire. La fonction de transfert a ensuite été introduite au sein du modèle numérique pour évaluer le critère 5 faces défini par Renault et comparer son évolution avec les mesures expérimentales. Les résultats obtenus dans les deux cas sont similaires. L'exploitation du modèle numérique permet donc de conduire des études paramétriques en vue de trouver les paramètres de conception qui minimisent le bruit de graillonnement. L'analyse de l'influence du jeu de battement a ainsi conduit à des résultats inattendus. La valeur optimale, permettant de minimiser le bruit de graillonnement, semble dépendre de l'amplitude de l'acyclisme et certainement du régime du moteur.

CONCLUSION GENERALE

Dans le cadre de l'amélioration de la prestation acoustique d'un véhicule automobile en terme de confort pour l'usager, l'objectif de cette étude était de caractériser le bruit de graillonnement d'une boîte de vitesses. Celui-ci résulte des fluctuations de vitesses imposées par le moteur qui peuvent générer, pour chacun des rapports non engagés, une réponse dynamique du pignon fou de type vibro-impacts. Les impulsions associées aux chocs successifs sont alors transmises par voie solidienne jusqu'au carter, puis par voie solidienne ou aérienne (20%) vers l'habitacle (80%).

Dans un premier temps, nous avons mis en évidence les effets des paramètres influant sur le bruit de graillonnement, à savoir l'amplitude et le contenu fréquentiel de la source excitatrice associée à l'acyclisme du moteur thermique, le couple de traînée s'exerçant sur le pignon fou et qui résulte principalement du barbotage de celui-ci et de la dissipation dans le palier lisse supportant le pignon sur l'arbre, les caractéristiques des contacts qui gouvernent les chocs entre dents et les paramètres de conception de la boîte de vitesses tels que les inerties des pignons fous et leur distribution et les jeux entre dents.

A partir de l'hypothèse d'impacts de durées courtes et en considérant le découplage de la dynamique du pignon fou vis-à-vis des autres composants de la boîte de vitesses, un modèle dynamique non linéaire a été développé pour décrire le comportement du pignon fou. La description des impacts est de type stéréomécanique. L'analyse dimensionnelle montre que la réponse dynamique du pignon fou ne dépend que de trois nombres sans dimension. Le premier caractérise le niveau d'excitation. Il correspond au rapport entre la force d'inertie induite par l'acyclisme et la force de traînée. Les deux autres sont le coefficient de restitution et le rapport entre le jeu entre dents et l'amplitude de l'excitation. La solution numérique est construite par morceaux. L'analyse des réponses a permis de prédire les niveaux d'excitation correspondant au seuil au-delà duquel le phénomène de graillonnement s'initie. Il apparaît que ce seuil est prématuré dans le cas d'une excitation périodique par rapport au cas d'une excitation purement harmonique. La description précise du contenu fréquentiel de l'acyclisme est ainsi requise. Par ailleurs, notre analyse a permis de montrer la très grande diversité de comportements dynamiques susceptibles d'être observée. La nature des réponses dynamiques dépend notamment du caractère aléatoire du coefficient de restitution et du contenu multi-fréquentiel de l'excitation.

L'identification des paramètres influents a fait l'objet de deux campagnes expérimentales importantes, sur une plateforme d'essais du LTDS (Banc LUG) et sur le banc d'acyclisme de Renault S.A. (Le BACY). Un module spécifique a été développé sur le banc LUG, permettant de caractériser le coefficient de restitution et la durée des impacts sous conditions de glissement. L'instrumentation des pignons du rapport de deuxième d'une boîte de vitesses réelle type Renault-TL4, par des codeurs optiques, a permis de réaliser plusieurs campagnes expérimentales sur le BACY. Le coefficient de restitution in situ et les différentes contributions au couple de traînée s'appliquant sur le pignon fou ont été identifiés. La mesure des durées de choc a permis de conforter la validité du modèle stréréomécanique des impacts et l'introduction d'un coefficient de restitution. Celui-ci ne dépend pas de la masse impactant, ni de la vitesse de glissement entre les solides. Il s'avère que le coefficient de restitution correspond à un processus stochastique que l'on peut décrire convenablement par une densité de probabilité gaussienne. Les lois permettant de décrire ses deux premiers moments en fonction de la vitesse d'impact ont pu être établies. Les différentes contributions au couple de traînée ont été identifiées à partir des mesures de la décélération libre amortie des parties mobiles dans différentes configurations de la boîte de vitesses. Les modèles issus de la littérature ont pu être validés et leur mise en œuvre permet d'identifier le couple de traînée qui s'applique sur n'importe quel pignon fou, pour toutes les conditions de fonctionnement (point mort ou rapport engagé).

La réponse dynamique du pignon fou du rapport de deuxième a été mesurée pour des vitesses moyennes constantes et, soit une rampe en amplitude de l'acyclisme à la sortie de la génératrice (régime transitoire) ou soit une amplitude stabilisée (régime stationnaire). Le codeur optique implanté sur le pignon menant permet de connaître à tout moment l'amplitude de l'excitation en entrée de boîte et le contenu fréquentiel de celle-ci. Ainsi, tous les paramètres nécessaires à la description de la dynamique du pignon fou sont déterminés, à l'exception du jeu entre dents en fonctionnement. Ce jeu n'a pu être mesuré qu'en statique par le service «métrologie» de Renault. La comparaison des résultats expérimentaux et des résultats numériques montre que le nombre sans dimension qui décrit le niveau d'excitation est pertinent, que le seuil de déclenchement du graillonnement est prédit correctement par le modèle numérique, et qu'au-delà de ce seuil, la nature de la réponse dynamique, les niveaux et l'historique des impulsions sont également prédits correctement, pour la configuration de point mort, comme lorsqu'un rapport est engagé. Ainsi, la conception d'une boîte de vitesses optimisée en terme de graillonnement conduit, pour chaque couple de roues dentées, à choisir comme pignon fou celui qui présente le ratio le plus faible entre inertie et couple de traînée. Ce

couple de traînée dépend de la température, mais également de l'orientation générale de la boîte qui détermine quels sont les pignons partiellement immergés. L'élévation généralisée des couples de traînée s'appliquant sur les pignons fous n'est cependant pas souhaitable, car elle augmente les pertes de puissance et diminue le rendement de la boîte de vitesses, conduisant ainsi à une augmentation de la consommation du véhicule et des émissions polluantes.

En simulant les conditions réelles de fonctionnement de la boîte de vitesses sur le BACY, le comportement dynamique du pignon fou est largement dominé par des réponses de type 1T périodique présentant deux chocs par période de l'acyclisme, un choc entre les flancs actifs et un choc entre les flancs rétros. Ce constat expérimental résulte des fortes amplitudes de l'acyclisme vis-à-vis du jeu entre dents observées notamment en motorisation diesel.

Les travaux réalisés ont donné lieu à la création d'un outil logiciel mettant en œuvre le modèle dynamique proposé et sa résolution numérique. Cet outil est implanté au service calcul chez Renault S.A. en vue de capitaliser les connaissances acquises au cours de ce travail de thèse. Il permet d'estimer les couples de traînée, de prédire le comportement dynamique des différents pignons fous d'une boîte de vitesses, de comparer différentes conditions de fonctionnement (vitesse moyenne, température, excitation) et de confronter différents choix de conception possibles en avant projet.

Enfin, nous avons analysé le transfert entre la réponse dynamique du pignon fou du rapport de deuxième et la réponse vibratoire du carter, mesurée en 5 points choisis par le service acoustique de Renault comme critère du niveau de réponse vibratoire global. Les mesures réalisées sur le BACY ont permis d'estimer les réponses impulsionnelles des 5 points à une impulsion unitaire générée entre les pignons du rapport de deuxième. La prise en compte de ces réponses impulsionnelles mesurées dans le modèle numérique permet de prédire le niveau du critère 5 faces, défini par Renault pour qualifier le comportement en graillonnement d'une boîte de vitesses. La confrontation des essais réalisés et des calculs montrent que les niveaux de nuisance simulé et mesuré sont équivalents. L'utilisation d'une réponse impulsionnelle mesurée est donc une méthode satisfaisante pour obtenir la réponse vibratoire du carter de boîte engendrée par un train d'impulsions. L'outil numérique développé étant représentatif et prédictif, une étude paramétrique a montré que, pour une excitation donnée, il existait une valeur optimale du jeu de battement minimisant le bruit de graillonnement.

Pour permettre de qualifier le comportement en graillonnement de l'ensemble des pignons fous de la boîte de vitesses TL4, une perspective à ce travail consiste à mettre en œuvre une démarche expérimentale pour identifier les réponses des 5 points du carter aux impulsions

générées sur chaque couple de pignons, et ceci pour toutes les configurations de rapport engagé. Il s'agirait en particulier de vérifier que les sources associées aux différents pignons fous sont non corrélées. Des études paramétriques permettraient enfin d'obtenir l'architecture interne optimale de la boîte de vitesses TL4 pour la prestation acoustique en graillonnement.

Dans le cadre de l'étude des conséquences d'une modification de la géométrie du carter ou du développement d'une nouvelle boîte de vitesses, il convient d'envisager l'obtention des fonctions de transfert entre la réponse dynamique des pignons fous et le carter à partir d'approches numériques. Le graillonnement étant un phénomène large bande (0.5-8 kHz), l'utilisation de méthodes numériques type SEA ou de méthodes hybrides dédiées aux hautes fréquences constituent une autre perspective pour compléter le travail réalisé.

BIBLIOGRAPHIE

Barroso, J.; Carneiro, M.; Macau, E. (2009) *"Bouncing ball problem, Stability of the periodic modes"*. Physical Review, E 79(2), 026206.

Barthod, M. (2004) *"Contribution à l'étude des bruits dit de graillonnement dans les boîtes de vitesses automobiles"*. Thèse de doctorat de l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers.

Barthod, M.; Hayne, B.; Tébec, J-L.; Pin, J-C. (2007) *"Experimental study of dynamic and noise produced by a gearing excited by a multi-harmonic excitation"*. Applied Acoustics, 68(9), 982-1002.

Barthod, M.; Hayne, B.; Tébec, J-L.; Pin, J-C. (2007) *"Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation"*. Applied Acoustics, 68(9), 1003-1025.

Barthod, M.; Tébec, J-L.; Gizard, M. (2003) *"Etude du bruit dit de graillonnement dans les boîtes de vitesses automobiles - Study of the rattle noise in automotive gearboxes"*. Mécanique & Industries, 4(2), 99-106.

Barthod, M., Hayne, B.; Tébec, J-L. (2005) *"Auditory Perception of Noise Known as Rattle in Gearboxes"*. Acta Acustica united with Acustica, 91, 180-191.

Blair, K.; Krousgrill, C. M.; Farris, T. (1997) *"Harmonic balance and continuation techniques in the dynamic analysis of Duffing's equation"*. Journal of Sound and Vibration, 202(5), 717-731.

Bozca, M., Fietkau, P. (2010) *"Empirical model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission"*. Mechanism and Machine Theory, 45(11), 1599-1612.

Brancati, R.; Rocca, E.; Russo, R. (2005) *"A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth"*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, 219(9), 1075-1083.

Brancati, R.; Rocca, E.; Russo, R. (2007) *"An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon"*. Journal of Sound and Vibration, 303(3-5), 858-872.

Chae, C.; Won, K.; Kang, K. (2005) *"Measurement of transmission rattle sensitivity and calculation of driveline torsional vibration"*. SAE Technical Paper, 01-1785, 265-270.

Changenet, C.; Oviedo-Marlot, X.; Velex, P. (2006) *"Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox".* Journal of Mechanical Design, 128, 618-625.

Chang-Kook, C.; Kwang-Min, W.; Koo-Tae, K. (2005) *"Measurement of Transmission Rattle Sensitivity and Calculation of Driveline Torsional Vibration for Gear Rattle Analysis"*. SAE Technical Paper. 2005-01-1785

Cochelin, B.; Damil, N.; Potier-Ferry, M. (2007) *"Méthode asymptotique numérique".* Hermes Science Publication, 296 p.

Cochelin, B.; Vergez, C. (2009) *"A high order purely frequency-based harmonic balance formulation for continuation of periodic solutions"*. Journal of Sound and Vibration, 324(1-2), 243-262.

Couderc, P. (1997) *"Comportement dynamique des chaines de transmission automobiles"*. Thèse de doctorat de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.

Couderc, P. (1998) *"Vehicle driveline dynamic behaviour, Experimentation and simulation"*. Journal of Sound and Vibration, 218, 133-157.

De la Cruz, M.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H. (2010) *"An investigation of manual transmission drive rattle"*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K, Journal of Multi-body Dynamics, 224(2), 167-181.

De Souza, S.; Caldas, L.; Viana, R.; Batista, M.; Kapitaniak, T. (2005) *"Noise-induced basin hopping in a gearbox model"*. Chaos, Solitons & Fractals, 26(5), 1523-1531.

Delprete, C.; Rosso, C. (2005) "Numerical Analysis of Gear Rattle". SAE Technical Paper, 2005-01-1786.

Develay, C. (2000) *"Etude et réduction du bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles"*. Thèse de doctorat de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.

Diab, Y.; Ville, F.; Changenet, C.; Velex, P. (2008) *"Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages"*. Mécanique & Industries, 9(3), 221-225.

Dogan, S. (1999) *"Loose part vibration in vehicule transmissions-Gear rattle"*. Journal of Engineering and Environmental Science, 23, 439-454.

Dogan, S.; Ryborz, J.; Bertsche, B. (2003) *"Rattling and clattering noise in automotive transmissions-Simulation of drag torque and noise"*. Tribology and Interface Engineering Series, Editors G. Dalmaz, A. Lubrecht, D. Dowson, M. Priest, Elsevier, 43, 109-121.

Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K. (1985) *"Ball and roller bearings, Theory, design, and application"*. Chisester John and Wiley sons, 492 p.

Espin, S.; Perret-Liaudet, J.; Kahraman, A. (2007) *"Etude théorique et expérimentale du comportement non-linéaire d'un engrenage droit induit par le jeu entre dents"*. Mécanique & Industries, 8(4), 357-364.

Everson, R. (1986) *"Chaotic dynamics of a bouncing ball"*. Physica D, Nonlinear Phenomena, 19(3), 355-383.

Feng, Q.; Pfeiffer, F. (1998) *"Stochastic model on a rattling system"*. Journal of Sound and Vibration, 215(3), 439-453.

Forcelli, A.; Grasso, C. (2004) *"The transmission gear rattle noise parametric sensitivity Study"*. SAE Technical Paper, 2004-01-1225, 251-255.

Fujimoto, T.; Kizuka, T. (2001) *"An improvement of the prediction method of the idling rattle in manual transmission"*. SAE Technical Paper, 2001-01-1164, 1300-1310.

Fujimoto, T.; Kizuka, T. (2003) *"Audible noise simulation, an attempt to predict idling rattle in manual transmissions"*. New York, SAE Technical Paper, 2003-01-674.

Gao, Z.; Saine, K.; Wollström, M.; Carlsson, U. *"Diesel engine gear train noise"*.

Goldsmith, W. (1960) *"Impact, the theory and physical behaviour of colliding solids"*. E. Arnold ltd, London.

Halse, C.; Eddie W.; Di Bernardo, M.; Homer, M. (2007) *"Coexisting solutions and bifurcations in mechanical oscillators with backlash"*. Journal of Sound and Vibration 305(4-5), 854-885.

Harris, S. (1958) *"Dynamic loads on the teeth of spur gears"*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, 172, 87-112.

Harris, T. (2001) *Rolling Bearing Analysis*. 4th ed., Wiley Inter-sciences, New-York, 1086 p.

Herbert, R.; McWhannell, D. (1977) *"Shape and frequency composition of pulses from an impact pair"*. Journal of Engineering for Industry, 513-518.

Iremescu, L.; Musca I.; Alaci, S. (2005) *"Aspects theoriques et expérimentaux concernant le coefficient de restitution"*. The annals of university « Dunarea De Jos » of Galati, 1221-4590.

Kahraman, A.; Singh, R. (1990) *"Non-linear dynamics of a spur gear pair"*. Journal of Sound and Vibration 142(1), 49-75.

Kanso, E.; Papadopoulos, P. (2004) *"Dynamics of pseudo-rigid ball impact on rigid foundation"*. International Journal of Non-Linear Mechanics, 39(2), 299-309.

Kim, T.; Singh, R. (2001) *"Dynamic interactions between loaded and unloaded gear pairs under rattle conditions"*. SAE Technical Paper, 2001-01-1553, 1934-1943.

Lankarani, H.; Nikravesh, P. (1990) *"A Contact Force Model With Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems"*. Journal of Mechanical Design 112(3), 369-376.

Ligier, J-L.; Baron, E. (2000) *"Acyclisme et vibrations, applications aux moteurs thermiques et aux transmissions"*. Edition Technip.

Luck, J.; Mehta, A. (1993) *"Bouncing ball with a finite restitution, Chattering, locking, and chaos"*. Physical Review E, 48(5), 3988.

Luo, A.; Han, R. (1996) *"The dynamics of a bouncing ball with a sinusoidally vibrating table revisited"*. Nonlinear Dynamics, 10(1), 1-18.

Nevzat¸ H.; Houser, D. (1988) *"Mathematical models used in gear dynamics-A review"*. Journal of Sound and Vibration, 121(3), 383-411.

Padmanabhan, C.; Barlow, R.; Rook, T.; Singh, R. (1995) *"Computational Issues Associated with Gear Rattle Analysis, Part I - Problem formulation".* Journal of Mechanical Design, 117(1), 185-192.

Padmanabhan, C.; Barlow, R.; Rook, T.; Singh, R. (1995) *"Computational Issues Associated with Gear Rattle Analysis, Part II - Evaluation criteria for numerical algorithms".* Journal of Mechanical Design 117(1), 505-512.

Padmanabhan, C.; Singh, R. (1993) *"Influence of clutch design on the reduction and perception of automotive transmission rattle noise"*. Proceeding of noise con 93, Williamsburg, 605-612.

Padmanabhan, C.; Rook, T.; Singh, R. (1995) *"Modeling of automotive gear rattle phenomenon, state of the art"*. SAE Technical Paper 95-13116, 2332-2343.

Perret-Liaudet, J.; Rigaud, E. (2007) *"Some Effects of Gear Eccentricities on Automotive Rattle Noise"*. Proceedings of the 10th international ASME power transmission and gearing conference,, Las Vegas, Etats-Unis, 2007(48086), 561-568.

Perret-Liaudet, J.; Sabot, J. (1999) *"On some bifurcations in a single-degree-of-freedom gear model with backlash and mesh stiffness non-linearities"*. 4th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, 3, 2003-2015.

Pfeiffer, F. (1991) *"Modelling problems of rattling in gear boxes"*. JSME International Conference on Motion and Power Transmission, Hiroshima, 43-48.

Pfeiffer, F.; Glocker, C. (2008) *"Multibody Dynamics with Unilateral Contacts"*. Wiley-VCH Verlag GmbH.

Ramiez, R.; Pöschel, T.; Brilliantov, N.; Schwager, T. (1999) *"Coefficient of restitution of colliding viscoelastic spheres"*. Physical Review, E 60(4), 4465.

Reboul, E. (2005) *"Vibroacoustique des mécanismes à hautes fréquences : Application aux transmissions par engrenages"*. Thèse de doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon.

Rémond, D.; Velex, P.; Sabot, J. (1992) *"Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages - Synthèse bibliographique"*. Publication du CETIM, 192 p.

Rook, T.; Singh, R. (1995) *"Dynamic analysis of a reverse-idler gear pair with concurrent clearances"*. Journal of Sound and Vibration, 182(2), 303-322.

Russo, R.; Brancati, R.; Rocca, E. (2009) *"Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon"*. Journal of Sound and Vibration, 321(3-5), 647-661.

Rust, A.; Brandl, F.; Thien, G. (1990) *"Investigations into gear rattle phenomena – key parameters and their influence on gearbox noise"*. Institution of Mechanical Engineers, C404/001, 113-120.

Sakai, T.; Doi, Y.; Yamamoto, K.; Ogasawara, T.; Narita, M. (1981) *"Theoretical and experimental analysis of rattling noise of automotive gearbox"*. SAE Technical Paper, 81-0773.

Seetharaman, S.; Kahraman, A. (2009) *"Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair, Model Formulation"*. Journal of Tribology, 131(2), 022201.

Seetharaman, S.; Kahraman, A.; Moorhead, M.; Petry-Johnson, T. (2009) *"Oil Churning Power Losses of a Gear Pair, Experiments and Model Validation"*. Journal of Tribology, 131(2), 022202.

Seifried, R.; Schiehlen, W.; Eberhard, P. (2005) *"Numerical and experimental evaluation of the coefficient of restitution for repeated impacts"*. International Journal of Impact Engineering, 32(1-4), 508-524.

Seydel, R. (1994) *"Practical Bifurcation and Stability Analysis From Equilibrium to Chaos".* Springer, 428 p.

Seydel, R. (1997) *"Nonlinear computation"*. Journal of the Franklin Institute, 334(5-6), 1015-1047.

Singh, R.; Xie, H.; Comparin, R. (1989) *"Analysis of automotive neutral grear rattle"*. Journal of Sound and Vibration, 131(2), 177-196.

Stachowiak, G.; Batchelor, A. (2001) *"Engineering tribology"*. Butterworth-Heinemann, Boston.

Stronge, J. (2000) *"*Impact Mechanics*".* Cambridge University Press.

Szadkowski, A. (1991) *"Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle"*. SAE Technical Paper, 910641, 81-95.

Tangasawi, O.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H. (2007) *"Lightly loaded lubricated impacts, Idle gear rattle"*. Journal of Sound and Vibration, 308(3-5), 418-430.

Tangasawi, O.; Theodossiades, S.; Rahnejat, H.; Kelly, P. (2008) *"Non-linear vibro-impact phenomenon belying transmission idle rattle"*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 222(10), 1909-1923.

Theodossiades, S.; Tangasawi, O.; Rahnejat, H. (2007) *"Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle"*. Journal of Sound and Vibration, 303 (3-5), 632-658.

Thistleton, W.; Marsh, J.; Nelson, K.; Tsallis, C. (2007) *"Generalized Box-Müller method for generating q-Gaussian random deviates"*, Information Theory, IEEE Transactions on 53 (12), 4805-4810.

Wang Y. (1998) *"Modeling and analysis of automotive transmission rattle"*. SAE Technical Paper, 97-2054, 1457-1462.

Wang, M.; Manoj, R.; Zhao, W. (2001) *"Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions"*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, 215(2), 241-258.

Wang, M.; Zhao, W.; Manoj, R. (2002) *"Numerical Modelling and Analysis of Automotive Transmission Rattle"*. Journal of Vibration and Control, 8(7), 921-943.

Weidner, G.; Lechner, G. (1991) *"Rattling vibrations in automotive transmissions"*. JSME International Conference on Motion and Power Transmission, Hiroshima, 37-42.

Welbourn, D. (1970) *"Gear errors and their resultant noise spectra"*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 184, 131-139.

Welbourn, D. (1979) *"Fundamental Knowledge of Gear Noise- A Survey"*. Conference on Noise and Vibrations of Engines and Transmissions, Cranfield Institute of Technology, paper C177/79, 9-29.

Yang, D.; Lin, J. (1987) *"Hertzian damping, tooth friction and bending elasticity in gear impact dynamics"*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 109/189.

Yang, D.; Sun, Z. (1985) *"A rotary model of spur gear dynamics"*. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107/529.

TRAVAUX ET PUBLICATIONS

Publications

Kadmiri, Y.; Perret-Liaudet, J.; Rigaud, E.; Le Bot, A. (2011) *"Influence of multi-harmonics excitation on rattle noise in automotive gearboxes"*. Advances in Acoustics and Vibration (soumis).

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.; Vary, L. (2011) *"Experimental and numerical analysis of automotive rattle noise"* (à soumettre) .

Conférences avec actes

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.; Vary, L. (2011) *"Mesure des coefficients de restitution et du couple de traînée sur les pignons fous d'une boîte de vitesses automobiles"*. Actes CFM 2011, Actes du 20ème Congrès Français de Mécanique, Besançon, France, 29/08-02/09/2011 (accepté).

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.; Vary, L. (2010) *"Experimental study of rattle noise in automotive gearboxes"*. VDI International Conference on Gears, Munich (Allemagne), 04/10-06/10/2010, VDI Berichte 2108.1, 255-269.

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.; Vary, L. (2010) *"Etude expérimentale du bruit de graillonnement d'une boîte de vitesses automobile"*. Actes du 18ème Colloque Vibrations, Chocs et Bruit, 15 - 17 juin 2010, Ecully, France.

Kadmiri, Y.; Perret-Liaudet, J.; Rigaud, E.; Polac, L. (2009) *"Automotive rattle noise: some theoretical results in relation with the retained coefficient of restitution law for modelling teeth impacts"*. Proceedings of MPT2009, Sendai, Japon, p. 174-179, 13/05-15/05/2009.

Kadmiri, Y.; Perret-Liaudet, J.; Rigaud, E.; Polac, L. (2009) *"Bruit de graillonnement : Analyse de différents modèles de coefficient de restitution".* Actes du 19ème Congrès Français de Mécanique 2009, Marseille, France, 24/08-28/08/2009.

Perret-Liaudet (invité), J. ; Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Polac, L. (2008) *"Automotive rattle noise and effects of the multi-harmonics periodical excitation source"*. Proceedings InterNoise 2008, Shangai (Chine), 26/10-29/10/2008,CD-ROM (9 pages).

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, J.; Polac, L.; Develay, C.; Vary, L. (2008) *"Cliquetis de pignon fou excité par une source périodique multi fréquentielle"*. Actes du 16ème Colloque Vibrations, Chocs et Bruit, Ecully, France, 18/06-20/06/2008, CD-Rom (20 pages).

Conférences sans actes

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, Vary, L. (2011) *"Analyse vibroacoustique du bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles"*. Journées Transmissions Mécaniques, Villeurbanne, 11/07-12/07/2011.

Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Perret-Liaudet, Vary, L. (2011) *"Rattle noise in actual automotive gearbox"*. Journées annuelles du GDR VISIBLE, Bron, 18/05-19/05/2011.

Perret-Liaudet, J.; Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Vary, L. (2010) *"Sur quelques aspects théoriques du cliquetis de pignons fous de boîtes de vitesses automobiles induit par l'acyclisme moteur"*. 1er colloque international Impacts 2010, Djerba (Tunisie), 22-24 mars 2010.

Perret-Liaudet, J.; Kadmiri, Y.; Rigaud, E.; Polac, L. (2009) *"Nonlinear dynamic response of a bouncing ball under gaussian random coefficient of restitution"*. 16th International Congress on Sound and Vibration, Cracovie (Pologne), 05/07-09/07/2009.

RESUME

L'objectif de cette étude est de caractériser le bruit de graillonnement des boîtes de vitesses automobiles, qui résulte des chocs entre les pignons au niveau des rapports non engagés, sous l'effet des fluctuations de vitesses imposées par le moteur. Outre les paramètres de conception de la boîte de vitesses et les conditions de fonctionnement, les paramètres qui gouvernent la réponse dynamique des pignons fous sont les couples de traînée et les caractéristiques des contacts qui gouvernent les chocs entre dents.

Un modèle numérique non linéaire a été élaboré pour caractériser la réponse dynamique d'un pignon fou. Il permet d'identifier le seuil d'excitation au-delà duquel le phénomène de graillonnement apparaît et de qualifier la très grande diversité de comportements dynamiques susceptibles d'être observés, en fonction du niveau d'excitation adimensionnée, du jeu de denture et du coefficient de restitution des chocs entre dents.

Les paramètres inconnus ont été identifiés expérimentalement, grâce à l'exploitation d'un banc d'acyclisme et l'implémentation de codeurs optiques sur les pignons menant et fou. 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 traînée s'exerçant sur chaque pignon fou. D'autres essais en régime de fonctionnement stationnaire ont permis de décrire le coefficient de restitution des chocs entre les pignons, sa dispersion et sa variation avec la vitesse d'impact.

Les mesures effectuées sous une excitation maîtrisée ont permis de caractériser le comportement dynamique du pignon fou et de valider les hypothèses retenues et les résultats numériques obtenus par le modèle non linéaire, recalé à partir des paramètres préalablement identifiés.

Enfin, l'analyse du transfert entre les impulsions générées au niveau des pignons et la réponse vibratoire du carter a permis d'évaluer expérimentalement et numériquement le critère qui qualifie le bruit de graillonnement rayonné par la boîte de vitesses. La mise en œuvre du modèle numérique permet d'analyser l'influence des paramètres de conception de la boîte de vitesses et de proposer des solutions qui minimisent le graillonnement, pour l'ensemble des rapports de la boîte et des conditions de fonctionnement.

ABSTRACT

The aim of this work is to characterize the rattle noise of automotive gearboxes, resulting from impacts between toothed wheels of unselected gear ratios. Dynamic response of idle gears firstly depends on design parameters and engine operating conditions. The unknown parameters are the drag torque acting on the idle gear and characteristics of impacts between teeth.

A non linear dynamic model has been developed in order to identify dynamic response of idle gears. It allows identification of excitation threshold beyond which rattle noise rises, and describes the wide variety of dynamic behaviors that are likely to appear, depending on the dimensionless excitation amplitude, the clearance between gears and the restitution coefficient of impacts between teeth.

The unknown parameters 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 dissipation sources (bearings, connection between idle gear and shaft, churning, etc.). Models proposed to identify the drag torque have been validated. Further tests under stationary operating conditions allowed measurement of the restitution coefficient of impacts and its velocity dependent probability density function.

Experiments under controlled excitation were used to characterize the dynamic behavior of the idle gear and validate the assumptions and the numerical results obtained from the non linear dynamic model, fitted with the parameters previously identified.

Finally, the transfer between the impulses generated at the gears and the housing vibration has been investigated to evaluate experimentally and numerically the criterion used to describe the rattle noise radiated from the gearbox. The implementation of the model allows analysis of the influence of the gearbox design parameters and solutions that minimize rattle noise can be proposed for all gear ratios and operating conditions of the gearbox.