

N° d'ordre :

**THESE**

Présentée à

**L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE**

Pour obtenir le grade de Docteur d'Université

**Spécialité Productique : Automatique et Informatique Industrielle**

par

**Denis Trotin**

**Ingénieur de l'Ecole Centrale de Lille**

**Contribution à l'amélioration du confort longitudinal et de l'agrément de  
conduite par la commande d'un embrayage**

Soutenance prévue le 28.5.1997 devant le Jury d'examen :

|                          |                   |
|--------------------------|-------------------|
| <b>P. BORNE</b>          | Président du Jury |
| <b>M. LEBRUN</b>         | Rapporteur        |
| <b>A. OUSTALOUP</b>      | Rapporteur        |
| <b>G. DAUPHIN-TANGUY</b> | Examineur         |
| <b>M. STAROSWIECKI</b>   | Examineur         |
| <b>M. DEQUENNE</b>       | Examineur         |
| <b>D. CAMON</b>          | Examineur         |
| <b>A. RAULT</b>          | Examineur         |

Directeur de travail : Professeur **G. DAUPHIN-TANGUY**



## Remerciements

Ces travaux ont été effectués dans le cadre d'une convention CIFRE entre un partenaire industriel, PSA-Peugeot-Citroën et un laboratoire de recherche rattaché à l'Ecole Centrale de Lille et à l'Université des Sciences et Technologies de Lille, le Laboratoire d'Automatique et d'Informatique industrielle de Lille.

Je tiens surtout à remercier chaleureusement Geneviève Dauphin-Tanguy pour son soutien et l'enseignement qu'elle m'a apporté en dirigeant ces travaux. La méthodologie bond-graph, qu'elle enseigne si bien, m'a permis de porter un autre regard sur la modélisation.

J'exprime ma grande gratitude à Monsieur Pierre Borne pour avoir accepté de présider le jury. Son contact à l'Ecole Centrale de Lille n'est pas étranger à l'intérêt que je porte aujourd'hui à l'automatique et à la recherche scientifique.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à Monsieur Michel Lebrun et à Monsieur Alain Oustaloup pour avoir accepté la charge de Rapporteur. J'espère que nos échanges se poursuivront dans le cadre de travaux communs ultérieurs.

Qu'il me soit permis de remercier également Monsieur Michel Staroswiecki pour l'honneur qu'il me fait en acceptant d'être membre du Jury.

Bien évidemment, j'ai une pensée toute particulière pour toutes les personnes qui m'ont accueilli dans le monde de l'industrie. Je leur suis extrêmement reconnaissant de m'avoir offert un début de carrière aussi intéressant.

Un grand merci tout d'abord à Michel Dequenne qui m'a engagé pour participer à ses travaux sur l'embrayage piloté. Il m'a fait partager ses passions, parmi lesquelles celle pour l'électronique fait l'objet de toutes les louanges. Je lui suis particulièrement reconnaissant de m'avoir soutenu pendant mes travaux. J'admire également la patience dont il a fait preuve avec moi.

Je remercie très sincèrement Daniel Camon. Je lui suis reconnaissant de la confiance qu'il m'a témoignée pendant ces années et des orientations qu'il a su me faire prendre.

Je remercie également André Rault d'avoir accepté d'être membre de ce Jury. Son enthousiasme et l'élan qu'il manifeste vers les nouvelles méthodologies de conception ont contribué au plaisir avec lequel j'ai réalisé ce travail.

Je salue le soutien que m'ont apporté toutes les personnes de RSM.

En particulier, la sévérité de la lecture de ma thèse par Vincent Abadie m'a été d'une grande aide.

Les discussions que j'ai également eues avec Vincent Hernet, Frédéric Vassal, Frank Guillemard, Jean-Jacques Thomas ne se sont pas toujours limitées au champ scientifique. Leur contribution au bon déroulement de mon travail en est d'autant plus grande. Je les remercie.

Je remercie également Monsieur Jacques Doré, en particulier pour sa pédagogie, que seule une grande culture de l'automobile autorise.

Je n'ai pas vu une seule fois, pendant mon séjour à la DRAS, Lydie Bataille de mauvaise humeur. Bravo.

Je tiens à remercier également Raphaël Gomez dont la contribution dans la mise en œuvre du prototype a été essentielle.

Anne, merci.

# Sommaire

|  |           |
|--|-----------|
| <b>INTRODUCTION</b>  | <b>1</b>  |
| <b>PREMIÈRE PARTIE : LE CONTEXTE TECHNOLOGIQUE ET LES ATTENTES CLIENTS</b>       | <b>3</b>  |
| <b>INTRODUCTION À LA PREMIÈRE PARTIE</b>   | <b>4</b>  |
| <b>CHAPITRE 1 : TECHNOLOGIE DE LA TRANSMISSION DE PUISSANCE DANS UN VÉHICULE</b> | <b>5</b>  |
| <b>1.1. Introduction</b>   | <b>5</b>  |
| <b>1.2. La transmission mécanique</b>  | <b>6</b>  |
| 1.2.1. Définitions et généralités  | 6         |
| 1.2.2. Le moteur   | 7         |
| 1.2.2.1. Généralités   | 7         |
| 1.2.2.2. Le fonctionnement   | 7         |
| 1.2.2.3. La commande du moteur   | 10        |
| 1.2.3. L'embrayage   | 10        |
| 1.2.3.1. Généralités   | 10        |
| 1.2.3.2. La friction d'embrayage   | 12        |
| 1.2.3.3. Le moyeu amortisseur de l'embrayage                                     | 13        |
| 1.2.3.4. Le mécanisme d'embrayage  | 15        |
| 1.2.3.5. Le ressort de progressivité   | 15        |
| 1.2.4. La boîte de vitesses à commande manuelle                                  | 16        |
| 1.2.5. Le différentiel   | 18        |
| 1.2.6. Les arbres de roue  | 19        |
| 1.2.7. Les roues, les pneus, la caisse   | 19        |
| 1.2.8. Les paramètres importants dans le confort de transmission                 | 20        |
| 1.2.8.1. Les raideurs et les masses  | 20        |
| 1.2.8.2. Les jeux  | 20        |
| <b>1.3. Les transmissions automatiques</b>                                       | <b>21</b> |
| 1.3.1. La transmission automatique à rapports discrets                           | 21        |
| 1.3.1.1. Généralités et fonctionnement   | 21        |
| 1.3.1.2. Particularités  | 23        |
| 1.3.2. La transmission à rapport continûment variable                            | 24        |
| 1.3.2.1. Généralités et fonctionnement   | 24        |
| 1.3.2.2. Particularités  | 24        |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1.4. Les premières spécifications d'un nouvel automatisme</b>                                | <b>25</b> |
| 1.4.1. Le coût du système   | 25        |
| 1.4.2. Le coût de développement   | 25        |
| 1.4.3. La servo-valve   | 25        |
| 1.4.4. Architecture de l'automatisme  | 26        |
| <b>1.5. Conclusion</b>  | <b>26</b> |
| <b>CHAPITRE 2 : CONFORT ET AGRÉMENT DE CONDUITE</b>   | <b>28</b> |
| <b>2.1. Introduction</b>  | <b>28</b> |
| 2.1.1. La position d'un système automobile piloté face au problème de confort et d'agrément     | 28        |
| 2.1.2. Les enjeux de la définition de critères dans la conception en simulation                 | 28        |
| <b>2.2. Le confort longitudinal</b>   | <b>29</b> |
| 2.2.1. Le confort automobile  | 29        |
| 2.2.2. Le confort vibratoire  | 29        |
| 2.2.2.1. L'exemple du confort vertical  | 30        |
| 2.2.2.2. Introduction au confort longitudinal   | 30        |
| 2.2.3. La transmission de puissance et le confort longitudinal                                  | 31        |
| 2.2.3.1. Le premier mode oscillant de la transmission   | 31        |
| 2.2.3.2. Définition d'un critère de confort pour l'évaluation de l'automatisme                  | 32        |
| 2.2.3.2.1. Le protocole   | 32        |
| 2.2.3.2.2. Le critère   | 33        |
| <b>2.3. L'agrément de conduite</b>  | <b>36</b> |
| 2.3.1. Introduction   | 36        |
| 2.3.1.1. Définition et généralités  | 36        |
| 2.3.1.2. L'agrément de conduite et le confort   | 36        |
| 2.3.2. L'agrément de conduite et l'embrayage piloté   | 37        |
| 2.3.2.1. Agrément de conduite et systèmes pilotés   | 37        |
| 2.3.2.2. L'agrément de conduite au cours des différentes situations de vie du véhicule          | 37        |
| 2.3.2.2.1. Le démarrage du véhicule   | 37        |
| 2.3.2.2.2. L'arrêt du véhicule  | 38        |
| 2.3.2.2.3. Les changements de vitesse   | 38        |
| 2.3.2.2.4. Le « réattelage »  | 38        |
| <b>2.4. Considération sur les différents automatismes existants</b>                             | <b>39</b> |
| 2.4.1. La boîte de vitesse automatique  | 39        |
| 2.4.2. Le variateur   | 40        |
| <b>2.5. Conclusion : La situation de l'embrayage piloté dans les transmissions automatisées</b> | <b>40</b> |
| <b>DEUXIÈME PARTIE : MODÉLISATION</b>   | <b>42</b> |
| <b>INTRODUCTION À LA DEUXIÈME PARTIE</b>  | <b>43</b> |

## **CHAPITRE 3 : LA MODÉLISATION DANS LA CONCEPTION DE SOUS-SYSTÈMES**

### **AUTOMOBILES**

**44**

|   |           |
|---|-----------|
| <b>3.1. Introduction</b>  | <b>44</b> |
| <b>3.2. Les enjeux industriels d'une conception multidimensionnelle</b> | <b>44</b> |
| 3.2.1. Les objectifs de l'entreprise                                    | 44        |
| 3.2.2. Les nouveaux champs de la démarche de conception                 | 45        |
| <b>3.3. La démarche de modélisation</b>                                 | <b>47</b> |
| 3.3.1. Le choix d'un langage de modélisation                            | 47        |
| 3.3.1.1. La capacité à aborder des systèmes complexes                   | 47        |
| 3.3.1.2. La communicabilité des modèles                                 | 47        |
| 3.3.2. Une démarche de modélisation vers une expertise déductive        | 48        |
| 3.3.2.1. Analyse  | 48        |
| 3.3.2.2. Synthèse de commande   | 49        |
| 3.3.2.3. Validation de la commande                                      | 49        |
| 3.3.2.4. Le maquetage, le prototypage                                   | 49        |
| 3.3.2.5. Conclusion   | 50        |
| <b>3.4. Les outils d'analyse</b>  | <b>51</b> |
| <b>3.5. Conclusion</b>  | <b>51</b> |

## **CHAPITRE 4 : MODÈLE DU SYSTÈME À COMMANDER**

**53**

|   |           |
|---|-----------|
| <b>4.1. Aperçu général</b>  | <b>53</b> |
| <b>4.2. Modèle phénoménologique</b>   | <b>54</b> |
| 4.2.1. L'embrayage  | 54        |
| 4.2.1.1. Le moyeu amortisseur   | 55        |
| 4.2.1.2. La friction  | 56        |
| 4.2.1.3. Résultats de simulation et analyse                                       | 60        |
| 4.2.2. La boîte de vitesses   | 62        |
| 4.2.2.1. Les jeux interdentures   | 63        |
| 4.2.2.2. Le frottement interdenture   | 64        |
| 4.2.3. Le différentiel  | 65        |
| 4.2.3.1. Prise en compte de la cinématique du différentiel                        | 65        |
| 4.2.3.2. Prise en compte de simplifications a priori                              | 67        |
| 4.2.3.3. Résultats de simulation et analyse                                       | 67        |
| 4.2.4. Les arbres de roues, les roues   | 69        |
| 4.2.4.1. Liaison pneu-sol élastique   | 69        |
| 4.2.4.2. Le contact pneu route  | 70        |
| 4.2.4.3. Résultats de simulation et analyse                                       | 70        |
| 4.2.5. Les autres éléments concernés par les vibrations de transmission           | 72        |
| 4.2.5.1. La caisse  | 72        |
| 4.2.5.2. Le passager  | 75        |
| 4.2.5.3. Le moteur  | 76        |
| 4.2.6. Résultats de simulation du modèle complet, validation                      | 77        |
| 4.2.7. Influence des paramètres physiques sur les réponses temporelles du système | 79        |
| <b>4.3. Simplification des modèles</b>  | <b>79</b> |
| 4.3.1. Généralités  | 79        |
| 4.3.2. Un modèle simple   | 80        |

|   |            |
|---|------------|
| 4.3.3. Equation d'état unifiée du modèle simple           | 84         |
| <b>4.4. Conclusions</b>                                   | <b>88</b>  |
| <b><u>CHAPITRE 5 : MODÉLISATION DE L'ACTIONNEUR</u></b>   | <b>89</b>  |
| <b>5.1. Introduction</b>                                  | <b>89</b>  |
| <b>5.2. Modélisation de la servo-valve</b>                | <b>90</b>  |
| 5.2.1. Introduction                                       | 90         |
| 5.2.2. Description  | 90         |
| 5.2.3. Modélisation                                       | 92         |
| 5.2.4. Résultats  | 96         |
| <b>5.3. Modélisation du mécanisme d'embrayage</b>         | <b>97</b>  |
| 5.3.1. Les inerties                                       | 98         |
| 5.3.2. Les raideurs                                       | 99         |
| 5.3.3. Les frottements                                    | 100        |
| 5.3.4. Modèle du mécanisme d'embrayage                    | 101        |
| 5.3.5. Les résultats                                      | 102        |
| <b>5.4. La mise en boucle fermée de l'actionneur</b>      | <b>103</b> |
| <b>5.5. Conclusion de la modélisation de l'actionneur</b> | <b>104</b> |
| <b>TROISIÈME PARTIE : COMMANDE</b>                        | <b>105</b> |
| <b><u>INTRODUCTION À LA TROISIÈME PARTIE</u></b>          | <b>106</b> |
| <b><u>CHAPITRE 6 : LES PRINCIPES DE LA COMMANDE</u></b>   | <b>107</b> |
| <b>6.1. Introduction</b>                                  | <b>107</b> |
| <b>6.2. Architecture de commande</b>                      | <b>107</b> |
| 6.2.1. Rappel des contraintes produit et système          | 107        |
| 6.2.1.1. Les contraintes fonctionnelles                   | 108        |
| 6.2.1.2. Les contraintes liées au système                 | 108        |
| 6.2.2. Architecture de la commande                        | 108        |
| 6.2.2.1. Une architecture hiérarchisée                    | 108        |
| 6.2.2.2. Les deux premiers niveaux de la commande         | 109        |
| 6.2.2.3. Le niveau stratégique de la commande             | 110        |
| <b>6.3. Principe de la commande</b>                       | <b>111</b> |
| 6.3.1. Hypothèses et notations                            | 111        |
| 6.3.1.1. Ordres de grandeurs                              | 111        |
| 6.3.1.2. Notations  | 112        |
| 6.3.2. Rappel et analyse des modèles de commande          | 112        |
| 6.3.2.1. De la continuité des variables d'état            | 112        |
| 6.3.2.2. Une mise en équation d'état adaptée              | 114        |
| 6.3.2.3. Commandabilité                                   | 115        |
| 6.3.2.4. Observabilité                                    | 116        |
| 6.3.2.5. Conclusions de l'analyse des modèles             | 116        |
| 6.3.3. L'intégration des équations d'état                 | 117        |

|  |            |
|--|------------|
| 6.3.3.1. La réponse temporelle du modèle de commande   | 117        |
| 6.3.3.2. Les composantes oscillantes de la réponse temporelle                                  | 120        |
| 6.3.3.3. Retour sur l'influence du jeu de transmission en l'absence de commande                | 122        |
| 6.3.4. Première loi  | 124        |
| 6.3.4.1. hypothèses et introduction  | 124        |
| 6.3.4.2. L'effet d'un retour proportionnel-intégral en vitesse moteur                          | 126        |
| 6.3.4.3. Interprétation du principe de commande dans l'espace d'état                           | 127        |
| 6.3.5. Choix de la commande pendant le fonctionnement glissant                                 | 128        |
| 6.3.5.1. Commande optimale   | 129        |
| 6.3.5.2. Commande prédictive   | 129        |
| 6.3.5.3. Finalement  | 131        |
| <b>6.4. Stratégie de traitement de l'à-coup</b>  | <b>131</b> |
| 6.4.1. Plusieurs stratégies possibles  | 131        |
| 6.4.1.1. Remarques préliminaires   | 131        |
| 6.4.1.2. Le contrôle d'un glissement permanent : une commande continue                         | 132        |
| 6.4.1.3. Commande par prédiction de la perturbation  | 133        |
| 6.4.1.4. Commande par suivi du couple moteur   | 134        |
| 6.4.1.5. Choix d'une solution dans un contexte particulier                                     | 135        |
| 6.4.2. Premiers résultats en simulation de la stratégie de traitement de l'à-coup              | 136        |
| <b>6.5. Etude de la stabilité et de la robustesse de la commande</b>                           | <b>136</b> |
| 6.5.1. Point de vue théorique sur le modèle de commande  | 137        |
| 6.5.1.1. Cas d'un actionneur parfait   | 137        |
| 6.5.1.2. Introduction de la dynamique de l'actionneur  | 138        |
| 6.5.1.3. La robustesse de la commande en tenant compte de la dynamique de l'actionneur         | 142        |
| 6.5.1.4. Prise en compte d'une non-linéarité de l'actionneur                                   | 143        |
| 6.5.1.4.1. Stabilité sur un retour PID en position vérin                                       | 143        |
| 6.5.1.4.2. Compensation de non-linéarité par retour d'état                                     | 144        |
| 6.5.2. Etude en simulation   | 145        |
| 6.5.2.1. Robustesse vis-à-vis des paramètres du système  | 146        |
| 6.5.2.2. Robustesse vis à vis des paramètres de l'actionneur                                   | 148        |
| 6.5.2.3. Robustesse vis à vis des paramètres de la commande                                    | 150        |
| 6.5.2.4. Bilan de l'étude de robustesse  | 151        |
| <b>6.6. Conclusion du chapitre 6</b>   | <b>151</b> |
| <b>CHAPITRE 7 : MISE EN OEUVRE ET RÉSULTATS</b>  | <b>153</b> |
| <b>7.1. Introduction</b>   | <b>153</b> |
| <b>7.2. L'algorithme de commande</b>   | <b>154</b> |
| 7.2.1. Organigramme de la commande complète  | 154        |
| 7.2.2. Préparation des données   | 155        |
| 7.2.2.1. Les bruits d'échantillonnage et de discrétisation                                     | 156        |
| 7.2.2.2. Les acyclismes du moteur  | 158        |
| 7.2.2.3. La vitesse de glissement  | 158        |
| 7.2.3. Le débrayage rapide   | 159        |
| 7.2.4. La recherche du glissement  | 159        |
| 7.2.5. La gestion du recollage de l'embrayage  | 160        |
| 7.2.5.1. Calcul d'une position limite du vérin d'embrayage : la gestion de l'arrêt du véhicule | 160        |
| 7.2.5.2. Le calcul des gains de la commande  | 161        |
| 7.2.5.2.1. Calcul du gain intégral $k_i$   | 161        |
| 7.2.5.2.2. Compensation de non-linéarité   | 162        |
| 7.2.6. Détection de l'à-coup sur la pédale d'accélérateur                                      | 162        |

|  |            |
|--|------------|
| 7.2.7. Adaptation à l'usure  | 164        |
| 7.2.7.1. Cas où il existe un capteur de vitesse sur l'arbre primaire de boîte  | 164        |
| 7.2.7.2. Cas où le couple moteur est donné au calculateur d'embrayage : adaptation par modèle interne                    | 165        |
| 7.2.7.3. Adaptation par traitement des données   | 165        |
| 7.2.7.4. Mise en oeuvre sur véhicule d'une adaptation à l'usure  | 166        |
| <b>7.3. Résultats de simulations et d'essais</b>   | <b>166</b> |
| 7.3.1. Démarrages  | 166        |
| 7.3.2. Changements de vitesse  | 167        |
| 7.3.3. Réattelage  | 169        |
| <b>7.4. Application des méthodologies de modélisation à l'étude de la sûreté de fonctionnement de l'embrayage piloté</b> | <b>171</b> |
| 7.4.1. La sûreté de fonctionnement dans l'automobile   | 171        |
| 7.4.2. La modélisation bond-graph et la sûreté de fonctionnement   | 171        |
| 7.4.3. Application de la modélisation bond-graph à la surveillance de la transmission pilotée                            | 171        |
| <b>CONCLUSION GÉNÉRALE</b>   | <b>174</b> |

## Introduction

Cette thèse a été préparée à la Direction des Recherches et Affaires scientifiques (DRAS) de PSA-Peugeot-Citroën, en collaboration avec le Laboratoire d'Automatique et d'Informatique Industrielle de Lille (LAIL).

Le projet support de l'étude est la mise en place d'un embrayage piloté sur un véhicule de tourisme à transmission mécanique classique.

L'automobile est un produit indéniablement technologique. Elle fait à ce titre la synthèse de nombreux métiers de l'ingénieur. La mécanique, l'hydraulique, la science des matériaux, la chimie, la thermodynamique, puis plus récemment et de plus en plus, l'électronique, constituent, la substance du produit automobile.

Cependant, l'automobile entretient de plus en plus avec le client une relation dépassant largement le cadre technologique. La maîtrise des problèmes liés à la simple mobilité d'un véhicule a transféré les attentes du client vers des domaines plus « souples », comme le confort ou l'ergonomie. Par ailleurs, l'automobile est désormais un phénomène de société et doit à ce titre s'adapter aux contextes économiques, écologiques, sociologiques.

En particulier, la compétitivité farouche imposée au secteur de l'automobile conduit les constructeurs à la recherche d'une toujours plus grande réactivité. Cette réactivité passe par l'intégration, dès la conception de nouveaux systèmes automobiles, de toutes les contraintes liées aux nouvelles exigences du client, et suppose une nouvelle ingénierie.

La conception d'un embrayage piloté a ainsi été guidée par un certain nombre de ces contraintes : le prix, l'adaptabilité simple du système à des véhicules différents et surtout la qualité de la prestation en terme de confort et d'agrément de conduite.

Le choix d'une architecture pouvant s'adapter sur un véhicule équipé d'une transmission classique sans modification profonde de celle-ci contribue à la réalisation des deux premiers objectifs. L'étude de lois de commande doit donc être particulièrement motivée par la dernière contrainte. Nous verrons par la suite que la robustesse de la commande, imposée par un système entaché de nombreuses incertitudes, contribue à rendre l'embrayage piloté adaptable à différents véhicules de tourisme.

Cette étude prend en compte les préconisations de l'ingénierie système, illustrée en particulier par « la démarche en V », et à laquelle l'industrie automobile tend de plus en plus à se conformer ([RAULT et al., 1996]).

Ce document est divisé en trois parties composées de plusieurs chapitres chacune.

La première partie, tout en précisant le contexte de l'étude, dégagera des éléments de spécification pour le système embrayage piloté. Le premier chapitre de cette partie rappellera les éléments principaux de la transmission de puissance dans le véhicule. La transmission manuelle, à laquelle le système de pilotage de l'embrayage est destiné, sera plus précisément décrite. D'autres technologies de transmission de puissance dans le véhicule seront évoquées. Le chapitre 2 s'intéresse aux attentes clients dans les domaines du confort et de l'agrément de conduite. Ces deux notions sont précisées et des éléments de quantification sont introduits pour chacune d'elle.

La seconde partie de cette thèse, composée de trois chapitres, aborde la modélisation. Un point de vue général sur la modélisation dans le processus général de conception des systèmes mécatroniques est donné. La modélisation du système à piloter, c'est-à-dire la transmission et le véhicule, fait l'objet du chapitre 4. Le chapitre 5 s'intéresse à la modélisation de l'actionneur composé d'un mécanisme d'embrayage classique et d'une servo-valve hydraulique.

La troisième partie est consacrée à la commande de l'embrayage piloté et se compose de deux chapitres. La commande y est dans un premier temps abordée de façon théorique et dans une situation de fonctionnement particulière du véhicule (le « réattelage »). On y montre comment l'embrayage piloté peut contribuer à l'amélioration du confort en dehors des situations habituelles d'utilisation, par la modification des dynamiques de la transmission. Dans un second temps, les principes de la commande sont déclinés suivant les différentes situations de fonctionnement du véhicule.

**Première partie : Le contexte technologique et les  
attentes clients**

## Introduction à la première partie

Le développement de l'électronique automobile permet d'envisager la prise en charge par des systèmes mécatroniques (systèmes mêlant les technologies électronique et mécanique), de tâches pénibles pour le conducteur. L'électronique peut également être utilisée pour améliorer le comportement du véhicule (c'est le cas par exemple du contrôle moteur ou d'une suspension active). L'embrayage piloté électroniquement décharge le conducteur des actions de débrayage et d'embrayage et contribue également à améliorer le comportement dynamique du véhicule ([ANNEQUIN, 94], [SVENKE et al, 91], [NORDGARD et al., 95] [KROHM et al., 95]).

Cette première partie précise le cadre de l'étude d'un embrayage piloté. Le premier chapitre de cette partie donne une présentation technologique de la transmission manuelle sur laquelle on se propose de « greffer » un système de pilotage de l'embrayage. Deux autres technologies d'automatisation de la transmission sont rappelées, qui constitueront un référentiel pour l'embrayage piloté : la boîte de vitesses automatique (« BVA ») et la transmission continûment variable (CVT). Ce chapitre permet de définir les premières spécifications de l'embrayage piloté.

Le deuxième chapitre porte un regard sur les notions, de plus en plus présentes dans la conception automobile, de confort et d'agrément de conduite. Ces deux notions sont redéfinies et rattachées à la transmission de puissance dans le véhicule. Les spécifications de l'embrayage piloté sont ensuite éclairées sous ce regard particulier.

# **Chapitre 1 : Technologie de la transmission de puissance dans un véhicule**

## **1.1. Introduction**

Avant d'aborder la problématique proprement dite, nous rappelons dans ce chapitre introductif, les bases technologiques de la transmission de puissance dans un véhicule de tourisme.

On appelle communément transmission, l'ensemble des organes de l'automobile permettant de transférer aux roues l'énergie issue du moteur. Différentes technologies peuvent être utilisées, dépendant de la nature de l'énergie fournie par le moteur, ou des caractéristiques qu'on souhaite conférer au véhicule. Nous nous limiterons dans ce chapitre à l'étude des transmissions pouvant être associées à un moteur thermique.

Ce chapitre fait une présentation technologique de la transmission, précise le rôle de chacun des organes impliqués et introduit les premières réflexions sur le confort lié à la transmission. Nous décrivons plus précisément, puisqu'elle sera l'objet de l'implantation d'un automatisme dans le cadre de notre projet, la transmission dite manuelle ou mécanique. Cette transmission met en jeu un embrayage à friction et une boîte de vitesses à rapports discrets, sélectionnés manuellement.

Nous évoquerons en outre deux autres types de transmission utilisés dans la transmission de puissance issue de moteur thermique : la boîte de vitesses automatique classique (BVA), et la transmission à variation continue (CVT). Ces transmissions conduisent à des propriétés particulières en terme de confort et d'agrément de conduite et constitueront, avec la boîte de vitesses manuelle classique, un espace de référence pour la transmission automatisée que nous concevons.

Nous évoquerons rapidement les éléments du véhicule n'intervenant pas directement dans la transmission de puissance mais sollicités par celle-ci. C'est le cas des liaisons roue-caisse horizontales ou verticales.

Ce chapitre est l'occasion de définir la terminologie liée à notre problème. Cette première approche nous permettra également de donner les objectifs technologiques du système piloté que nous nous proposons d'implanter.

## 1.2. La transmission mécanique

### 1.2.1. Définitions et généralités

L'expression de transmission mécanique est, dans l'usage, réservée aux transmissions constituées par un embrayage, le plus souvent à frottement sec dans l'air, et d'une boîte de vitesses à pignons actionnée manuellement. On parle également de boîte de vitesses mécanique ou manuelle. En réalité, toutes les transmissions mettent en jeu la mécanique. En outre, les tentatives d'automatisation de ce type de transmission rend l'adjectif « manuelle » inadaptée. Nous conserverons cependant par la suite l'appellation BVM pour désigner ce type de transmission.

Par ailleurs, nous désignerons par BVA, les transmissions à boîte de vitesses automatique classique (rapports discrets), et par CVT les transmissions à rapport de vitesses continûment variable (CVT comme « Continuously Variable Transmission »).

Le groupe motopropulseur, ou GMP est l'ensemble des éléments qui va permettre de transformer l'énergie contenue dans le combustible en énergie d'avancement du véhicule. Le groupe moto propulseur est constitué du moteur et de la transmission. Dans le cas d'une BVM, la transmission est constituée :

- de l'embrayage à friction,
- de la boîte de vitesses à pignons,
- du différentiel,

Le schéma de la figure suivante représente l'organisation dans un véhicule du GMP.

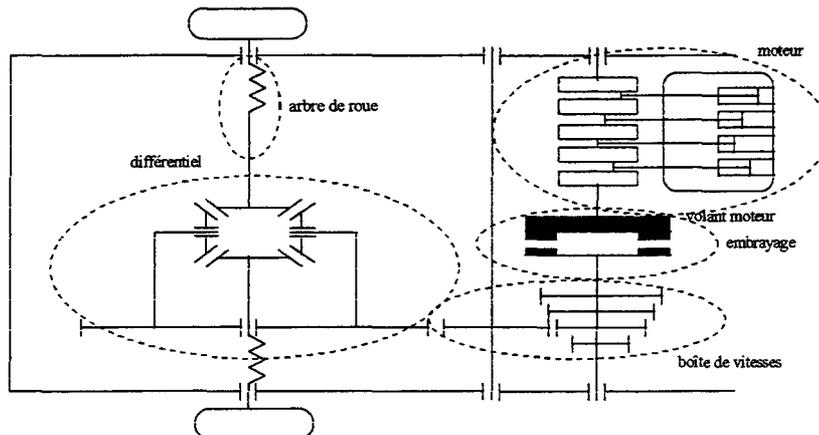


Figure 1.1 : Schéma de la transmission

Le moteur génère un couple mettant en mouvement le volant moteur. La vitesse du volant moteur est communiquée à l'arbre primaire de boîte par un effort de frottement sec au niveau de la friction d'embrayage. Cette vitesse est démultipliée dans la boîte de vitesse. L'effort est transmis aux roues par l'intermédiaire des arbres de roue.

Le lecteur intéressé par plus de détails sur la technologie de la transmission pourra se référer avantageusement à [DERREUMAUX, 91].

## 1.2.2. Le moteur

### 1.2.2.1. Généralités

Le moteur n'est pas à proprement parler un organe de la transmission. Il est le générateur du couple que va transmettre la transmission. Ce couple, nécessaire à l'accélération du véhicule et sollicité par le conducteur par l'intermédiaire de la pédale d'accélérateur, peut être considéré, du point de vue de la commande de la transmission, comme une perturbation (nous reviendrons sur ce point dans le chapitre concernant la commande).

Le détail de son fonctionnement interne ne présente ici qu'un intérêt culturel. Aussi ne nous attacherons-nous pas à décrire les différents phénomènes de la mécanique des fluides, de la thermodynamique ou de la chimie intervenant dans le fonctionnement d'un moteur, mais nous nous limiterons à décrire les phénomènes importants pour comprendre les dynamiques les plus basses du moteur sollicitant la transmission.

Le moteur thermique transforme l'énergie chimique contenue dans le carburant en énergie mécanique se manifestant par la rotation du vilebrequin.

Il existe de nombreux types de moteurs réalisant cet objectif : moteur quatre temps à essence, quatre ou six cylindres, moteur diesel, turbocompressé ou non..., chacun de ces moteurs étant le siège de processus complexes. Le lecteur intéressé pourra avantageusement se référer à [RNUR, 79], ou aux nombreux ouvrages existants sur les différents types de moteurs équipant les véhicules de tourisme pour une information plus précise. Nous décrivons ici, pour rappel, les grands principes d'un moteur à essence à  $N_{cyl}$  cylindres, afin d'illustrer les caractéristiques remarquables de la transmission par moteur thermique.

Le moteur à essence utilise la combustion à volume constant d'un mélange gazeux d'hydrocarbure et d'air. Cette combustion très rapide déclenchée par une étincelle électrique (allumage) provoque une augmentation importante de la pression dans le cylindre qui l'abrite et par suite le déplacement de sa partie mobile, le piston. Le mouvement de translation des quatre pistons est transformé en un mouvement de rotation du vilebrequin par le biais d'un embiellage. Ce mouvement de rotation est ensuite exploité par la transmission.

### 1.2.2.2. Le fonctionnement

Le cycle de Beau de Rochas est à la base du fonctionnement du moteur à quatre temps. La figure 1.2 illustre les cycles théorique et réel dans le plan pression-volume. On distingue les différentes étapes du cycle : la descente du piston (entraînée par la rotation du vilebrequin) provoque l'aspiration du mélange gazeux, la remontée du piston entraîne sa compression ; une étincelle est alors créée qui entraîne l'explosion du mélange ; la pression augmente brusquement à volume constant ; cette forte pression s'exerce sur la partie mobile du cylindre dont la descente, correspondant à la phase de détente, communique l'énergie entraînant le vilebrequin. On constate que le cycle correspond à deux montées (compression et échappement) et deux descentes (aspiration et détente) du piston dans le cylindre, soit donc à deux tours de vilebrequin. Chaque cylindre est donc le siège d'une explosion tous les deux tours.

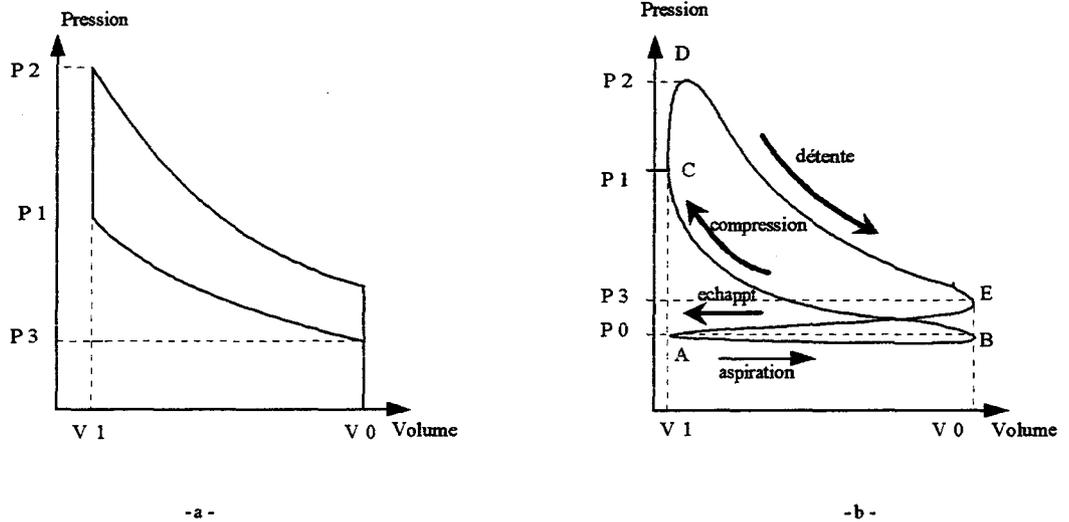


Figure 1.2 : Cycle de Beau de Rochas. a- théorique, b- réel.

La synchronisation des explosions (point D) dans les 4 cylindres génère la rotation du vilebrequin.

La transformation du mouvement de translation des pistons, par nature fortement oscillant, en mouvement de rotation, est à l'origine d'une irrégularité du couple moteur appelée **acyclisme moteur**. Le schéma de la figure 1.3 illustre cette transformation.

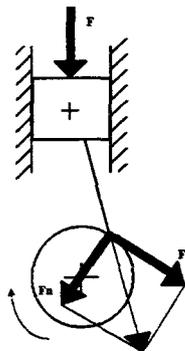


Figure 1.3 : Transformation du mouvement de translation en mouvement de rotation

L'explosion engendre dans le cylindre un pic de pression d'environ 30 bars, exerçant sur la partie mobile une force  $F$ . Le moment du couple qui résulte de cette force sur le vilebrequin, a l'allure montrée sur la figure 1.4. Le couple moteur est la résultante des actions exercées sur le vilebrequin par les quatre pistons. Celui-ci a par conséquent l'allure évoquée sur la figure 1.5. On appelle « pleine charge » une ouverture complète du papillon moteur, c'est-à-dire l'ouverture complète de l'arrivée d'air.

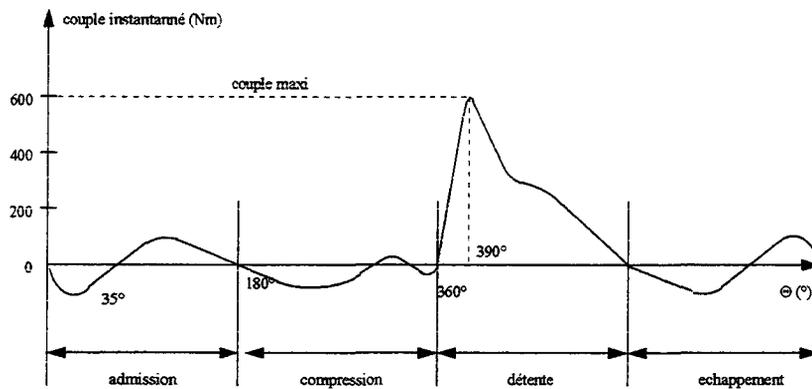


Figure 1.4 : Allure du couple généré sur le vilebrequin par l'explosion dans un cylindre, pleine charge

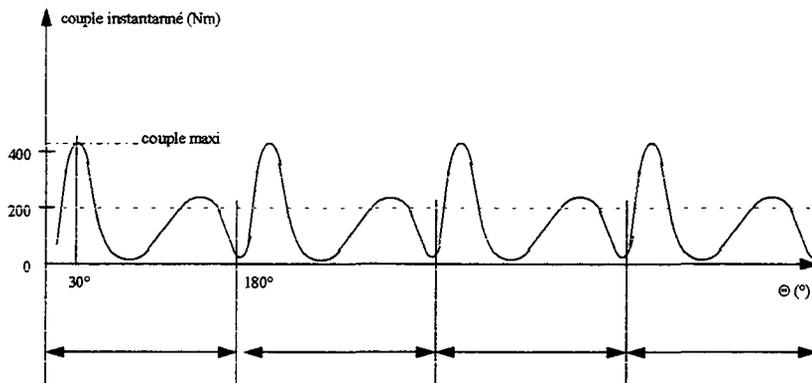


Figure 1.5 : Allure du couple généré sur le vilebrequin par les quatre cylindres, pleine charge

On constate que le couple instantané sur le vilebrequin présente des irrégularités dont la fréquence est fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin : si  $N_{cyl}$  est le nombre de cylindres du moteur,  $f_{mot}$  la fréquence du moteur, la fréquence des acyclismes  $f_{acy}$  est :

$$f_{acy} = \frac{N_{cyl}}{2} \times f_{mot} \tag{1.1}$$

Ainsi, lorsqu'un tel moteur fonctionne au ralenti, c'est à dire à environ 800 tours/mn, les acyclismes générés ont une fréquence de **25Hz environ**.

Pour atténuer la répercussion des oscillations du couple moteur sur la vitesse de l'arbre moteur, celui-ci est doté d'une inertie importante donnée par un volant d'inertie couramment appelé le volant moteur. Les oscillations résiduelles de l'arbre moteur sont, nous le verrons par la suite, partiellement filtrées par le moyeu amortisseur de l'embrayage. Le nombre de cylindres du moteur influe également sur l'amplitude de ces acyclismes : un plus grand nombre de cylindres conduit à un couple plus régulier au cours d'un tour de vilebrequin.

La composante résiduelle des acyclismes moteur répercutée dans la transmission pourra poser un problème de filtrage dans l'application embrayage piloté.

Certaines problématiques liées au moteur s'intéressent à son fonctionnement instantané et tiennent compte des phénomènes d'explosion et des acyclismes du moteur. C'est le cas en particulier lorsqu'on s'intéresse aux bruits générés dans la caisse par le moteur ou au dimensionnement d'amortisseurs d'acyclismes. Dans d'autres cas, on s'intéresse au couple moyen généré par le moteur, sans tenir compte des irrégularités d'acyclismes. Ce sera le cas dans notre étude. Le couple moyen généré au cours d'un cycle par un cylindre est proportionnel à la différence des aires décrites par le cycle de Beau de Rochas. On appelle communément le couple correspondant à la grande surface couple moyen indiqué positif, noté  $C_{MI}^+$ , le couple correspondant à la petite surface, négatif, est appelé couple de pompage et noté  $C_p$ . Le couple moyen effectif, noté  $C_{ME}$  et correspondant au couple moyen effectivement exercé sur le vilebrequin s'exprime alors :

$$C_{ME} = C_{MI}^+ - C_p - C_f \quad (1.2)$$

où  $C_f$  représente les efforts de frottement sur les pistons.  $C_f$  est une fonction affine de la vitesse moteur.

### 1.2.2.3. La commande du moteur

La commande du moteur est, pour le conducteur, la pédale d'accélérateur. Dans le cas d'un moteur essence, la pédale d'accélérateur commande, soit directement par une tringlerie mécanique, soit par l'intermédiaire d'un système électronique, un papillon, autorisant plus ou moins l'arrivée d'air. La pression d'explosion et par suite, le couple moteur moyen effectif, sont fonctions en première approximation du débit d'air, donc de la position de la pédale d'accélérateur et de la vitesse de rotation du vilebrequin (vitesse moteur).

Dans un moteur diesel, la pédale d'accélérateur contrôle la quantité de carburant injecté dans le moteur, la combustion se faisant en excès d'air. La pression d'explosion et par suite le couple moteur sont également fonctions des deux paramètres vitesse moteur et position de la pédale d'accélérateur.

La recherche de réduction d'émissions polluantes, de réduction de la consommation, ou encore de performances accrues, a conduit en outre à introduire une commande électronique du moteur, en particulier au niveau de l'injection de carburant.

## 1.2.3. L'embrayage

### 1.2.3.1. Généralités

Les dispositifs d'embrayage trouvent leur origine dans la nécessité d'entraîner des mécanismes à fonctionnement intermittent à partir d'une source d'énergie fonctionnant en continu. Les Techniques de l'ingénieur ([LINDAS, 87]) présentent la constitution et les calculs généraux concernant l'embrayage.

L'embrayage automobile, premier organe de la transmission, a pour fonction essentielle de permettre de désolidariser le moteur de la charge. Cette fonction est utilisée dans différentes circonstances :

- lors d'un changement de rapport de boîte, aucun couple ne devant être transmis,
- lors d'un arrêt du véhicule lorsqu'une vitesse est enclenchée : le moteur, pour ne pas caler, doit posséder une vitesse minimum. A l'arrêt, le moteur doit donc tourner tandis que la vitesse des roues est nulle. Il faut donc désolidariser le moteur des roues, ce qui est obtenu soit en débrayant, soit quand aucune vitesse n'est enclenchée.

En dehors de ces situations, l'embrayage transmet le couple par friction entre l'ensemble volant moteur - mécanisme d'embrayage, solidaire du vilebrequin, et le disque d'embrayage, solidaire de l'arbre primaire de la boîte de vitesses. Un effort de serrage du disque d'embrayage entre le volant moteur et le plateau de pression est assuré par le diaphragme d'embrayage, constituant un ressort précontraint. La figure 1.6 schématise le fonctionnement de l'embrayage.

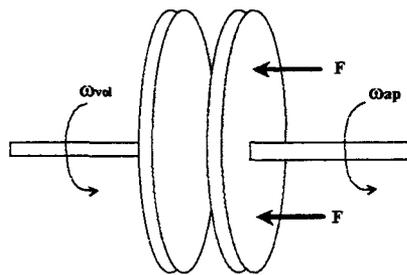


Figure 1.6 : Schéma de principe de la fonction embrayage

où :

- $\omega_{vol}$  désigne la vitesse angulaire de l'arbre moteur
- $\omega_{ap}$  désigne la vitesse angulaire de l'arbre primaire de boîte de vitesse
- $F$  désigne la force de serrage entre les deux parties de l'embrayage

La figure 1.7 représente les différentes pièces mises en jeu dans un embrayage à friction.

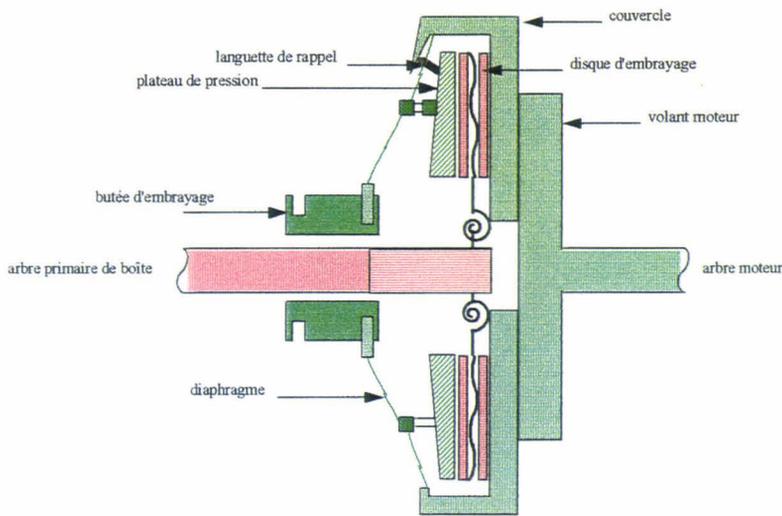


Figure 1.7 : Schéma de l'embrayage

La couleur rouge désigne les pièces solidaires de l'arbre primaire de boîte de vitesses, tandis que la couleur verte désigne les pièces solidaires de l'arbre moteur.

### 1.2.3.2. La friction d'embrayage

On appelle communément friction d'embrayage la partie du disque d'embrayage pressée entre le volant moteur et le plateau de pression et permettant le passage du couple dans la transmission par frottement sec.

Le frottement sec se distingue par sa caractéristique dans le plan vitesse-effort. Contrairement au frottement visqueux, l'effort de frottement sec s'exerçant entre deux solides ne dépend pas linéairement de la vitesse relative entre ces deux solides :

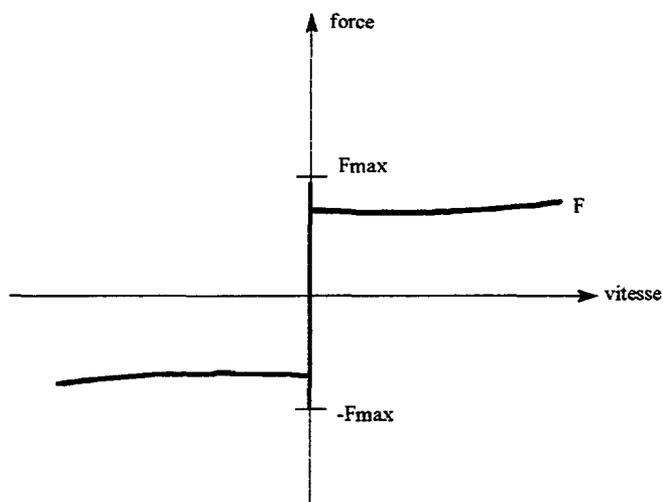


Figure 1.8 : Caractéristique de frottement sec.

Considérons deux solides en contact, exerçant l'un sur l'autre une force de frottement sec. Lorsque la vitesse relative entre les deux solides est nulle, on peut considérer que la liaison entre les deux solides est pleine. L'effort de frottement sec prend une valeur entre  $+F_{MAX}$  et  $-F_{MAX}$  dépendant des autres efforts exercés sur cet ensemble. Lorsque la vitesse relative entre les deux solides est non nulle, l'effort de frottement sec exercé entre ces deux solides est une fonction non linéaire de la vitesse, des caractéristiques des matériaux en contact et de la température des surfaces en contact. Dans le cas d'un frottement sec pur, l'effort de friction est une fonction constante de la vitesse de glissement. Dans le cas de l'embrayage, l'effort de friction est un couple. On note  $C_r$  le couple transmis par l'embrayage, c'est à dire le couple exercé par une surface de friction sur l'autre,  $C_{re}$  le couple transmissible, c'est à dire le couple qui serait transmis en glissement à chaque instant.

Il est important de noter que la friction d'embrayage, reposant sur le phénomène de frottement, est soumise à une usure et à des variations de température importantes, modifiant les propriétés du matériau et par suite la caractéristique du frottement sec.

Nous reviendrons sur le frottement sec et la friction d'embrayage en particulier, dans le chapitre consacré à la modélisation. En effet, la commande de l'embrayage que nous envisageons repose sur la bonne connaissance et le contrôle de cet effort de frottement sec. Un intérêt particulier sera donc porté à ce paramètre dans la phase de modélisation.

### 1.2.3.3. Le moyeu amortisseur de l'embrayage

Une fonction secondaire mais non négligeable de l'embrayage, est de filtrer les acyclismes du moteur évoqués au paragraphe 1.2.2.2. Pour ce faire, des ressorts tangentiels et des pièces de friction sont insérés dans le disque d'embrayage, entre la friction et l'arbre primaire de boîte, réalisant ainsi un filtre mécanique. Les ressorts, de raideurs différentes, sont choisis de telle sorte que le filtre mécanique obtenu filtre le plus possible les fréquences d'acyclisme.

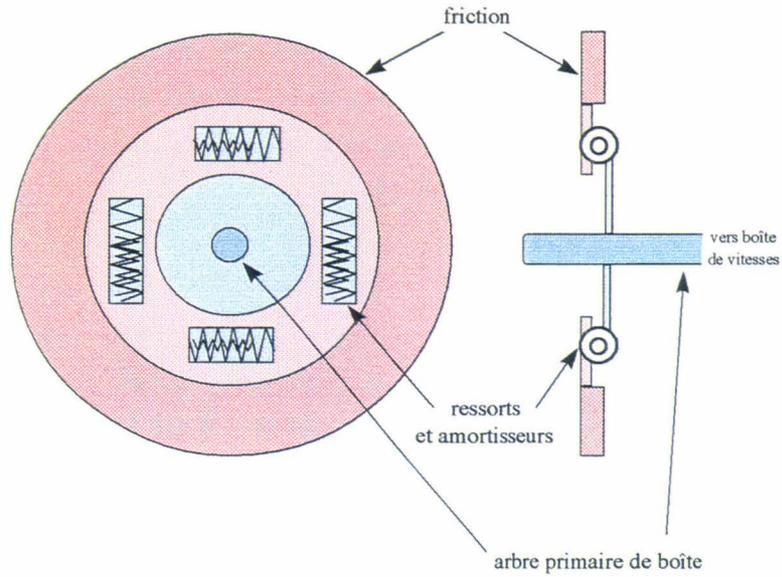


Figure 1.9 : Moyeu amortisseur de l'embrayage

Ce dispositif conduit à une caractéristique non linéaire entre le couple et l'angle de déflexion relatif entre l'arbre primaire et la friction d'embrayage. Un exemple de caractéristique de moyeu amortisseur d'embrayage dans le plan couple-déflexion angulaire est présenté figure 1.10.

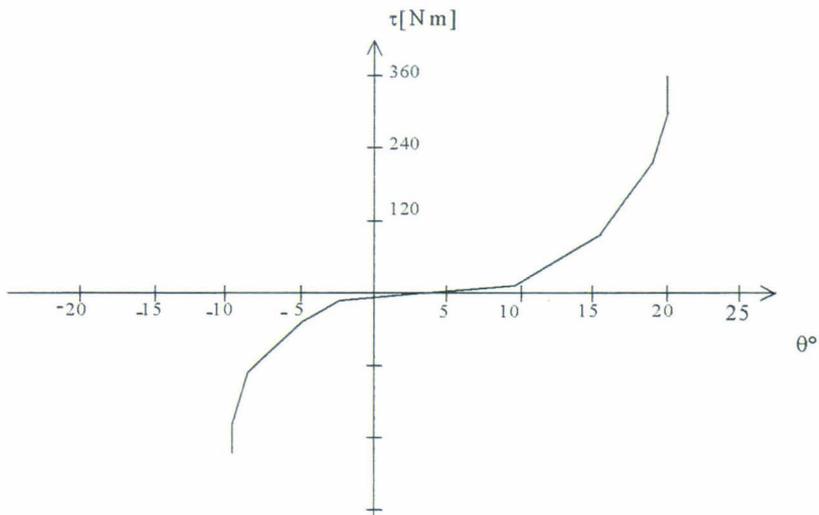


Figure 1.10 : Caractéristique de moyeu amortisseur d'embrayage dans le plan couple-déflexion angulaire

La conception de ces moyeux amortisseurs fait l'objet chez les constructeurs d'embrayages, de la plus grande attention, en raison du rôle important qu'ils jouent sur le confort vibratoire et acoustique (hautes fréquences).

#### 1.2.3.4. Le mécanisme d'embrayage

Le mécanisme d'embrayage est l'ensemble des pièces mécaniques permettant les manœuvres d'enclenchement ou de déclenchement de l'embrayage, c'est à dire les manœuvres conduisant respectivement à la solidarisation et la désolidarisation des deux parties de l'embrayage.

Les mécanismes d'embrayage automobiles ont évolué dans l'histoire, dans le but de transmettre les couples de plus en plus importants fournis par les moteurs, et d'améliorer le confort de conduite en diminuant l'effort devant être exercé à la pédale d'embrayage par le conducteur.

Les automobiles sont aujourd'hui dotées de mécanismes à diaphragme, parmi lesquels on distingue deux familles : les embrayages à diaphragme poussé et les embrayages à diaphragme tiré selon que la butée pousse ou tire le diaphragme dans l'action de débrayage. La figure 1.7 présente le schéma d'un embrayage à diaphragme tiré. Les avantages de celui-ci sont explicités dans [TAKEUCHI, 88].

Au repos, le diaphragme, encastré sur sa périphérie extérieure dans un couvercle en tôle solidaire du volant moteur, tend à pousser le plateau de pression en fonte en direction du volant moteur. C'est dans cet espace qu'est serré le disque d'embrayage. La position de repos correspond donc à la situation d'un enclenchement total, la partie motrice étant solidaire de la partie tractée.

En manoeuvre de déclenchement, la butée d'embrayage en liaison glissière sur l'arbre primaire, tire le rayon intérieur du diaphragme. Le plateau de pression n'est peu à peu soumis qu'à l'effort des languettes de rappel, solidaires du couvercle, et donc tiré vers ce même couvercle. Le disque d'embrayage est libéré, et donc désolidarisé du volant moteur.

Une bonne connaissance de l'embrayage et notamment du mécanisme d'embrayage est nécessaire à la réalisation d'une commande de la transmission. Une attention particulière sera apportée à la modélisation de cet élément, comme transmetteur du couple moteur, et comme actionneur, respectivement dans les chapitres 4 et 5.

#### 1.2.3.5. Le ressort de progressivité

Afin de ne pas générer d'à-coups dans la transmission lors d'un enclenchement suivant un passage de vitesse, afin également d'autoriser une tolérance assez large sur les épaisseurs de friction, il s'est avéré nécessaire d'introduire, dans le mécanisme d'embrayage, un système permettant de faire passer progressivement le couple généré par le moteur dans la transmission. Pour ce faire, le disque d'embrayage a été divisé en deux parties entre lesquelles a été introduit un ressort (tôle ondulée) comme le montre le schéma de la figure 1.11.



Figure 1.11 : Schéma de principe du ressort de progressivité

Ce mécanisme possède un certain nombre d'avantages. Il introduit en premier lieu une progressivité : la pression de serrage du disque évolue progressivement en fonction de la position de la pédale d'embrayage. Il permet également à la friction de se rôder : dans les premières heures de fonctionnement de l'embrayage, les surfaces de friction (celles du disque et celles liées au volant moteur) ne sont pas nécessairement parallèles, en raison de tolérances relativement larges. Le ressort de progressivité permet, après quelques heures de fonctionnement, de rectifier l'erreur et d'obtenir le parallélisme des surfaces, nécessaire à un bon fonctionnement de l'embrayage.

Le ressort de progressivité induit par contre, nous le verrons plus précisément dans le chapitre 4 consacré à la modélisation, des incertitudes inopportunes dans le cadre de la réalisation d'une commande. En particulier, la tolérance large donnée à la caractéristique de ce ressort introduit entre des embrayages d'une même famille une dispersion importante. Qui plus est, le comportement de ce ressort n'est pas réversible : la caractéristique obtenue pendant un serrage est différente de celle obtenue lors d'un desserrage du disque.

#### 1.2.4. La boîte de vitesses à commande manuelle

Le but de la boîte de vitesse est de réaliser une démultiplication variable discrètement entre l'arbre moteur et les roues motrices du véhicule. Cette démultiplication est réalisée par le biais d'engrènements entre un arbre d'entrée et un arbre de sortie. Différents types de boîtes de vitesses existent. Leur principe commun est évoqué figure 1.12.

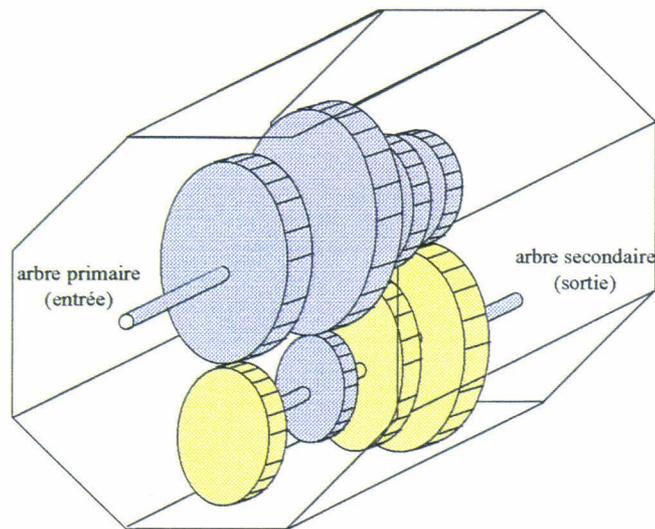


Figure 1.12 : Principe de fonctionnement d'une boîte de vitesses

Sur l'arbre primaire de boîte se trouvent, solidaires de l'arbre, des pignons de diamètres différents. Ces pignons sont engrenés avec ceux de l'arbre secondaire. Les pignons de l'arbre secondaire ne sont pas tous solidaires de l'arbre secondaire (pignons fous, représentés en jaune). Un seul au plus de ces pignons peut être solidarisé à l'arbre par l'intermédiaire de crabots actionnés par une fourchette liée au levier de vitesse (pignon bleu). Le passage d'un rapport à un autre se fait en décrabotant un pignon de l'arbre secondaire pour en craboter un autre. On appelle point mort le point de fonctionnement où tous les pignons de l'arbre secondaire sont en liaison pivot avec celui-ci. Ils tournent alors à une vitesse qui leur est propre, imposée par la vitesse de l'arbre primaire, et n'entraînent pas la rotation de l'arbre secondaire.

Le rôle des synchroniseurs de boîte est, lorsque la fourchette est actionnée pour enclencher un rapport, d'amener le pignon de l'arbre secondaire destiné à être solidarisé à l'arbre, à la même vitesse que celui-ci. Pour ce faire, le synchroniseur, tournant à la même vitesse que l'arbre secondaire, entre en contact avec le pignon intéressé et l'entraîne par friction. On constate que cette manoeuvre nécessite que l'arbre primaire soit libre, donc désolidarisé du moteur par débrayage.

Le pont, situé en sortie de boîte est un engrenage supplémentaire réalisant une démultiplication fixe. Cette démultiplication, en série avec la démultiplication variable, permet à la boîte de vitesses de garder un volume convenable. Par la suite, on notera :

- $\eta_{rap}$  le rapport de boîte variable
- $\eta_{pont}$  le rapport réalisé par le pont
- $\eta_{bv}$  le rapport de boîte total. On a donc  $\eta_{bv} = \eta_{pont} \cdot \eta_{rap}$

La cinématique introduite par la boîte de vitesses s'écrit simplement, en notant  $\omega_{pont}$  la vitesse angulaire du pont en sortie de boîte :

$$\omega_{pont} = \eta_{bv} \cdot \omega_{ap} \quad (1.3)$$

Si l'on suppose qu'il y a conservation de l'énergie dans la boîte de vitesses, le couple sur l'arbre secondaire, noté  $C_{pont}$  s'exprime en fonction du couple sur l'arbre primaire  $C_{ap}$  :

$$C_{pont} = \frac{1}{\eta_{bv}} \cdot C_{ap} \tag{1.4}$$

(La boîte de vitesses est par ailleurs un système mécanique complexe, rempli d'inventions astucieuses qui sortent du cadre de notre propos. Voir [DERREUMAUX, 91])

### 1.2.5. Le différentiel

Le différentiel, situé en aval de la boîte de vitesses, a pour fonction de distribuer l'énergie sortant de la boîte aux roues. Cette pièce doit répartir le couple également sur chaque arbre de roue et doit pouvoir gérer une différence de vitesses entre les deux roues.

En effet, lorsque le véhicule est en virage, la vitesse de la roue intérieure est inférieure à la vitesse de la roue extérieure. De même, lorsqu'une des deux roues motrices est en contact avec une surface de faible adhérence, une différence de vitesse peut prendre place.

La pièce schématisée figure 1.13 réalise cet objectif. Le repère  $Oxyz$  est lié au pont (donc tournant), le repère  $OXYZ$  est fixe et tel que les axes  $Oy$  et  $OY$  sont confondus. Nous reviendrons dans le chapitre concernant la modélisation sur cette répartition d'énergie, en particulier, en nous attachant au problème des causalités dans le différentiel.

- $\omega_p$  désigne la vitesse de rotation du pont dans le repère fixe,
- $\omega_{s1}$  et  $\omega_{s2}$  désignent la vitesse de rotation des satellites dans le repère tournant  $Oxyz$ ,
- $\omega_g$  et  $\omega_d$  désignent la vitesse de rotation des planétaires gauche et droit dans le repère  $OXYZ$ ,
- $r_{pl}$  et  $r_{sat}$  désignent respectivement les rayons des planétaires et des satellites,  $A$  désigne un point de contact entre un pignon satellite et un pignon planétaire.

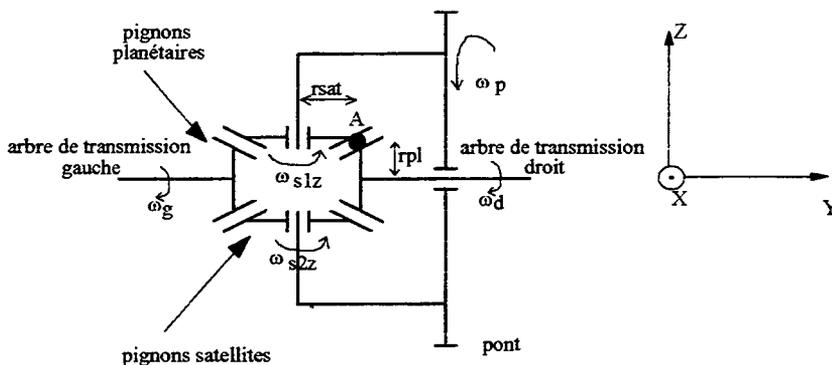


Figure 1.13 : Différentiel et schéma de principe du différentiel.

La cinématique induite par le différentiel, s'écrit, avec les notations de la figure :

$$\begin{cases} \omega_d = \omega_p - \frac{r_{sat}}{r_{pl}} \cdot \omega_{s1z} \\ \omega_{gd} = \omega_p + \frac{r_{sat}}{r_{pl}} \cdot \omega_{s1z} \\ \omega_{s1z} = -\omega_{s2z} \end{cases} \quad (1.5)$$

### 1.2.6. Les arbres de roue

Les arbres de roue permettent d'entraîner les roues motrices à partir des pignons planétaires du différentiel. La caractéristique essentielle des arbres de transmission par rapport aux problèmes de vibrations dans la transmission est leur élasticité de torsion. Des études expérimentales ont été menées sur les arbres de transmission. En particulier, [FAN, 95] étudie expérimentalement l'influence de la raideur et de l'amortissement propre de torsion des arbres de transmission sur les vibrations générées dans le véhicule.

Une extrémité de l'arbre de transmission est reliée à un pignon planétaire du différentiel tandis que l'autre est reliée à la roue. Ces liaisons sont réalisées par des joints homocinétiques, qui permettent à deux arbres de tourner à la même vitesse angulaire autour de leur axe propre, tout en conservant, l'un par rapport à l'autre, deux degrés de liberté en rotation.

### 1.2.7. Les roues, les pneus, la caisse

Comme le moteur, ces éléments du véhicule ne font pas partie de la transmission, mais jouent un rôle important dans la propagation vers les passagers du véhicule des oscillations générées dans la transmission. C'est pourquoi nous avons jugé nécessaire de les prendre en compte dans le modèle complet présenté au chapitre 4. Nous évoquons ici les différents organes et liaisons intervenant dans la dynamique horizontale du véhicule.

C'est par le contact des roues motrices avec le sol que le mouvement de rotation va être transformé en mouvement de translation de la caisse. Ce contact a fait l'objet de nombreux travaux, tant au niveau expérimental que théorique. En particulier, certains travaux internes à PSA, ont évalué expérimentalement l'influence des caractéristiques du pneumatique sur le premier mode de transmission [DOULET, 92]. Ces résultats seront retrouvés en simulation.

L'existence d'élasticités dans la liaison horizontale roue-caisse réalisée par l'essieu avant, ainsi que l'élasticité du pneumatique, sont à prendre en compte dans une étude de confort longitudinal. En effet, couplées avec des frottements, elles peuvent constituer un filtre et provoquer l'amortissement de certains modes de transmission ou, au contraire, des modes supplémentaires, propres à ces systèmes masse-ressort, peuvent être initiés par les fréquences issues de la transmission et venir enrichir la gamme de fréquences entrant dans la caisse.

La liaison verticale caisse-roues est également importante, des modes de caisses en tangage (oscillations de la caisse autour de l'axe  $Oy$  (voir figure 4.20)) pouvant être générés à l'occasion d'une accélération ou d'un freinage. [GUILLEMARD, 96] s'intéresse particulièrement, dans le cadre d'une architecture de suspension nouvelle et active, à la tenue de la caisse à ces sollicitations.

## 1.2.8. Les paramètres importants dans le confort de transmission

### 1.2.8.1. Les raideurs et les masses

Dans le cadre d'une étude vibratoire de la transmission, les raideurs rencontrées dans le groupe motopropulseur ont une grande importance. Chaque pièce intervenant dans la propagation de l'énergie subit des déformations élastiques, et possède donc une raideur. L'ensemble des raideurs et des masses mises en jeu va générer des modes vibratoires sur une large plage de fréquences. Suivant leur fréquence, les modes générés sont ressentis différemment par les passagers du véhicule : chocs, bruits, vibrations, oscillations.

### 1.2.8.2. Les jeux

Les jeux de la transmission jouent un rôle important dans le confort de transmission. Ceux-ci sont essentiellement localisés dans les engrenages (jeux interdentures), qui sont nombreux dans l'ensemble boîte de vitesses-pont-différentiel. On peut également noter un jeu dans le moyeu amortisseur du disque d'embrayage (voir la caractéristique déflexion-effort du moyeu amortisseur figure 1.10).

Ils sont à l'origine tout d'abord du phénomène de grenailage de boîte [PLASSE, KENNY, 1992]. Le grenailage est ressenti comme un bourdonnement, et correspond aux chocs à hautes fréquences des dents des pignons de la boîte de vitesses ne transmettant pas de couple. Ces chocs sont générés par la composante non filtrée des acyclismes moteur. Ce phénomène n'est pas à proprement parler un problème de transmission de puissance, puisqu'il intervient lorsqu'aucune puissance n'est transmise aux roues.

L'inversion du sens de circulation de la puissance dans la transmission peut conduire à un « passage de jeu », c'est à dire qu'entre deux instants distincts, le lien de puissance entre le moteur et les roues est rompu. Le passage de jeu génère un échelon de couple dans la transmission, sollicitant ainsi tous les modes que présente celle-ci. Les modes les plus élevés sont audibles. Le choc entendu lors de la reprise de jeu par les passagers est de façon pragmatique appelé « clonk ». Les fréquences les plus basses retransmises à la caisse conduisent à une oscillation de celle-ci à une fréquence inférieure à 10Hz. Cet effet est parfois appelé effet « bonanza », ou « réattelage ».

La figure suivante présente une courbe d'accélération longitudinale et une courbe de vitesse angulaire du moteur d'un véhicule dont la transmission est sollicitée par une discontinuité de couple. On constate que ces deux signaux permettent une bonne visualisation des modes lents de la transmission. Ils seront donc préférentiellement utilisés dans la suite. En outre, la vitesse moteur du véhicule est un signal relativement facile à mesurer puisqu'il ne nécessite pas l'installation de capteur supplémentaire (il existe en série sur la plupart des véhicules).

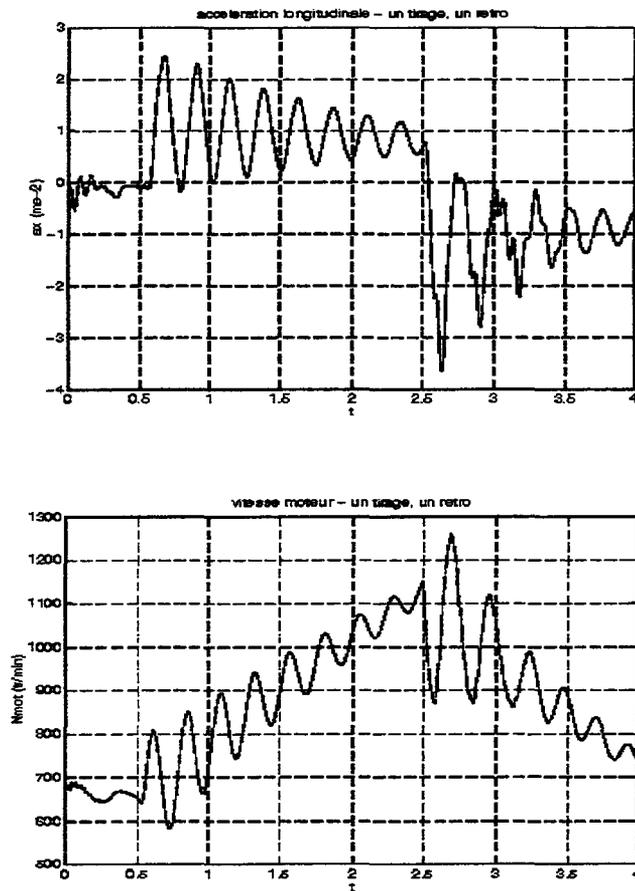


Figure 1.14 : Le phénomène de réattelage observé sur l'accélération longitudinale d'un véhicule soumis à une variation brutale de couple dans la transmission.

[OGASAWARA et al, 87] et [FAN, 94], proposent également des études expérimentales des effets vibratoires induits dans la transmission lors de discontinuités de couple.

### 1.3. Les transmissions automatiques

#### 1.3.1. La transmission automatique à rapports discrets

##### 1.3.1.1. Généralités et fonctionnement

La boîte de vitesse automatique à rapports de démultiplication discrets est l'automatisme le plus utilisé aujourd'hui en transmission. Cet automatisme gère la totalité des manoeuvres de changement de vitesse ainsi que les phases d'arrêt et de démarrage du véhicule. Cet automatisme, très apprécié dans certains pays (Etats-Unis, Allemagne) est rejeté par d'autres et en particulier par les conducteurs français. La non maîtrise des changements de rapports, un confort parfois insuffisant et un prix élevé sont à l'origine de ce refus.

La BVA comprend en général 4 sous-ensembles principaux :

- Un dispositif d'accouplement fluide entre le moteur et la transmission. C'est en général un convertisseur de couple.
- Un ou plusieurs trains planétaires qui permettent d'obtenir les différents rapports de démultiplication par immobilisation ou entraînement de ses éléments.
- Un ensemble d'embrayages et de freins permettant de réaliser ces immobilisations ou entraînements.
- Un système de commande de ces embrayages et freins et permettant de sélectionner un rapport. Cette commande peut être mécanique ou électronique.

La liaison cinématique du train planétaire, dont un schéma est donné figure 1.16 conduit à la relation :

$$\frac{\omega_c - \omega_d}{\omega_a - \omega_d} = q \quad (1.6)$$

où  $q$  est appelé la raison du train. Le blocage d'une des trois sorties A, C, ou D du train planétaire établit donc entre les deux sorties libres le rapport de démultiplication de la boîte. Le blocage d'une sortie par l'intermédiaire d'un frein, peut être réalisé tandis que le couple passe dans la transmission.

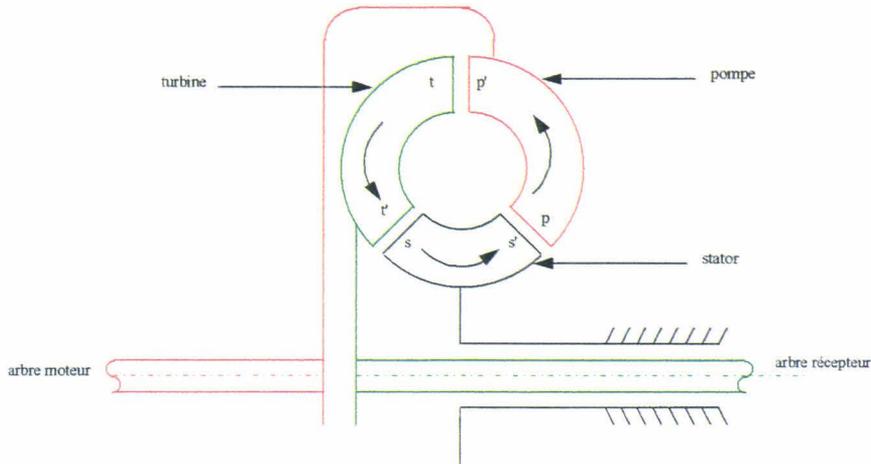


Figure 1.15 : Schéma de principe du convertisseur de couple

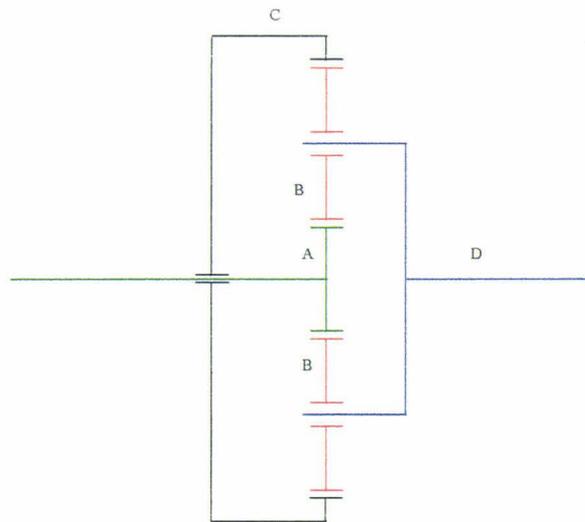


Figure 1.16 : Schéma d'un train planétaire simple

### 1.3.1.2. Particularités

La technologie utilisée dans la BVA permet des changements de rapports alors que la puissance passe dans la transmission, ce qu'interdit la BVM qui nécessite le débrayage pour un changement de rapport. Les changements de vitesses peuvent se faire tout en faisant passer un couple de signe constant dans la transmission. En particulier, le passage du jeu, évoqué dans le paragraphe 1.2.8.2., et prenant place inmanquablement lors d'un changement de rapport sur une BVM, n'est pas provoqué ici. Un enclenchement progressif des différents embrayages lors d'un changement de rapport permet par ailleurs d'adoucir la discontinuité de couple due au changement de démultiplication. Les modes de la transmission sont faiblement excités et le confort amélioré.

En revanche, l'automatisme lui-même est parfois considéré comme constituant une perte trop importante du contrôle du véhicule et rebute un certain nombre de conducteurs. Le prix et la complexité du système sont également des obstacles que certains clients ne sont pas prêts à surmonter. Enfin, le confort et l'agrément de conduite procurés par cette technologie peuvent encore faire l'objet d'un certain nombre de critiques sur lesquelles nous reviendrons dans le chapitre 2.

### 1.3.2. La transmission à rapport continûment variable

#### 1.3.2.1. Généralités et fonctionnement

BVM et BVA conduisent à l'utilisation de rapports de démultiplication discrets. A priori, il s'avère plus naturel d'envisager une variation continue du rapport de démultiplication. Pendant longtemps, des barrières technologiques ont fait obstacle à la réalisation de cet objectif sur véhicule de tourisme. Aujourd'hui, plusieurs solutions, fort différentes, sont proposées, dont certaines sont déjà commercialisées ([CVT, 87]).

C'est le cas du variateur à courroie, dont le principe est évoqué figure 1.17. Le rapport de démultiplication entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie est le rapport des rayons  $r_1$  et  $r_2$ . La mobilité en translation suivant leur axe d'un des flasques de chaque poulie, permet de rendre continûment variable chacun de ces deux rayons, par suite, le rapport de démultiplication.

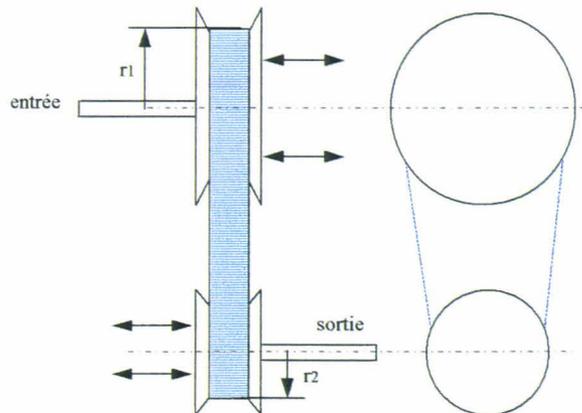


Figure 1.17 : Schéma de principe du variateur à courroie

#### 1.3.2.2. Particularités

Cette technologie permet une variation de démultiplication sans discontinuité du couple. Les modes de la transmission ne sont donc pas sollicités. Le variateur permet donc d'envisager un confort de transmission parfait.

Le chapitre 2, consacré au confort et à l'agrément, précisera ces attentes.

## 1.4. Les premières spécifications d'un nouvel automatisme

Ce panorama technologique rapide de la transmission permet d'établir les premières spécifications d'un nouvel automatisme, que nous nous proposons d'adapter sur une transmission manuelle.

### 1.4.1. Le coût du système

La constatation du nombre très faible de vente de véhicules équipés de boîte de vitesses automatiques dans certains pays, ainsi que, paradoxalement peut-être, le désir de véhicules plus agréables, conduit les constructeurs à rechercher un automatisme peu coûteux pour la transmission. C'est dans ce cadre que s'inscrit d'abord l'embrayage piloté.

L'automatisme retenu ici consiste à remplacer le conducteur dans les actions de débrayage et d'embrayage, liées aux changements de vitesse ainsi qu'aux manoeuvres de démarrages et d'arrêts, par un système commandé électroniquement. Il se caractérise par le fait qu'il utilise et s'adapte à la transmission manuelle décrite dans ce chapitre, bien maîtrisée et déjà produite en série.

L'embrayage piloté n'est pas un automatisme complet, puisqu'il laisse le choix au conducteur du rapport de vitesse, ainsi que des instants de changement de vitesse, contrairement à une BVA. En revanche, le conducteur est affranchi des actions sur la pédale d'embrayage, pouvant s'avérer pénibles ou délicates, en particulier dans un contexte urbain.

Le coût du système à l'usage doit également, tant que faire se peut, ne pas dépasser celui d'un véhicule équipé d'une BVM classique. Ainsi l'usure de l'embrayage notamment, ne devra pas être plus rapide que sur un véhicule classique.

### 1.4.2. Le coût de développement

Afin de limiter les coûts de développement sur un système nouveau, nous avons choisi de concevoir un système ne nécessitant pas ou peu de modifications sur une transmission déjà produite en série. Ainsi, l'embrayage piloté doit pouvoir constituer un sous-ensemble venant se greffer sur un véhicule sorti des chaînes de montage. L'objectif est de ne pas devoir recourir à des transformations mécaniques de la transmission manuelle existante.

Sa conception doit par ailleurs être guidée par un souci de simplicité matérielle, impliquant des sous-éléments non-coûteux et la possibilité d'un montage relativement aisé. En particulier, le nombre de capteurs requis par la commande doit être limité.

### 1.4.3. La servo-valve

L'étude d'un embrayage piloté constitue par ailleurs un support d'application d'une servo-valve élaborée par PSA-Peugeot-Citroën et Thomson. La servo-valve est un actionneur électro-hydraulique permettant la distribution rapide de grandes puissances hydrauliques. L'étude de cette servo-valve est réalisée en parallèle du développement de notre embrayage piloté, chacun des deux sujets conférant à l'autre un intérêt particulier.

En effet, l'architecture de la servo-valve, sur laquelle nous reviendrons dans le chapitre 5 consacré à la modélisation de l'actionneur, laisse prévoir un rapport performance-coût intéressant, ainsi qu'un vaste champ d'applications automobiles. L'embrayage piloté constitue,

avec l'étude d'une nouvelle suspension active ([Guillemard 96]) l'une des premières applications de cette nouvelle technologie et doit à ce titre, confirmer les espérances émises.

#### 1.4.4. Architecture de l'automatisme

La figure suivante présente le schéma de l'implantation matérielle de l'embrayage piloté.

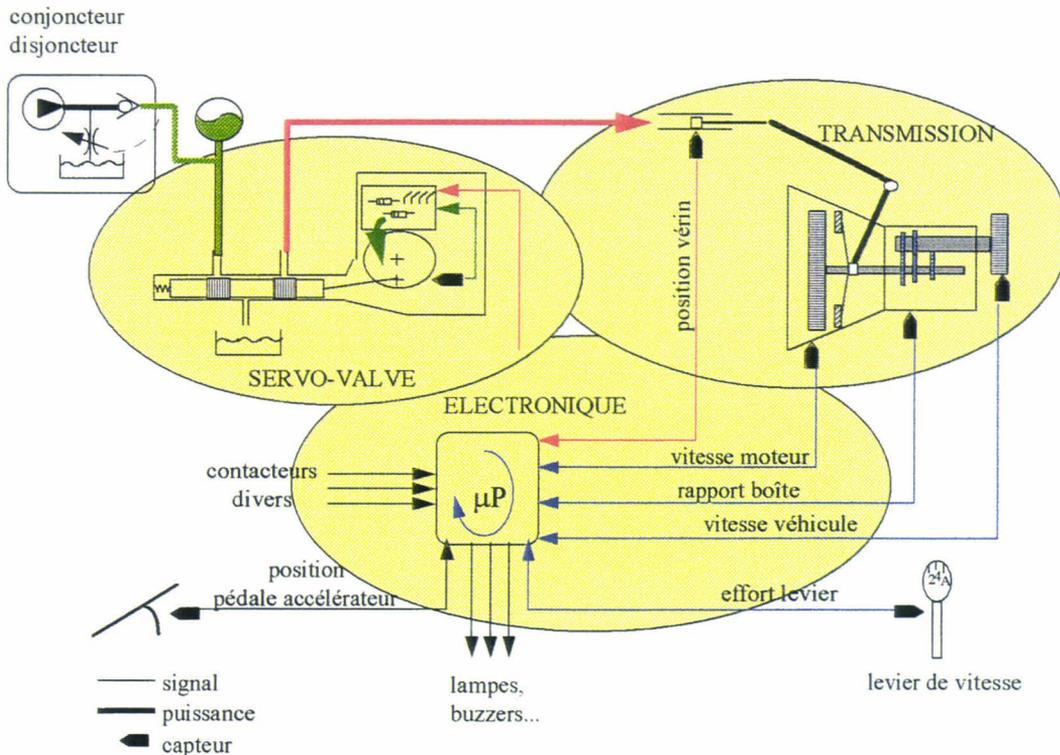


Figure 1.18 : Implantation matérielle de l'embrayage piloté

Ce système sera monté sur une Xantia 1.9L à moteur Diesel turbocompressé.

## 1.5. Conclusion

La technologie de la transmission mécanique a été présentée rapidement, afin de pouvoir préciser les premières spécifications de l'embrayage piloté. L'architecture matérielle de cet automatisme a été précisée. Cette première approche technologique de la transmission va également nous permettre d'aborder et de comprendre les phénomènes que celle-ci engendre, en particulier des points de vue du confort et de l'agrément de conduite.

L'un des objectifs du semi-automatisme envisagé est de familiariser le conducteur avec le concept de transmission active, ce que la BVA, par trop de particularités, n'a pas réussi dans certains pays. Les critères de coût, dans cette perspective, revêtent une importance particulière. Les contraintes induites sont répercutées sur la commande à réaliser, qui devra se satisfaire, par exemple, d'un nombre minimum d'informations.

Dans le même temps, et pour les mêmes raisons, il convient de donner au système les prestations nécessaires pour être accepté. Ces prestations seront analysées dans le chapitre suivant à la lumière de réflexions sur l'agrément de conduite et le confort longitudinal.

## Chapitre 2 : Confort et agrément de conduite

### 2.1. Introduction

#### 2.1.1. La position d'un système automobile piloté face au problème de confort et d'agrément

L'introduction d'un automatisme dans l'automobile peut avoir différents objectifs, que nous regroupons ici en deux familles. Le premier objectif est d'améliorer le comportement du véhicule d'un point de vue général. Les suspensions actives ou les contrôles moteurs entrent par exemple dans cette catégorie en améliorant respectivement le confort ou la pollution émise par le moteur.

D'autres systèmes pilotés ont pour objectif de remplacer ou d'aider le conducteur dans une tâche plus ou moins pénible. La direction assistée entre dans cette classe d'automatismes.

L'embrayage piloté entre dans les deux catégories rapidement définies. En effet, il doit se substituer au conducteur dans les actions de débrayage et d'embrayage que nécessitent certaines situations de vie de la transmission ; il doit par ailleurs réaliser cette mission en conférant au véhicule un agrément supérieur ou égal à celui obtenu par un bon conducteur. Cette situation particulière est propre à toutes les transmissions automatiques, qui sollicitent directement la perception du conducteur.

La conception d'un embrayage piloté nécessite donc, qu'au delà de l'aspect fonctionnel, soient définis des objectifs en termes d'agrément du véhicule. Nous considérons dans ce chapitre deux éléments du confort que touche l'embrayage piloté : le confort vibratoire et l'agrément de conduite. Nous tentons en particulier de préciser et de distinguer ces deux notions parfois confondues. Nous donnons quelques éléments pour juger du confort vibratoire et de l'agrément de conduite conférés par une transmission automatique. Enfin, nous donnons, tant que faire se peut, les critères quantitatifs qui nous permettront de juger en simulation des potentialités des lois de commande définies dans les chapitres suivants.

#### 2.1.2. Les enjeux de la définition de critères dans la conception en simulation

De façon plus générale, l'introduction de critères quantitatifs en amont de la conception de systèmes automobiles pilotés correspond à un enjeu important dans la recherche de réactivité. En particulier, l'intégration des contraintes liées au conducteur dès l'amont de la conception de systèmes automobiles doit être davantage guidée par une démarche scientifique. L'intégration de sciences souples dans la conception automobile requiert, dans certaines activités, la définition par les acteurs concernés, de critères quantitatifs.

Cette définition constitue un point de passage obligé dans certaines applications de la conception automobile en simulation. L'existence de critères quantitatifs pour un problème donné permet en particulier d'exploiter la simulation dans la recherche de solutions optimisant un compromis. Elle permet également d'enrichir l'expertise en automatisant le parcours, en simulation, de l'espace des paramètres d'un système (voir chapitres 6 et 7).

## 2.2. Le confort longitudinal

Ce paragraphe introduit la notion de confort longitudinal. Nous replaçons le confort longitudinal dans le cadre plus général du confort automobile puis du confort vibratoire. L'exemple du confort vertical, faisant l'objet de nombreux travaux dans le domaine de la suspension, nous guide dans la définition de critères.

### 2.2.1. Le confort automobile

Le confort automobile revêt toujours plus d'aspects, si bien qu'il est devenu difficile d'en donner une définition. En première approche, on définit le confort négativement comme une ambiance de séjour ou de travail telle que la fatigue apparaisse le plus tard possible ([DESPLAND, 50]).

Cette définition, valable dans le passé et encore acceptée aujourd'hui, semble devoir être dépassée ([WASSMER, 95], [LE GOFF, 91]). Le temps passé chaque jour dans un véhicule, les exigences nouvelles des clients, aiguës par la concurrence, conduisent, en même temps que change la définition même du véhicule, à modifier la notion de confort et à en donner une définition plus positive. Le confort devient l'ensemble des éléments qui contribuent au bien-être des passagers et du conducteur. Maurice Despland, il y a bientôt 50 ans prédisait cette évolution de la notion du confort. Il n'est suivi que longtemps plus tard par le plus grand nombre.

F. Batocchi, coordinateur de l'activité confort pour PSA Peugeot Citroën, définit le confort automobile comme l'harmonie entre les sensations perçues par les occupants du véhicule et les éléments de l'environnement extérieur rencontrés au cours des différentes situations de vie du véhicule.

Plus précisément, le confort comprend [BATOCCHI, 96] :

- Le confort d'ambiance (visuel, éclairage, confort olfactif, confort tactile...)
- Le confort vibratoire (dont le confort auditif, le confort de suspension)
- Le confort thermique
- Le confort d'assises
- Le confort lié à l'ergonomie des commandes et des équipements
- L'architecture, la praticité, la vie à bord, la polyvalence (rangements, coffre, modularité)

### 2.2.2. Le confort vibratoire

Le confort vibratoire apparaît ici comme une dimension du confort automobile.

Le confort vibratoire, lié à la dynamique du véhicule, se prête bien à une étude scientifique basée en particulier sur le traitement des signaux et l'étude de la sensibilité de l'homme aux vibrations ([BSI, 87]).

De nombreux travaux ont été menés sur le confort vibratoire automobile, qui nous serviront pour mesurer le confort produit par notre transmission.

### 2.2.2.1. L'exemple du confort vertical

La conception et le dimensionnement de suspensions se font en première approche autour du compromis confort - tenue de route. De nombreuses études théoriques sur le confort [TAKEMURA, 90], ont été appliquées dans la conception de suspension ([HERNETTE, 1995]).

Ces études ont montré la pertinence de critères fréquentiels pour estimer quantitativement la qualité d'une suspension. Les lieux de Bode sont en particulier utilisés pour ce qu'ils se prêtent à une validation expérimentale aisée sur banc. Le lieu de Bode d'une suspension est comparé à des gabarits fournis par les spécialistes de la perception sensorielle. La figure 2.1 donne le lieu de Bode de la fonction de transfert entre l'accélération verticale de la route (vue de la roue) et l'accélération de la caisse, ainsi que le gabarit en dessous duquel ce lieu doit se situer pour satisfaire au critère de confort acceptable, défini par PSA-Peugeot-Citroën.

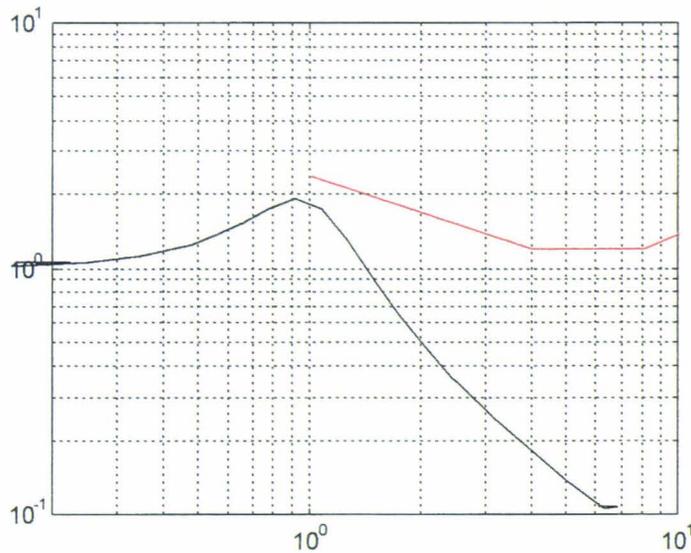


Figure 2.1 : Lieu de Bode d'une suspension comparé à une courbe d'iso-confort standard

La recherche de critères de confort plus précis fait toujours l'objet de travaux [PERUZZETTO, 89]. Une telle démarche doit être appliquée dans le domaine du confort longitudinal, ce qui jusqu'ici n'a donné lieu qu'à peu de travaux.

### 2.2.2.2. Introduction au confort longitudinal

Plusieurs facteurs contribuent au retard de l'étude du confort longitudinal sur le confort vertical. Certains de ces facteurs prennent leur origine dans le fait que le confort longitudinal est fortement lié à la transmission de puissance dans le véhicule. L'expérimentation sur banc est rendue de ce fait plus difficile que pour les suspensions. Par suite, la caractérisation expérimentale rigoureuse d'une transmission active, du point de vue du confort reste un problème entier.

D'autre part, le confort longitudinal prend de l'importance au fur et à mesure que s'améliore le confort de suspension. Aujourd'hui, la plupart des véhicules propose un confort de suspension très acceptable, transférant les exigences des utilisateurs sur des aspects jusqu'ici oubliés. Dans le cas du confort vibratoire, c'est en particulier le confort de transmission.

Enfin, le système transmission, fortement impliqué dans le confort longitudinal, présente des caractéristiques rendant délicate l'analyse fréquentielle. Les fortes non-linéarités, que nous décrivons plus en détail dans le chapitre 4, rendent inutilisables les méthodes fréquentielles appliquées aux systèmes linéaires.

Cette même difficulté rendra délicate la validation des modèles de transmission. En effet, les résultats expérimentaux du système complet seront obtenus sur route, pour des configurations et des scénarii difficiles à reproduire exactement en simulation.

### 2.2.3. La transmission de puissance et le confort longitudinal

#### 2.2.3.1. Le premier mode oscillant de la transmission

La figure 2.2 présente l'accélération longitudinale d'un véhicule dont le moteur génère une discontinuité de couple à l'instant  $t=0.5s$ .

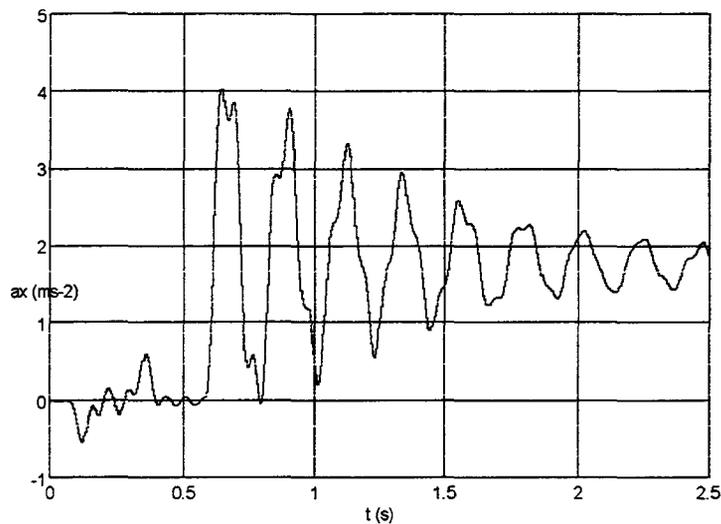


Figure 2.2 : Accélération longitudinal d'un véhicule

On constate la présence de plusieurs modes oscillants. La transformée de Fourier de ce signal, donné figure 2.3, met en évidence deux modes. Le premier autour de 4Hz, le second autour de 12Hz. Nous verrons, dans le chapitre 4, consacré à la modélisation de la transmission, l'origine mécanique de ces modes.

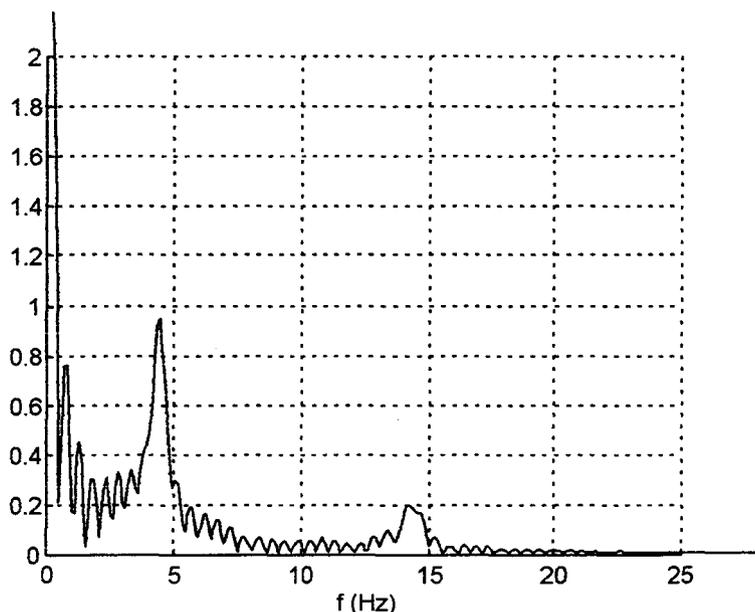


Figure 2.3 : Transformée de Fourier du signal accélération longitudinale

L'automatisation de la transmission ne peut faire l'économie de l'étude de l'impact de ces modes sur le confort. Par suite, c'est la question de la perception sensorielle qui doit être posée. Enfin, un critère objectif doit être extrait de cette analyse, qui permettra la qualification en terme de confort, des diverses solutions.

### 2.2.3.2. Définition d'un critère de confort pour l'évaluation de l'automatisme

La recherche de critères constitue, dans la recherche de méthodologies de conception basées sur la modélisation et la simulation, un enjeu majeur. Elle constitue également, dans le domaine du confort, un problème délicat : l'« objectivation » d'une notion comme le confort est nécessairement une réduction et conduit à une perte importante de sens.

#### 2.2.3.2.1. Le protocole

Un critère de confort calculé est le plus souvent issu du traitement des données de la simulation ou de l'essai.

Nous proposons ici un critère pour l'évaluation du confort procuré par la transmission lors d'un à-coup sur la pédale d'accélérateur. Le protocole de simulation est le suivant :

- Le véhicule tire le moteur à l'instant initial (la pédale d'accélérateur est relevée).
- A partir de l'instant initial, le papillon passe de la position fermée à la position totalement ouverte avec une dynamique du second ordre d'amortissement  $\xi=1$  et de pulsation propre  $\omega=20\text{rads}^{-1}$ . Cette dynamique correspond environ à celle du conducteur lors de l'enfoncement de la pédale d'accélérateur.
- Le signal accélération est considéré durant deux secondes après l'instant initial.

Ce scénario est utilisé chez PSA Peugeot Citroën lors de la cotation subjective des véhicules. Il permet ainsi la validation de critères quantitatifs. Cette validation est en cours et les

résultats proposés dans la suite de ce chapitre ne constituent pas à ce jour une référence pour le groupe PSA.

Les conditions initiales sont telles que le véhicule tire le moteur. Ainsi, lors de l'ouverture du papillon moteur, le couple moteur augmente et c'est le moteur qui entraîne le véhicule. Ce passage de l'état de « rétro » à l'état de « tirage » est l'occasion de solliciter le jeu de la transmission dont nous verrons au paragraphe 6.3.4.3. du chapitre 6, l'influence sur la dynamique de la transmission.

Les deux secondes de signal considérées sont supposées constituer un échantillon suffisamment riche pour le traitement, et suffisamment court, pour, dans le cas de calcul d'optimisation d'une commande de la transmission en simulation, ne pas générer des temps de calcul rédhibitoires. Par ailleurs, dans le cas qui nous intéresse, nous verrons dans les chapitres 6 et 7 que la commande est activée, à l'occurrence d'un à-coup sur la pédale d'accélérateur, pendant un temps inférieur à 2 secondes. Les deux secondes de signal utilisées sont donc suffisantes pour juger de l'efficacité de la commande.

Comme nous le verrons, d'autres situations de vie conduisent à l'activation de la commande d'embrayage. Chacune de ces situations de vie fait l'objet de la définition d'un critère et donc en particulier de la définition d'un protocole de base au calcul.

#### 2.2.3.2.2. Le critère

L'introduction de la thèse de Pierre Peruzzetto constitue une base de connaissances intéressante sur les diverses approches d'évaluation du confort vibratoire. Notamment, l'état de l'art y est résumé.

L'approche générale consiste à considérer l'accélération subie par le passager dans une direction  $i$  donnée :  $x_i(t)$ . Ce signal est filtré par une fonction de pondération :

$$y_i(t) = f_i(t) * x_i(t) = L^{-1}(F(p).X(p)) \quad (2.1)$$

où  $L$  est la transformée de Laplace et  $*$  le produit de convolution. Le signal obtenu donne lieu à la construction de différents critères, par exemple :

$$w_{RMS}(i) = \left| \frac{1}{T} \int_0^T y_i^2(t) dt \right|^{\frac{1}{2}} \quad (2.2)$$

$$VDV(i) = \left| \int_0^T y_i^4(t) dt \right|^{\frac{1}{4}} \quad (2.3)$$

où  $T$  est l'intervalle de temps considéré pour juger du confort.  $w_{RMS}$  est appelé RMS pondéré, VDV est appelé en anglais vibration dose value. Ce dernier critère n'est pas ramené à l'unité de temps et correspond davantage à la notion de fatigue.

La définition d'un critère pertinent repose essentiellement sur le choix judicieux de la fonction de pondération  $F(p)$ . Concrètement, cette fonction de pondération permet de privilégier, dans le signal original  $x_i(t)$ , les fréquences particulièrement néfastes au confort. Cette fonction de pondération est donc issue de l'étude expérimentale de la sensibilité d'un nombre représentatif de personnes à différentes fréquences. Si l'on considère que les fréquences les plus sensibles sont les

fréquences propres des différentes masses du corps, on peut prendre comme fonction de pondération la fonction de transfert du corps dans la direction considérée.

A cet égard, les mouvements de la tête ont une grande influence sur le confort : ils interviennent sur différents sens (confort vibratoire, confort visuel, auditif...). La tête possède une fréquence propre dans la dimension longitudinale autour de 4Hz. Cette fréquence est donc particulièrement néfaste au confort longitudinal.

Ces réflexions nous conduisent à l'utilisation du filtre dont le lieu de Bode est donné figure 2.4. Nous l'appellerons filtre de confort longitudinal.

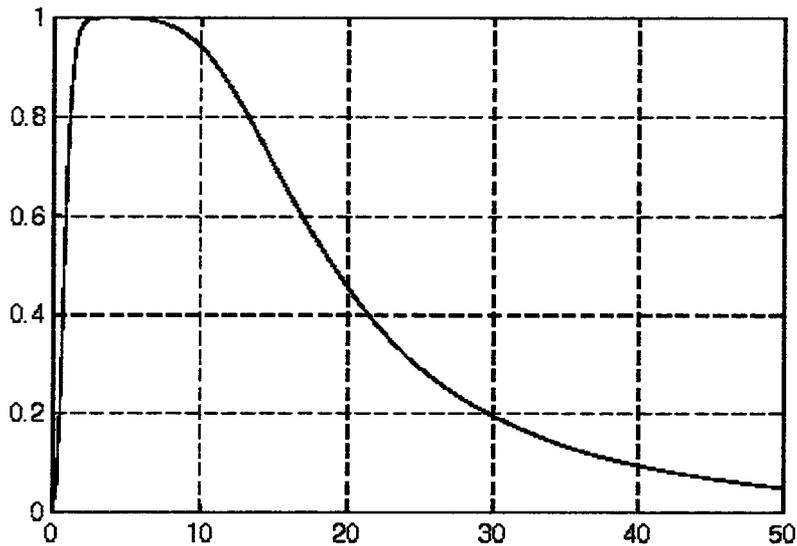


Figure 2.4 : Lieu de Bode du « filtre de confort »

La figure 2.5 donne l'accélération et l'accélération filtrée par le « filtre de confort ». La figure 2.6 donne le spectre de puissance des signaux filtrés et non-filtrés.

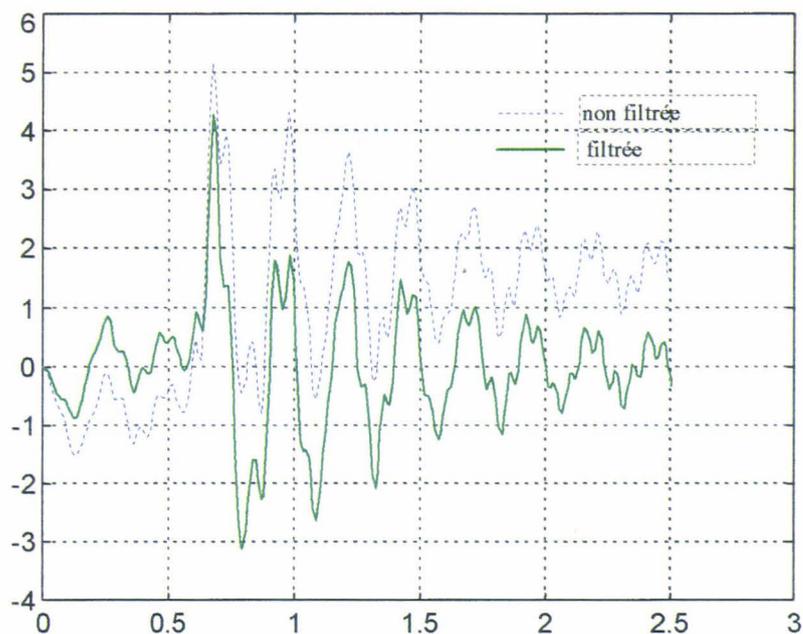


Figure 2.5 : Accélération filtrée et non-filtrée

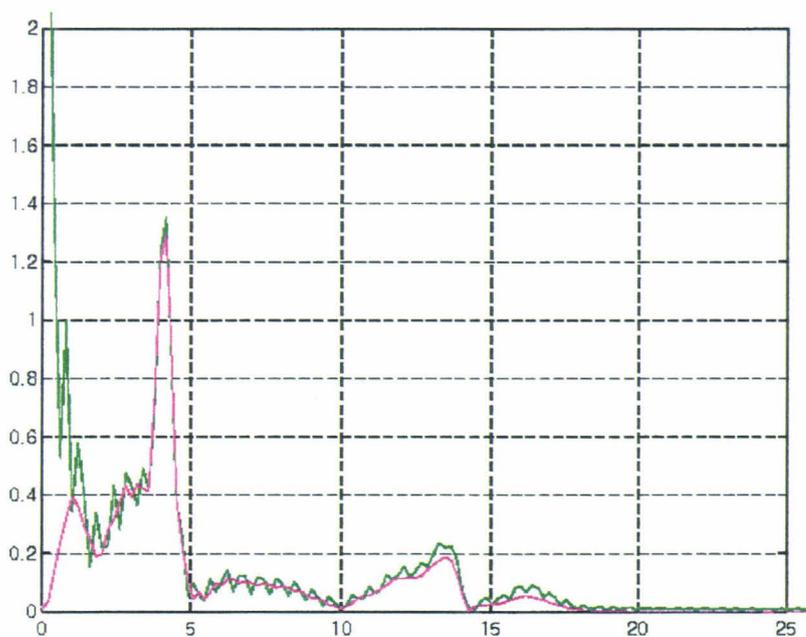


Figure 2.6 : Spectre de puissance de l'accélération filtrée et non-filtrée

Dans les chapitres suivant, nous utiliserons le critère :

$$J = \left| \int_0^T \alpha_{\mathcal{Y}}^4(t) dt \right|^{\frac{1}{4}} \tag{2.4}$$

calculé sur le protocole présenté dans le paragraphe précédent, où  $a_x$  est l'accélération longitudinale de la caisse filtrée par le filtre dont le lieu de Bode est donné figure 4.2.

## 2.3. L'agrément de conduite

### 2.3.1. Introduction

#### 2.3.1.1. Définition et généralités

L'agrément de conduite est souvent considéré comme une dimension du confort et n'a pas fait, à ma connaissance, l'objet d'une définition précise. Un certain nombre de documents laissent même à penser qu'une relative confusion règne sur le sujet. On peut cependant mentionner les approches sociologiques rigoureuses réalisées au sein de PSA Peugeot Citroën et synthétisées dans [WASSMER, 94].

L'objet de notre travail n'est pas de faire une étude exhaustive de l'agrément de conduite. Cependant, il nous a paru nécessaire de préciser la conception que nous en avons, afin de situer l'embrayage piloté dans un contexte prenant en compte les utilisateurs. Nous proposons la définition suivante :

#### Définition :

**L'agrément de conduite se définit comme l'écart entre la réponse du véhicule à une sollicitation du conducteur et la réponse attendue par ce même conducteur. On suppose qu'une distance faible contribue à l'agrément que le conducteur peut éprouver dans l'acte de conduite.**

Si le confort vibratoire se présente comme une notion essentiellement physiologique, l'agrément de conduite comporte une forte composante psychologique. La diversité des conducteurs (du conducteur hédoniste à l'utilisateur non-conducteur [WASSMER, 94]) impose que la définition de l'agrément de conduite reste générale.

L'agrément de conduite apparaît à travers cette définition comme fortement subjectif, il qualifie une relation entre un conducteur et un véhicule conduit. C'est l'attente du conducteur qui est au centre de l'agrément de conduite. Cette attente dépend bien sûr de son caractère, mais aussi et surtout de ses habitudes. On note également que la relation du conducteur à la conduite peut évoluer dans le temps, comme évoluent les habitudes du conducteur. La notion d'agrément de conduite se prêtera donc mal, par nature, à la quantification ou à « l'objectivation ».

#### 2.3.1.2. L'agrément de conduite et le confort

Comme nous l'avons signalé, une certaine confusion sur les notions de confort et d'agrément de conduite semble prévaloir. La direction assistée nous permet en quelques lignes d'illustrer la distinction que nous faisons entre les deux notions et de montrer l'intérêt que peut présenter l'intégration de ces deux notions dans la conception d'un automatisme automobile.

La direction assistée est d'abord un élément du confort : elle contribue à faciliter des manoeuvres et réduit par le fait les fatigues liées à la conduite. En revanche, l'éventuelle introduction d'un retard dans la fonction de transfert entre l'angle volant et le braquage des roues, liée à un système hydromécanique mal conçu, peut être perçu comme une dégradation de

l'agrément de conduite. Il génère en effet un écart entre ce qu'attend le conducteur et ce que son véhicule lui produit en réponse à une sollicitation. Inversement, une direction non-assistée crée un lien mécanique entre le sol et les mains du conducteur, ce qui peut être perçu, en dehors des manoeuvres à faible vitesse comme un agrément de conduite.

L'intégration des deux notions dans la conception d'un automatisme montre a priori que la seule étude de l'assistance ne suffit pas. La restitution au volant des efforts sur la roue, qui révèle aujourd'hui toute son importance, se traduit simplement comme la prise en compte des contraintes d'agrément de conduite indépendamment des contraintes de confort.

La dualité confort/agrément de conduite s'exprime également dans le compromis confort-tenue de route en suspension.

### **2.3.2. L'agrément de conduite et l'embrayage piloté**

L'embrayage piloté est au coeur de la notion d'agrément de conduite. Il prétend supprimer un degré de liberté du conducteur dans l'action de conduite et sa conception nécessite que soit pris un certain nombre de précautions.

Nous situerons d'abord l'agrément de conduite dans le cadre plus large de la conception de systèmes automobiles pilotés, puis nous porterons un regard sur les différentes situations de fonctionnement du véhicule qui sollicitent l'activation de l'embrayage piloté et dégagerons quelques idées émanant des réflexions générales précédentes.

#### *2.3.2.1. Agrément de conduite et systèmes pilotés*

L'agrément de conduite concerne l'ensemble des interfaces entre le conducteur et le véhicule, relatives à la conduite. La direction, l'embrayage, le freinage et l'accélérateur sont à ce titre les interfaces de l'agrément de conduite.

La situation d'un automatisme remplaçant le conducteur dans la prise en charge d'une action de conduite est, pour les raisons évoquées plus haut, délicate. L'automatisme enlève un degré de liberté au conducteur et, s'il le soulage d'une manoeuvre pénible, il le frustre dans un premier temps et le place dans un contexte étranger.

En outre, le conducteur s'avère beaucoup plus indulgent pour sa propre conduite que pour la conduite gérée par un automatisme. La qualité de la part de conduite prise en charge par un automatisme devra donc, pour être acceptée, être irréprochable.

#### *2.3.2.2. L'agrément de conduite au cours des différentes situations de vie du véhicule*

##### *2.3.2.2.1. Le démarrage du véhicule*

La pédale d'accélérateur et la pédale de frein sont les seuls liens entre le conducteur et la fonction mobilité longitudinale. Nous pensons, dans le cas d'un démarrage, qu'une relation simple entre la position de la pédale d'accélérateur et la vitesse du véhicule au démarrage contribue à satisfaire l'agrément de conduite. En particulier, le non-démarrage du véhicule lorsqu'aucune action n'est exercée semble naturel.

La relation simple évoquée doit être algébrique : à une position donnée de la pédale d'accélérateur correspond, dans une configuration de l'environnement donnée, à une vitesse et une seule.

#### *2.3.2.2.2.L'arrêt du véhicule*

Le cas de l'arrêt du véhicule est dual du cas du démarrage : pour des vitesses faibles du véhicule, on peut envisager qu'une relation algébrique existe entre la position de la pédale d'accélérateur et la vitesse stabilisée du véhicule.

Ce choix, que nous avons retenu dans la réalisation du prototype, peut faire l'objet de critiques de la part des personnes appréciant, par habitude de la transmission passive, de pouvoir obtenir une vitesse stabilisée non-nulle du véhicule pour une position relevée de la pédale d'accélérateur (donc pour un moteur tournant au ralenti). Dans ce cas, l'information pédale de frein doit être captée afin de déclencher complètement l'embrayage pour l'arrêt du véhicule.

#### *2.3.2.2.3.Les changements de vitesse*

Dans cette situation de fonctionnement, le conducteur communique avec le véhicule par le biais du levier de changement de vitesse. A ce titre, la mécanique de sélection intervient dans l'agrément de conduite lié au changement de vitesse, au moins au même titre que le fonctionnement de l'embrayage.

On peut cependant émettre la réflexion suivante : le conducteur, lors d'un changement de vitesses, sera beaucoup plus exigeant avec l'automatisme qu'on lui propose qu'avec lui-même, en particulier sur la rapidité du changement et sur le confort procuré. Ainsi, l'automatisme devra produire un changement de vitesse dont le compromis se situera entre la rapidité et le confort généré.

Remarquons une fois de plus que dans le cas d'un changement de vitesse, le confort vibratoire et l'agrément de conduite peuvent avoir des exigences contradictoires.

#### *2.3.2.2.4.Le « réattelage »*

Le réattelage fera l'objet de l'activation de l'embrayage, en premier lieu dans la perspective de l'amélioration du confort. Comme nous l'avons évoqué, toute activation est susceptible de modifier l'agrément de conduite procuré par le véhicule.

L'oscillation de réattelage est le plus souvent jugée subjectivement en essai. Les grilles de cotation produites par ces essais, ainsi que certains éléments de cotation objectives existant au sein de PSA Peugeot Citroën ([PIGNARD, 94]) permettent de dégager les réflexions suivantes sur la commande de l'embrayage piloté.

- La commande ne doit pas allonger le délai entre l'action du conducteur et la réponse du véhicule. Ce délai est défini sur l'accélération donnée figure 2.7, comme le temps s'écoulant entre le début de la sollicitation sur la pédale d'accélérateur et la date où l'accélération maximum est obtenue  $T_{amax}$ . Le pic d'accélération, néfaste pour le confort, constitue, pour le conducteur, « l'accusé de réception » de sa sollicitation, tandis que son absence est ressentie en général comme un manque de dynamisme du véhicule.

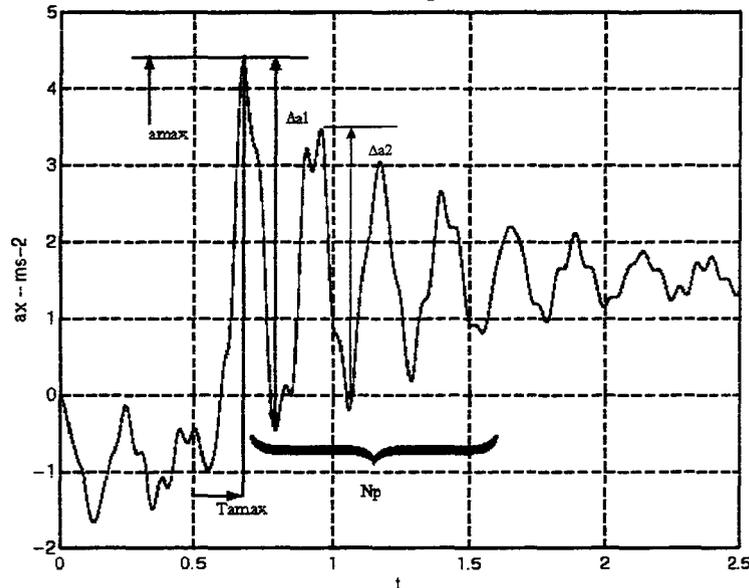


Figure 2.7 : Paramètres de l'agrément de conduite procuré lors d'une sollicitation de la pédale d'accélérateur

- L'amplitude des oscillations  $\Delta a_i$  doit être minimale, de sorte que le conducteur n'ait pas le sentiment d'une dynamique contraire à sa sollicitation.  $N_p$  est le nombre d'oscillations dont l'amplitude dépasse  $1 \text{ ms}^{-2}$ , seuil de sensibilité retenu par le groupe PSA.  $N_p$  représente donc le nombre de fois où l'accélération de la caisse évolue à l'opposé de l'attente du conducteur enfonçant la pédale d'accélérateur.

## 2.4. Considération sur les différents automatismes existants

Nous avons décrit, au chapitre précédent, la technologie de deux transmissions automatisées. Les paragraphes suivants extraient les caractéristiques de ces automatismes en terme de confort vibratoire et d'agrément de conduite et les qualifient à l'aune des réflexions précédentes.

### 2.4.1. La boîte de vitesse automatique

La BVA constitue un automatisme intégral de la transmission. Les rapports de boîte sont discrets et le passage de l'un à l'autre se fait par une prise de décision automatique (mécanique ou électronique). L'existence d'une décision automatique de transition conduit, pour certains

conducteurs, à un agrément de conduite dégradé. Cette dégradation est la manifestation d'un écart entre la décision de l'automatisme et la décision virtuelle du conducteur. Par ailleurs, la prise de décision automatisée peut parfois se montrer dangereuse : c'est par exemple le cas lorsque le changement de vitesse intervient sur un sol de faible adhérence, ou au cours d'un virage.

Remarquons que le désagrément n'est lié, la plupart du temps, qu'à l'habitude du conducteur de décider lui-même d'un changement de rapport. Il fait cependant refuser l'automatisme à bon nombre de clients potentiels. Le désagrément peut être atténué par la mise à profit de l'informatique embarquée dans l'adaptation des prises de décisions automatiques au conducteur. Par exemple, l'adaptation automatique de la prise de décision à la conduite du conducteur, la reconnaissance et la prise en compte de l'état de la route ou de la situation de fonctionnement du véhicule (virage, freinage), peuvent améliorer l'agrément de conduite procuré par la BVA.

Le confort, en revanche, est amélioré à différents titres par cet automatisme. Le confort vibratoire, en particulier, est largement amélioré par le couplage hydraulique permettant de ne pas générer de discontinuité de couple dans la partie avale de la transmission. L'absence totale d'intervention du conducteur dans le processus d'adaptation du rapport de boîte est, par ailleurs une économie importante de concentration et de fatigue.

#### 2.4.2. Le variateur

Le variateur est également un automatisme intégral de la transmission. Le compromis confort-agrément de conduite qu'il confère relève cependant de fondements différents.

[KASAI et al., 88], dans le cadre de la synthèse d'une commande pour le variateur, donne l'allure de l'accélération longitudinale du véhicule produite par différentes lois de commande ( $i$ , le rapport de transformation du variateur, étant la variable de commande) lors d'un enfoncement de la pédale d'accélérateur.

On y constate, sur l'exemple du « réattelage », que la commande du variateur fait entre autres l'objet de la recherche d'un compromis entre l'agrément de conduite procuré par une réponse rapide à la sollicitation de la pédale d'accélérateur, et le confort généré par la richesse en fréquence de l'accélération.

Par ailleurs, le fonctionnement du variateur est continu et ne conduit pas à la transition entre des états discrets. Il n'y a donc pas de prise de décision de changement de rapport, mais une loi de commande dont la variable d'entrée, le rapport de démultiplication, est continue. L'agrément est lié au choix des lois de commande continue et se manifeste en particulier par l'écart entre la vitesse du moteur produite par la loi et la vitesse moteur attendue par le conducteur lors d'un enfoncement de la pédale d'accélérateur.

### 2.5. Conclusion : La situation de l'embrayage piloté dans les transmissions automatisées

La commande électronique de l'embrayage devra être synthétisée dans le but de réaliser avec le semi-automatisme proposé une alternative intéressante pour la transmission automatique.

Pour ce faire, nous avons précisé les notions de confort et d'agrément de conduite. Nous avons défini, pour le confort vibratoire longitudinal, un critère qui nous servira à évaluer la

qualité de la commande. Notamment, ce critère sera utilisé dans l'étude en simulation des lois de commande et de la robustesse du système piloté vis à vis du confort lors du réattelage.

Nous avons également montré l'influence de l'introduction de l'embrayage piloté sur l'agrément de conduite. Cette réflexion nous a conduit à émettre des considérations sur le comportement souhaité du futur système piloté. Nous appellerons stratégique, la partie de la commande qui s'intéressera à satisfaire les contraintes d'agrément de conduite. Cette partie de la commande est de dynamique lente par rapport aux dynamiques de contrôle du confort vibratoire.

Enfin, nous avons rapidement dressé une caractérisation des transmissions automatiques existantes, des points de vue du confort et de l'agrément de conduite.

Des différences structurelles permettent de confirmer l'intérêt potentiel d'un semi-automatisme. En particulier, la conservation de la décision de changement de rapport, ainsi qu'une technologie proche de celle connue par les clients, laisse présager un agrément de conduite remarquable : finalement, l'embrayage piloté permet de décharger le conducteur de la tâche rustique fatigante qu'est l'action sur la pédale d'embrayage, pour lui laisser la tâche « intelligente » : la décision du changement de rapport.

L'apport en agrément de conduite de cette solution doit être appuyé par l'amélioration du confort. En particulier, la transmission mécanique classique génère souvent, lorsqu'est sollicité l'embrayage (démarrage, changement de vitesse...), un comportement dynamique inconfortable et imprévisible.

Le confort, interpellant les dynamiques les plus élevées de la commande, sera l'objectif premier de l'étude des principes des lois de commande (chapitre 6).

## **Deuxième partie : modélisation**

## Introduction à la deuxième partie

La modélisation n'est pas une science de l'ingénieur récente. Au delà de la science et du monde technologique, la pensée ne s'exerce que sur des modèles du monde. Seuls les modèles se prêtent à la formalisation, à la simplification, qui permettent de fonder des raisonnements ou des actions raisonnées.

L'application et la formalisation de cette démarche dans le milieu de la technologie constitue l'essentiel du travail de l'ingénieur.

L'apparition puis le développement d'outils de calculs supportés par l'informatique de plus en plus performante, constituent une évolution majeure, en faisant de la modélisation une science à part entière et en lui donnant une place de plus en plus importante dans le processus industriel.

Dans l'industrie automobile, où l'histoire a longtemps donné une place importante à l'expérimentation et aux essais, l'émergence de la modélisation et de la simulation n'est que relativement récente. La nécessité de développements de plus en plus rapides et de moins en moins coûteux conduit pourtant cette industrie à penser la place de la modélisation et de la simulation dans le processus de conception.

Le chapitre 3 montre, dans le contexte de l'industrie automobile, quels peuvent être les intérêts d'une démarche de conception en modélisation adaptée, puis explicite le déroulement de cette démarche dans la phase amont de la conception de systèmes mécatroniques.

Le chapitre 4 présente les modèles du système destiné à être piloté : la transmission. Les différents éléments de la transmission, telle que décrite dans le chapitre 1 sont modélisés. Un modèle simplifié est ensuite proposé mettant en évidence l'aspect discontinu du comportement de ce système. Cette simplification servira de base à la conception d'une commande.

Le chapitre 5 propose une modélisation de l'actionneur composé d'une servo-valve électro-hydraulique et du mécanisme d'un embrayage classique.

## **Chapitre 3 : La modélisation dans la conception de sous-systèmes automobiles**

### **3.1. Introduction**

Les progrès réalisés en informatique permettent de prédire en simulation le comportement de systèmes de plus en plus complexes. La maîtrise des techniques de modélisation devient, dans le milieu industriel, essentiel en particulier dans la perspective de développements de plus en plus rapides et de moins en moins coûteux. Cette maîtrise réside à la fois dans le choix des outils scientifiques existants et dans l'utilisation de ceux-ci.

Ce chapitre précise dans un premier temps les enjeux de la conception des systèmes automobiles en simulation et montre l'importance d'une modélisation basée sur la compréhension physique des phénomènes dans ce processus.

Dans un second temps, la démarche qui a guidée la conception de l'embrayage piloté est présentée.

### **3.2. Les enjeux industriels d'une conception multidimensionnelle**

#### **3.2.1. Les objectifs de l'entreprise**

L'objectif premier d'une entreprise est la survie à long terme. Cet objectif se réalise dans une dualité client-entreprise qui, dans le cas de l'industrie automobile et en première approche, se manifeste par le nombre de véhicules vendus et le profit réalisé à chaque vente. Un grand nombre de paramètres influent sur ce processus, ce qu'illustre la figure 3.1.

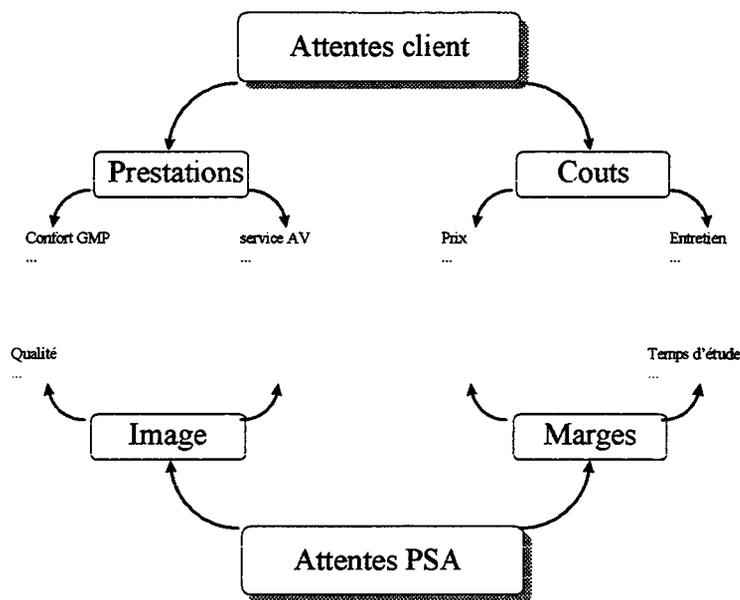


Figure 3.1 : Paramètres du processus industriel

Les contraintes environnementales (au sens large) font de l'automobile un secteur en perpétuelle mutation. La nécessité de préserver l'environnement, la crise économique, l'exigence d'une sécurité totale, la recherche d'une fluidité croissante du trafic malgré une forte urbanisation ne sont que quelques exemples des paramètres environnementaux qui guident l'industrie automobile dans les phases de conception et de fabrication et génèrent un contexte concurrentiel particulièrement rude. Dans ce contexte, on a montré la nécessité d'une grande réactivité en particulier dans les phases amonts de la conception [CIAVALDINI, 96].

La prise en compte de la dualité produit-client, ainsi qu'un souci d'efficacité, impose que soit intégré l'ensemble des paramètres du processus dès l'amont de la conception. C'est dans cette perspective que l'on peut analyser l'importance croissante de l'approche globale des systèmes complexes dans le milieu automobile. La complexité des systèmes rend en effet délicat et souvent inefficace le simple empilement des compétences de spécialistes.

La vision cartésienne de l'ingénieur a longtemps conduit à considérer les systèmes complexes comme décomposables en sommes de sous-systèmes simples. Aujourd'hui, le besoin se fait sentir de dépasser cette approche et d'intégrer la notion de synthèse dès les premières étapes de la conception de sous-systèmes. Ainsi, si la maîtrise et la culture des techniques de pointe restent indispensables, une vision d'ensemble des phénomènes physiques régissant le comportement des systèmes prend une importance croissante.

Dans le domaine automobile qui plus est, la relation physique existant entre le produit et le client rend pertinente l'interpénétration des sciences souples et des sciences de l'ingénieur.

### 3.2.2. Les nouveaux champs de la démarche de conception

Dans ce contexte, la modélisation des systèmes complexes (pas seulement physiques d'ailleurs), prend une importance toute particulière. La démarche de modélisation ne doit plus avoir comme seule prétention de construire des modèles permettant la simulation informatique de

phénomènes physiques. En permettant d'aboutir à une véritable **expertise** des systèmes considérés, elle doit être un vecteur de la recherche de réactivité évoquée précédemment.

La conception d'un sous-système automobile met en jeu un certain nombre des **attentes** évoquées dans le paragraphe précédent. A chacune de ces attentes est associée une **contrainte**. Par exemple, à l'attente consommation est associée la contrainte « la consommation doit être faible ». Enfin à chaque contrainte est associé un **critère** permettant d'évaluer la satisfaction de la contrainte par le produit considéré, par exemple, le nombre de litres consommés en cent kilomètres.

La conception fait évoluer un concept automobile dans l'espace des contraintes correspondant à chacune de ces attentes. La figure 3.2 illustre de façon schématique et simplifiée comment le sous-système embrayage piloté évolue dans l'espace des critères de prix, d'agrément et d'adaptabilité.

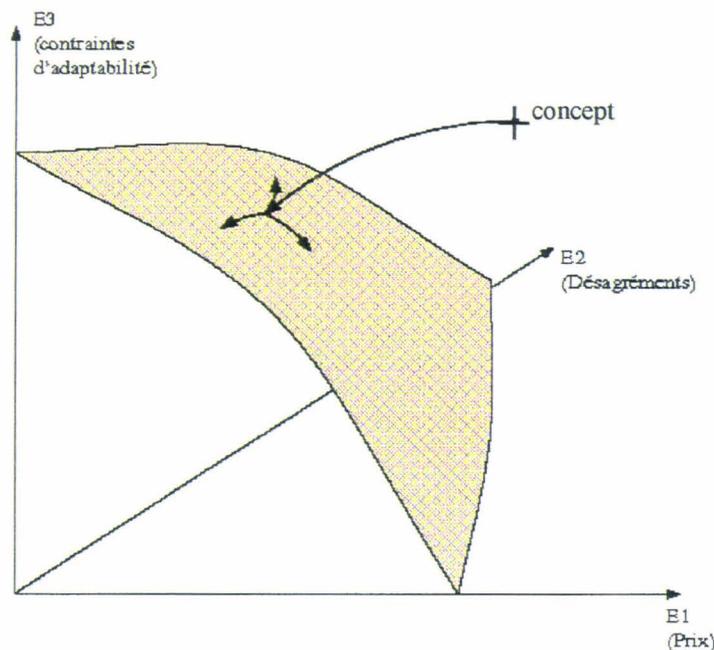


Figure 3.2 : Surface optimale de l'espace des contraintes

La démarche de modélisation doit permettre d'aboutir à la maîtrise de la place du produit dans l'espace des contraintes qui lui sont liées. Cette démarche constitue un progrès important par rapport aux filières de conception habituelles. En effet, ces dernières conduisent, par itérations (expérimentales) successives, un concept au plus près d'un point cible fixé au départ dans l'espace des contraintes. Ce point est, qui plus est, souvent mal appréhendé. Il est matérialisé par un prototype, révélateur uniquement des qualités qu'il manifeste.

La nécessité de réduire les coûts et temps d'étude nous conduit à guider la réalisation d'un prototype vers une cible précise d'une part, conforme aux attentes client, d'autre part à considérer le prototype comme l'illustration matérielle d'un point du champ des potentialités. Une vision plus globale du champ des potentialités est donnée par l'expertise issue de la modélisation et par la simulation.

Les nouvelles attributions de la démarche de conception ne sauraient donc être profitables sans quelques ruptures avec les habitudes du passé. En particulier, le prototype de recherche doit

phénomènes physiques. En permettant d'aboutir à une véritable **expertise** des systèmes considérés, elle doit être un vecteur de la recherche de réactivité évoquée précédemment.

La conception d'un sous-système automobile met en jeu un certain nombre des attentes évoquées dans le paragraphe précédent. A chacune de ces attentes est associée une **contrainte**. Par exemple, à l'attente consommation est associée la contrainte « la consommation doit être faible ». Enfin à chaque contrainte est associé un **critère** permettant d'évaluer la satisfaction de la contrainte par le produit considéré, par exemple, le nombre de litres consommés en cent kilomètres.

La conception fait évoluer un concept automobile dans l'espace des contraintes correspondant à chacune de ces attentes. La figure 3.2 illustre de façon schématique et simplifiée comment le sous-système embrayage piloté évolue dans l'espace des critères de prix, d'agrément et d'adaptabilité.

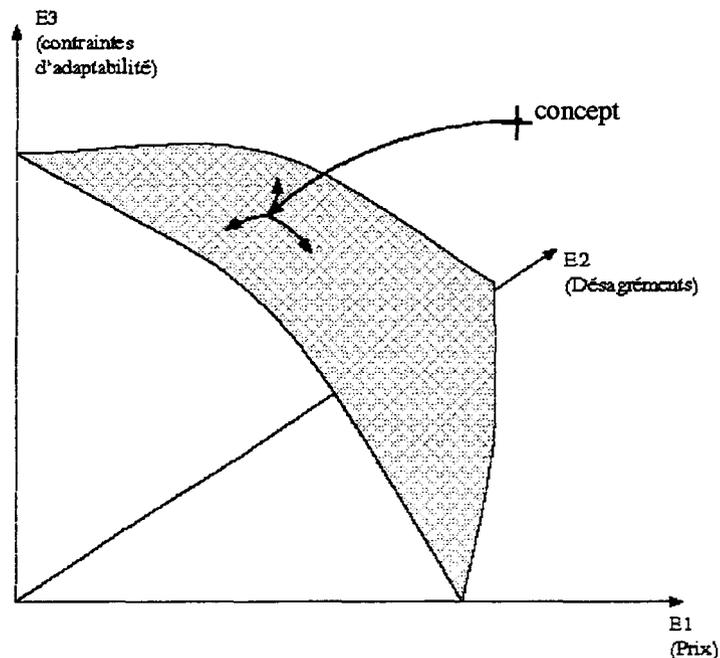


Figure 3.2 : Surface optimale de l'espace des contraintes

La démarche de modélisation doit permettre d'aboutir à la maîtrise de la place du produit dans l'espace des contraintes qui lui sont liées. Cette démarche constitue un progrès important par rapport aux filières de conception habituelles. En effet, ces dernières conduisent, par itérations (expérimentales) successives, un concept au plus près d'un point cible fixé au départ dans l'espace des contraintes. Ce point est, qui plus est, souvent mal appréhendé. Il est matérialisé par un prototype, révélateur uniquement des qualités qu'il manifeste.

La nécessité de réduire les coûts et temps d'étude nous conduit à guider la réalisation d'un prototype vers une cible précise d'une part, conforme aux attentes client, d'autre part à considérer le prototype comme l'illustration matérielle d'un point du champ des potentialités. Une vision plus globale du champ des potentialités est donnée par l'expertise issue de la modélisation et par la simulation.

Les nouvelles attributions de la démarche de conception ne sauraient donc être profitables sans quelques ruptures avec les habitudes du passé. En particulier, le prototype de recherche doit

être perçu comme le support de la construction de l'expertise. Le prototype issu de la recherche n'est qu'un point sur la surface optimale de l'espace des contraintes et ne permet pas d'appréhender à lui seul celle-ci dans sa totalité. Il apparaît nécessaire dans ces conditions de renforcer le dialogue entre les experts-concepteurs et les personnes orientant le produit vers les attentes client afin, d'une part d'orienter la réalisation pratique du démonstrateur, d'autre part de révéler, tant que faire se peut, le champ des potentialités d'un concept. La réactivité pourrait alors résider, entre autre, dans la capacité à intégrer ce champ, issu des phases amonts (recherche et études avancées), dans la recherche des stratégies de l'entreprise automobile.

La communicabilité des travaux de recherche menés dans chacun des métiers de l'automobile prend dans ce contexte une importance croissante. Pour les systèmes pilotés, où l'automatique réalise une coordination des sciences de la mécanique, de l'électronique, de l'hydraulique, cette communicabilité, d'une importance cruciale, passe par la recherche d'une méthodologie rigoureuse d'une part, par l'utilisation d'outils informatiques efficaces et conviviaux d'autre part.

### **3.3. La démarche de modélisation**

#### **3.3.1. Le choix d'un langage de modélisation**

Les nouveaux défis posés à la conception de systèmes automobiles, et plus généralement de systèmes complexes, fait du choix des outils de modélisation utilisés un enjeu de première importance. Le langage bond-graph ([KARNOPP D.C., ROSENBERG R, 75], [THOMA, 91]) est de plus en plus souvent privilégié dans l'approche de systèmes complexes car il possède un grand nombre des qualités requises.

##### ***3.3.1.1. La capacité à aborder des systèmes complexes***

La première propriété de l'outil bond-graph est d'être particulièrement adapté à l'étude des systèmes complexes, c'est à dire de systèmes possédant un grand nombre de degrés de liberté et mettant en jeu des énergies de natures différentes.

La structure graphique du bond-graph permet la construction de modèles hiérarchisés. Le bond-graph à mots est l'illustration de cette hiérarchisation des modèles. Chaque mot bond-graph d'un bond-graph à mots est un sous-modèle qui peut être modifié ou remplacé aisément, indépendamment du reste du modèle, conférant à celui-ci une flexibilité remarquable.

##### ***3.3.1.2. La communicabilité des modèles***

La communicabilité des modèles de systèmes complexes est d'autant plus essentielle que ces systèmes concernent plusieurs personnes, souvent de métiers différents. Elle s'avère également un facteur primordial de la survie de l'expertise du système considéré dans le temps. Cette capacité à faire efficacement circuler dans le temps et dans l'espace l'information technique et scientifique est une mission du langage de modélisation.

La structure graphique du bond-graph est à la fois proche de la physique et cependant indépendante du domaine d'énergie considéré. Le bond-graph se situe, dans le processus menant à la simulation des systèmes, entre la physique (le monde réel), et les équations mathématiques dont l'intégration par ordinateur permet la simulation. Cette situation avantageuse permet le passage de la physique à la mathématique en deux étapes simples.

Ces caractéristiques confèrent au langage bond-graph cette grande capacité à communiquer.

### 3.3.2. Une démarche de modélisation vers une expertise déductive

La conception de la commande de l'embrayage entre dans le cadre plus général de la conception des systèmes automobiles pilotés. Nous proposons la schématisation de la figure 3.3.

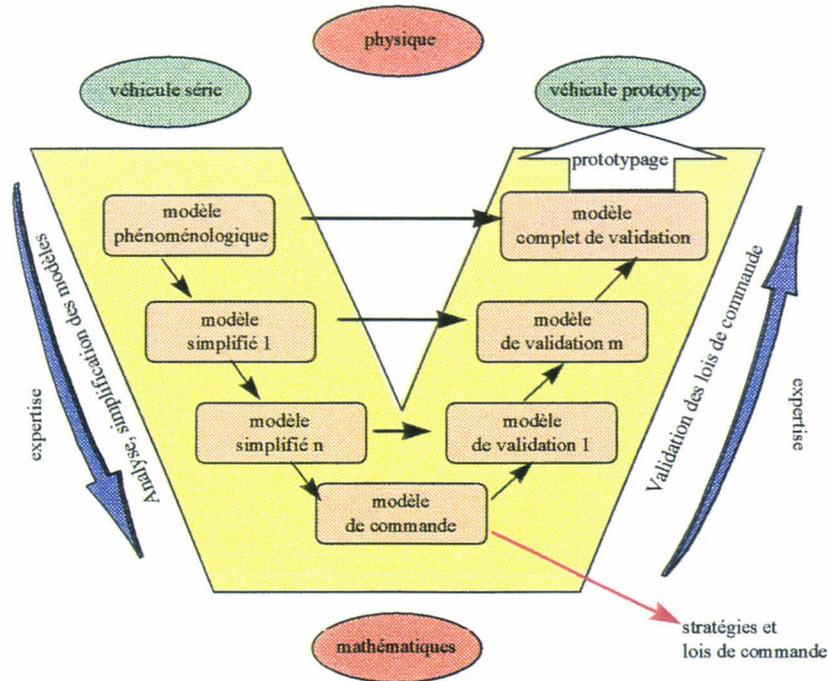


Figure 3.3 : Démarche de conception de systèmes automatisés

Cette démarche est basée sur une compréhension physique adaptée des phénomènes régissant le comportement du système à piloter. Les objectifs d'un système piloté automobile peuvent avoir deux caractères, non exclusifs. Le premier est d'automatiser une action prise en charge par l'homme en l'absence de l'automatisme, c'est le cas par exemple d'une boîte de vitesses automatique ; le second est d'améliorer le comportement du véhicule, c'est le cas, par exemple de la suspension active.

En ce qui concerne l'automatisation de l'embrayage, le premier objectif est fonctionnel et vise à remplacer l'action humaine. Dans un second temps, il s'agit de conférer au véhicule un confort et un agrément supérieur à celui obtenu par un embrayage classique.

#### 3.3.2.1. Analyse

La première étape de modélisation consiste en la construction d'un modèle phénoménologique. Ce modèle est construit directement d'après l'observation du système physique. L'ensemble des éléments dynamiques (R,C,I) est organisé en une structure bond-graph.

Un premier niveau d'approche, purement formel, ne s'attache pas aux lois constitutives des éléments, et à ce titre ne permet pas une simulation significative, mais permet la visualisation synthétique de l'architecture du système. C'est seulement dans le deuxième temps de cette première étape que seront données les lois constitutives des éléments, issues d'une première estimation. Tout au long de la conception, les résultats d'une expérimentation apportant les données nécessaires, ce modèle sera enrichi, en particulier, les lois d'éléments seront précisées.

L'analyse de ce modèle, généralement lourd, passe par une étape de simplification de modèles. La simplification de modèles peut être structurelle. Il s'agit alors de réduire l'ordre d'un modèle d'ordre élevé, en ne conservant que l'information nécessaire à l'étude des phénomènes de dynamiques intéressantes au regard du problème posé. La simplification peut consister d'autre part en la linéarisation du système afin de bénéficier des méthodes classiques d'analyse des systèmes linéaires. Ces méthodes conduisent en effet à des caractérisations des systèmes indépendantes des sollicitations sur le système.

L'étape de simplification ne conduit donc pas à un modèle simplifié unique mais à plusieurs modèles, chacun se focalisant sur une étude spécifique. Les modèles linéaires seront utilisés par exemple pour l'étude de commandabilité ou d'observabilité. Des modèles d'ordre faible pourront permettre de porter une attention particulière sur les effets des non-linéarités.

### *3.3.2.2. Synthèse de commande*

La phase d'analyse ayant pour but la conception d'un système asservi, l'actionneur peut avoir un rôle prépondérant dans le système bouclé. Il doit donc lui même faire l'objet d'une analyse suivant la même démarche.

La phase d'analyse aboutit à un modèle de commande incluant le système et l'actionneur.

Parmi les modèles simplifiés, le modèle de commande doit être si possible à la fois d'ordre peu élevé et linéaire afin de bénéficier des méthodes classiques de synthèse de commande et permettre la manipulation formelle des équations mathématiques.

### *3.3.2.3. Validation de la commande*

La validation de la commande constitue la dernière étape de la démarche de conception des systèmes pilotés. Le test en simulation des lois de commande sur des modèles de complexité croissante, intégrant des dynamiques négligées dans un premier temps ainsi que les non-linéarités du système, permet de révéler les contraintes liées aux phénomènes oubliés dans le modèle de commande. La simulation permet également l'introduction de contraintes supplémentaires, telles que les contraintes de prototypage automobile.

Les lois de commande sont modifiées, enrichies ou dégradées en conséquence. La réalisation d'un prototype constitue l'aboutissement de la phase de validation de la commande.

### *3.3.2.4. Le maquetage, le prototypage*

La dernière étape de la filière de conception consiste en la réalisation d'un démonstrateur physique.

On distingue, pour cette phase, le prototypage du maquetage. Le maquetage conduit à un véhicule permettant d'évaluer les potentialités d'un concept. Les aspects relatifs à la production de série sont momentanément laissés de côté. Le prototype, au contraire, vise à

démontrer la viabilité du concept dans le cadre industriel (calculateur et actionneurs sont représentatif d'une production en série).

Ces étapes de la conception font l'objet de réflexions dans le milieu de l'électronique automobile en particulier. L'automatisation des processus de maquettage et de prototypage fait l'objet de nombreuses recherches. Cette automatisation passe, en particulier, par la recherche d'outils permettant un passage continu de la phase d'étude en simulation à la phase d'implémentation sur véhicule. La génération de code automatique, permettant l'implantation directe sur calculateur des lois de commande étudiées en simulation, et la cosimulation, permettant la simulation simultanée des éléments analogiques et numériques d'un système commandé, sont à ce titre, deux axes de recherche stratégiques de l'électronique automobile.

### 3.3.2.5. Conclusion

Le schéma proposé ne constitue pas une règle stricte mais plutôt le squelette d'une démarche, autour duquel sont conçus les systèmes pilotés.

Cette démarche, tournée vers la physique, permet de constituer une riche expertise déductive du système étudié. En d'autres termes, le comportement dynamique du système est expliqué par les lois de la physique du domaine d'énergie considéré.

La démarche proposée est fondée sur l'hypothèse qu'une telle expertise est à préférer, dans la mesure du possible, à une expertise inductive, où le système est connue par l'analyse de son comportement. Les méthodes d'étude de commande basées sur une expertise inductive peuvent être utilisées lorsque la modélisation physique est impossible. C'est le cas des systèmes inaccessibles de type boîtes noires. Les méthodes de modélisation par réseaux de neurones ou par identification, c'est à dire les méthodes de modélisation inductives seront alors préférées.

Le schéma de la figure 3.4 présente les démarches d'étude des systèmes pilotés utilisant les deux types d'expertise évoqués.

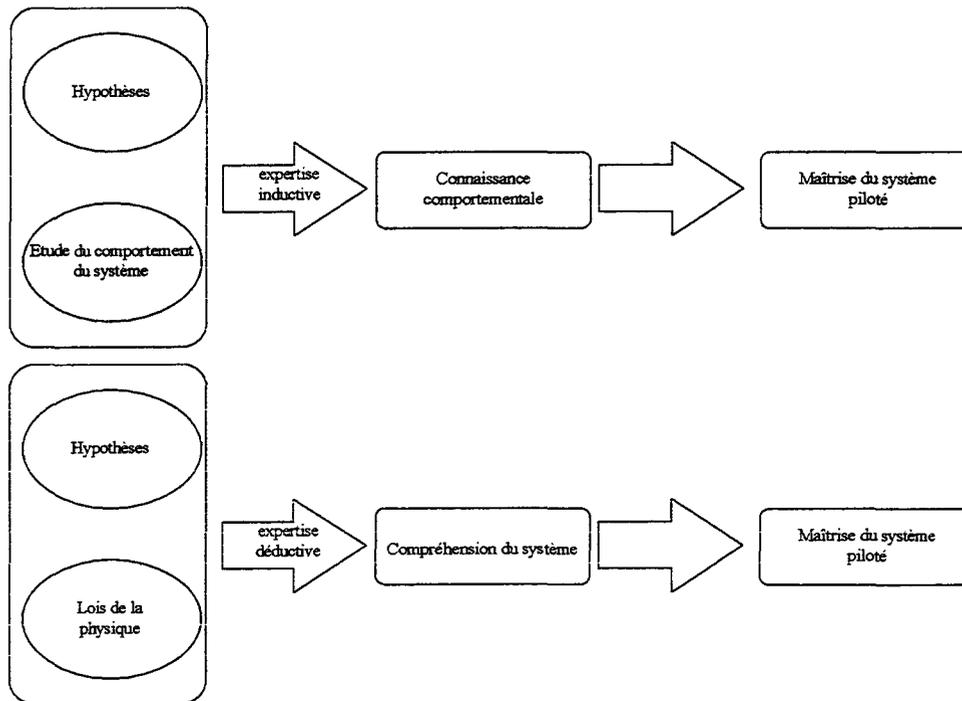


Figure 3.4 : Expertises inductive et déductive face à un système complexe

Remarquons enfin que dans certains cas, des hypothèses a priori peuvent être faites sur le système étudié. C'est le cas quand les dynamiques mises en jeu sont intuitivement identifiables et nettement séparées. Un modèle de commande peut alors être posé au départ et l'étude se dérouler selon la seule partie ascendante de la démarche proposée figure 3.3. La construction des modèles se fait alors suivant un ordre croissant de complexité.

### 3.4. Les outils d'analyse

L'acquisition rapide de l'expertise issue de la modélisation et de la simulation du système piloté sous-tend enfin l'utilisation d'outils d'analyse performants. En particulier, l'usage d'une interface conviviale entre le module de calcul et l'utilisateur-concepteur permet une exploitation rapide et efficace des données issues du calcul.

Le développement (ou le choix dans une offre croissante) de tels outils interactifs s'inscrit en outre dans l'esprit de la nouvelle conception évoqué au paragraphe 3.2.2. En particulier, l'évaluation du potentiel d'un concept, au delà d'un prototype, est facilitée.

On présente une illustration de cette méthodologie d'exploitation, dans [GUILLEMARD, 96], sous le nom d'atelier logiciel.

### 3.5. Conclusion

Nous avons proposé dans ce chapitre, une méthodologie de conception des systèmes pilotés.

Nous avons dans un premier temps souligné l'importance d'une démarche rigoureuse dans le processus industriel. Nous avons vu comment une expertise déductive émanait d'un processus de conception basée sur la compréhension des phénomènes physiques. Cette rigueur ne doit cependant pas se confondre avec de la rigidité. La démarche proposée ne saurait être fructueuse sans une adaptation au problème posé.

La communicabilité de l'expertise technique et scientifique, enfin, a été présentée comme un enjeu majeur dans l'élaboration de systèmes de plus en plus complexes. Dans ce contexte, nous avons évoqué l'importance du choix judicieux des outils, en particulier informatiques, de modélisation, de simulation et d'exploitation des modèles.

## Chapitre 4 : Modèle du système à commander

### 4.1. Aperçu général

La transmission manuelle automobile a fait l'objet de modélisations précises à l'aide de l'outil bond-graph. Citons en particulier les modèles proposés dans [HROVAT, 91, 94] qui ont servi de base à notre étude.

Le modèle phénoménologique évoqué au chapitre précédent, est le modèle le plus complet de la transmission. Outre la transmission proprement dite, le moteur, les roues, la caisse et le conducteur sont modélisés. Le modèle de moteur introduit ne considère que la dynamique la plus lente de celui-ci (dynamique de montée en pression dans le collecteur d'admission), mais permet de tenir compte de l'influence de la vitesse moteur sur le couple moyen fourni. On prendra en compte les degrés de liberté de la caisse dans la plan  $xOz$  (une rotation et deux translation). Ces degrés de liberté permettent de tenir compte des phénomènes oscillatoires du véhicule de dynamiques proches de celles qui nous intéressent. Enfin, l'observation en simulation des effets des phénomènes vibratoires générés dans la transmission sur le conducteur apparaît indispensable à l'étude du confort longitudinal. Le conducteur peut être également, comme le suggère le bond-graph à mots de la figure 4.1, à l'origine du bouclage par le signal ouverture du papillon moteur (ou position de la pédale d'accélérateur). Il fera, pour ces deux raisons, l'objet d'une modélisation sommaire.

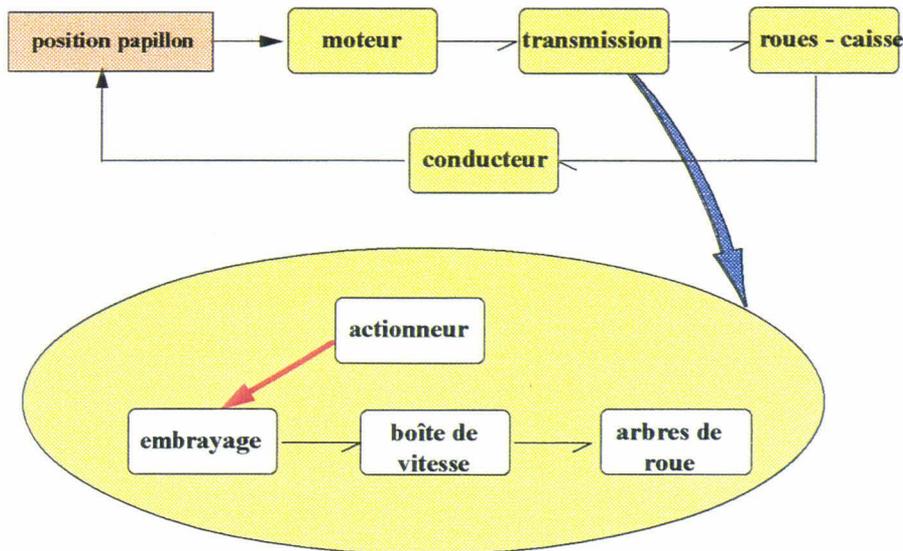


Figure 4.1 : Bond-graph à mots du système complet

Les paragraphes suivants présentent les modèles de chaque élément du système étudié et en analysent les résultats temporels et fréquentiels. Rappelons que la présence de non-linéarités dans un système rend inapplicable le théorème de superposition. L'analyse de tels systèmes est donc rendue difficile par le fait que les résultats fréquentiels obtenus en simulation sont dépendants de la forme et de l'amplitude de la sollicitation sur le système. Ceci est d'autant plus vrai que la non-linéarité est forte. En particulier, les pseudo-bodes sont issus des réponses temporelles à des sollicitations sinusoïdales de fréquence variable. Dans certains cas, le pseudo-bode est donc insuffisant pour prédire le comportement d'un système soumis à un échelon. C'est pourquoi, dans le cas de sous-systèmes fortement non-linéaires, les réponses temporelles et fréquentielles à différents types de sollicitation seront données.

## 4.2. Modèle phénoménologique

### 4.2.1. L'embrayage

L'embrayage a la particularité d'être utilisé à la fois comme organe de transmission du couple moteur, et comme actionneur pour la commande. La première fonctionnalité de l'embrayage utilise le degré de liberté en rotation autour de l'axe moteur, tandis que la deuxième fonctionnalité sollicite la translation du mécanisme d'embrayage le long de ce même axe. La relation entre ces deux degrés de liberté se manifeste au niveau du frottement sec. La vision macroscopique que nous avons de ce phénomène ne permet pas de tenir compte des échanges de puissance entre ces deux dimensions, interpellant le comportement élasto-plastique des matériaux en contact. Les dynamiques très élevées mises en jeu dans cet échange de puissance ne rentrent d'ailleurs pas dans le champ de nos préoccupations. La friction sera considérée dans la dimension transmission comme un élément dynamique modulé par le signal « force normale » entre les deux surfaces en contact.

Dans l'autre dimension, le mécanisme d'embrayage sera considéré comme partie de l'actionneur. Nous distinguerons donc la friction d'embrayage et le mécanisme d'embrayage. Le modèle de ce dernier est présenté dans le chapitre 5 concernant l'actionneur.



caractéristique de chacun des ressorts étant donnée, on obtient la caractéristique globale en ajoutant les efforts donnés par chacune des raideurs.

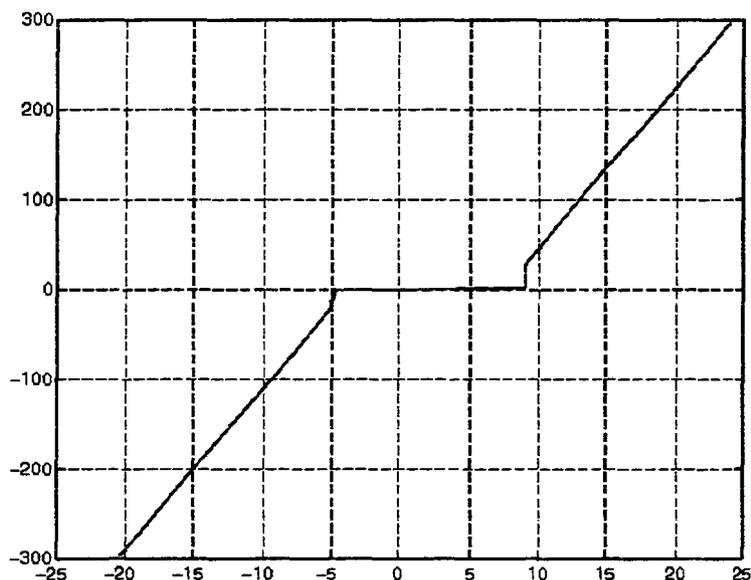


Figure 4.3 : Moyeu amortisseur de l'embrayage série du prototype

Autour de la position d'équilibre, une raideur très faible, assimilable à un jeu, a pour effet de filtrer les acyclismes du moteur lorsqu'aucune charge n'est appliquée (au point mort par exemple). En revanche, ce jeu peut générer des discontinuités de couple dans la transmission.

Le frottement en parallèle avec les raideurs est généré par le contact de matériaux de friction solidaires de chacune des deux parties liées par le moyeu amortisseur. Il s'agit donc d'un frottement sec dont la valeur évolue fortement avec l'usure (autour de 10Nm).

#### 4.2.1.2. La friction

La friction est représentée par un élément dissipatif  $R_{fr}$ , frottement sec dont la caractéristique générale dans le plan flux-effort est donnée dans le chapitre 1, figure 1.8. Cette caractéristique met en évidence une discontinuité importante autour de la vitesse de glissement nulle. Cette non-linéarité s'explique par le comportement élasto-plastique des matériaux en contact. Si d'un point de vue macroscopique, ce contact est plan, une approche microscopique tient compte de l'interpénétration des matériaux (figure 4.4)

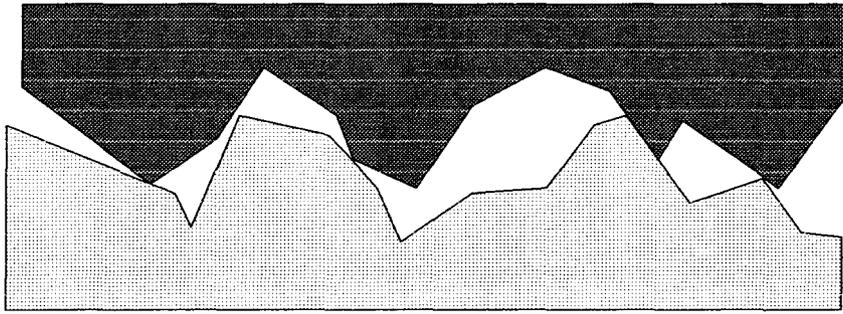


Figure 4.4 : Contact entre deux matériaux liés par un frottement sec

Autour de la vitesse relative nulle, le comportement des matériaux est purement élastique, tandis qu'une vitesse de glissement non nulle correspond à la plastification locale des matériaux.

Une telle approche microscopique de la friction présente l'avantage d'autoriser la modélisation et l'étude physique des phénomènes énergétiques, de l'usure des matériaux ainsi que de la dynamique des systèmes mécaniques soumis aux frottements secs. L'ordre élevé des modèles de friction issus d'une telles approches ainsi que l'aspect résolument macroscopique de l'objet de notre étude nous conduit dans un premier temps à rechercher une modélisation macroscopique rendant compte seulement des dynamiques lentes induites par un système à frottement sec ([SRINIVASAN et al., 86], [SHERIF, et al., 90]).

Dans ce cadre, plusieurs approches sont possibles, pouvant donner lieu à des interprétations plus ou moins physiques. Une première approche très peu physique consiste à identifier la caractéristique du frottement sec à une fonctionnelle. Par exemple la fonction  $\arctan$  peut être utilisée.

$$C_{tr} = \frac{2}{\pi} C_{tre} \arctan(k\omega_{gl}) \quad (4.1)$$

où  $C_{tre}$  désigne le couple transmissible par la friction,  $C_{tr}$  désigne le couple transmis,  $\omega_{gl}$  est la vitesse de glissement et  $k$  est un coefficient correspondant à la rapidité de montée de la courbe désirée. Cette modélisation peut s'avérer efficace dans le cas où la friction ne joue pas un rôle essentiel dans l'étude, ou lorsque l'effort transmissible, dépendant de la force normale aux deux surfaces en contact est constante. Elle offre l'avantage de permettre les manipulations mathématiques simples, ce qui peut être intéressant dans le cadre d'une analyse formelle. Cependant, cette représentation, loin de la physique, permet mal de prendre en compte l'aspect discontinu du frottement sec, ou un éventuel dépassement du couple transmissible à vitesse relative nulle.

D'autres modélisations du frottement sec ont été proposées [KARNOPP, 1985], [KÖLSCH, 1992], [HAESSIG, 1991]. La première rend difficile la simulation de plusieurs frottements secs dans un système ; la deuxième est difficilement implantable sur ordinateur. La modélisation du frottement sec proposée par Haessig, connue aussi sous le nom de « Reset Integrator », offre en revanche de bonnes propriétés vis à vis de la simulation. Elle connaît également une interprétation physique. C'est cette modélisation que nous avons retenue.

Le bond-graph suivant schématise cette modélisation du frottement sec dans les dimensions tangentiels aux surfaces :

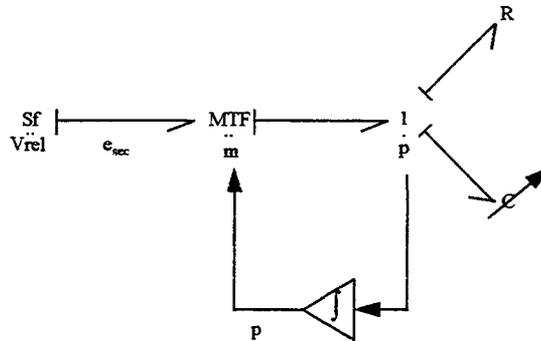


Figure 4.5 : Modèle bond-graph du frottement sec

où la modulation MTF :  $m$  est le résultat de la logique suivante :

$$\begin{cases} m = 0 & \text{si } \begin{cases} V_{rel} > 0 \text{ et } p \geq p_0 \\ V_{rel} < 0 \text{ et } p \leq -p_0 \end{cases} & \text{dans l'état glissant} \\ m = 1 & & \text{dans l'état collé} \end{cases}$$

Supposons que l'on soit à l'état collé.  $m=1$  et la liaison se comporte comme une raideur et un amortissement en parallèle. Cette situation correspond à des déformations élastiques des matériaux en contact. La raideur  $C$  est modulée par un certain nombre de paramètres, en particulier la force normale s'exerçant à l'intersurface. La présence, dans ce modèle de frottement sec d'un  $C$  modulé, témoignent de la vision macroscopique évoquée plus haut, physiquement incomplète et insatisfaisante sur le plan de la conservation d'énergie. L'équation de l'élément  $C$  peut s'écrire :

$$e = k(1 + ma)p \quad (4.2)$$

où  $a$  modélise le dépassement observé sur l'effort de friction lors de la commutation entre les deux états collé et glissant.

Si  $p$  est une version macroscopique des déformations élastiques, la condition de passage à l'état glissant peut s'entendre comme une condition de plastification des matériaux. Cette condition est modélisée par le passage de la déformation  $p$  au delà d'une valeur  $p_0$ . Au-delà de cette « plastification », la vitesse relative n'entraîne pas la déformation élastique des matériaux et l'effort restitué  $e_{sec}$  ne dépend plus ni de la vitesse relative ni du déplacement relatif, ce que traduit la mise de  $m$  à 0.

La friction d'embrayage s'exerce sur les deux intersurfaces parallèles liant le disque d'embrayage et le plateau de pression du volant moteur d'un côté et le volant moteur de l'autre. Considérons un élément de cette surface de contact  $d^2S$ . L'effort tangentiel généré par le frottement sec s'exprime :

$$d^2F = [K.(1+a).p + R.V_{rel}].dS^2 \quad \text{dans l'état collé} \quad (4.3)$$

$$d^2F = K.p_0 \operatorname{sgn}(p).dS^2 \quad \text{dans l'état glissant} \quad (4.4)$$

Le couple exercé sur le disque d'embrayage est la somme des moments des efforts tangentiels  $d^2F$  sur toute la surface de contact. On suppose que  $K$  est uniforme sur toute la surface de contact  $S$  comprise entre  $r_1$  et  $r_2$ . En phase de glissement :

$$C_{tr} = 2 \iint_S d^2F \cdot r \quad (4.5)$$

$$C_{tr} = \frac{2}{3} K(\cdot) \cdot p_0 \cdot \text{sgn}(p_0) \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \quad (4.6)$$

soit :

$$C_{tr} = K(\cdot) p_0 \cdot \text{sgn}(p_0) \cdot r_a \quad (4.7)$$

$$\text{avec } r_a = \frac{2}{3} \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$$

L'étude expérimentale du comportement d'un frottement sec en glissement montre que  $K$  dépend peu de la vitesse de glissement, mais dépend linéairement de la force normale exercée à l'interface. C'est pourquoi on note :

$$K = \frac{1}{p_0} \mu \cdot F_a \quad (4.8)$$

$\mu$ , appelé coefficient de frottement étant a priori une fonction de nombreux paramètres tels que la nature des matériaux en contact, la nature et l'état du milieu où s'exerce le frottement.

Le couple transmis prend la forme :

$$C_{tr} = \text{sgn}(p_0) \cdot \mu \cdot r_a \cdot F_a \quad (4.9)$$

le couple de dépassement en statique est :

$$C_{dep} = a \cdot K(\cdot) p_0 \cdot \text{sgn}(p_0) \cdot r_a = a \cdot C_{tre} \quad (4.10)$$

Quel que soit l'état de l'embrayage, on appelle couple transmissible la valeur absolue du couple qui a l'expression du couple transmis en phase de glissement.

$$C_{tre} = \mu \cdot r_a \cdot F_a \quad (4.11)$$

Ainsi, lorsqu'il y a glissement, le couple transmis est égal au couple transmissible. En phase de collage, le couple transmis est encadré :

$$-C_{tre} - |C_{dep}| \leq C_{tr} \leq C_{tre} + |C_{dep}| \quad (4.12)$$

Si l'on considère que le coefficient de frottement  $\mu$  ne dépend que de la nature des matériaux en contact (donc que  $\mu$  est constant pour un embrayage donné),  $r_a$  étant un paramètre dépendant des caractéristiques géométriques de l'embrayage, on constate que le couple transmissible est directement proportionnel à l'effort de serrage du disque d'embrayage  $F_a$ .

En réalité, le coefficient de frottement est une fonction de nombreuses variables dépendant de l'état du système : vitesse de glissement, force d'application  $F_a$ , température, état d'usure des surfaces en contact, et d'autres paramètres plus aléatoires encore, comme les éventuelles projections d'huile, l'humidité ambiante. Ceci rend difficile une connaissance précise du coefficient de frottement à chaque instant. Une étude plus poussée du comportement des matériaux, comme nous l'avons évoqué, pourrait fournir une connaissance plus précise de ces relations, et par suite permettre la prise en compte dans la commande de ces phénomènes. Une solution moins coûteuse en étude et surtout en mise en oeuvre, est de réaliser une commande robuste vis à vis de ces incertitudes. Ainsi, dans l'étude de la commande, il conviendra de tester en simulation la robustesse vis à vis de variations de ce coefficient de frottement autour d'une valeur moyenne. Ces variations pourront être modélisées par un bruit  $\delta\mu$ , superposé à une valeur moyenne  $\mu_0$ .

Du point de vue de la simulation, il convient également de remarquer qu'une telle modélisation du frottement sec introduit dans le modèle une dynamique supplémentaire très élevée et en général hors du champ fréquentiel qui nous intéresse. A cet égard, le choix de la déformation de « plastification »  $p_0$  influe directement sur la valeur de cette dynamique supplémentaire comme le traduit l'expression de la raideur  $K$  en collage (4.8)

#### 4.2.1.3. Résultats de simulation et analyse

Les courbes suivantes présentent les pseudo-bodes de l'embrayage pour des sollicitations d'amplitudes croissantes (calculé à partir du premier harmonique du signal de sortie). L'entrée considérée est l'effort donné par la source, c'est à dire le couple moteur ; la sortie considérée est l'effort restitué par le moyeu d'embrayage. On fixe la vitesse de l'arbre primaire à 0.

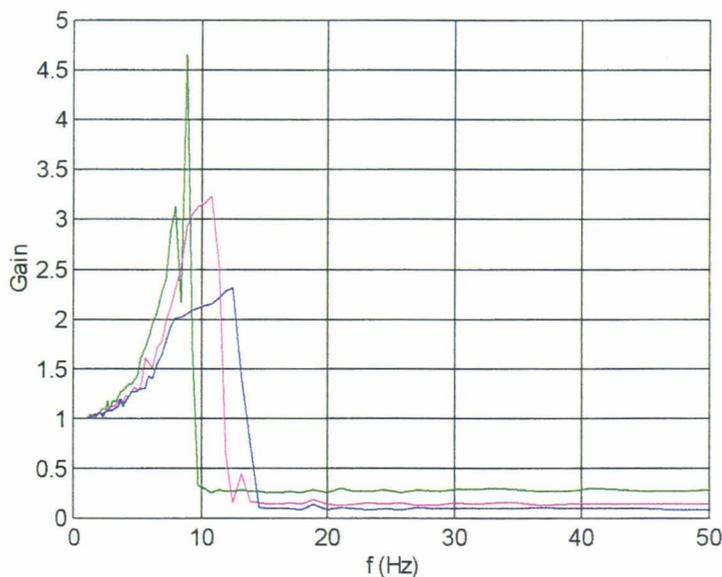


Figure 4.6 : Pseudo-bode de l'embrayage pour des sollicitations d'amplitudes croissantes

On constate une atténuation des fréquences supérieures à 20 Hz, quelle que soit l'amplitude de la sollicitation, qui confirme le rôle de filtre des acyclismes moteur joué par le moyeu amortisseur de l'embrayage.

On constate par ailleurs une rupture dans la courbe à une fréquence croissant en fonction de l'amplitude des sinusoïdes utilisées. En deçà de cette fréquence, une résonance est observée. L'observation de réponses temporelles à des sollicitations sinusoïdales de fréquences se situant autour de cette discontinuité permet d'expliquer celle-ci (figures 4.7 et 4.8) : le couple d'entrée est appliqué à l'inertie du volant moteur qui restitue une vitesse de rotation d'amplitude inversement proportionnelle à la fréquence de la sollicitation. Le déplacement angulaire relatif sollicitant le moyeu amortisseur est donc d'autant plus faible que la fréquence de sollicitation est élevée. Ainsi, pour des fréquences suffisamment hautes, ce déplacement relatif ne sollicite que la raideur très faible autour du déplacement nul (observable sur la figure 4.3), et la friction du moyeu amortisseur. Ce dernier restitue un couple en forme de créneaux et d'amplitude 10Nm, donc très amorti par rapport au couple moteur. Pour des fréquences d'entrée plus basses en revanche, la raideur élevée du moyeu amortisseur est sollicitée et restitue un effort grand devant l'effort de la friction du moyeu amortisseur. Le lien causal entre cette raideur et l'inertie du volant moteur (bond-graph de la figure 4.2) montre l'existence d'une résonance autour de :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{moy}}{I_{vol}}} \approx 15\text{Hz} \quad (4.13)$$

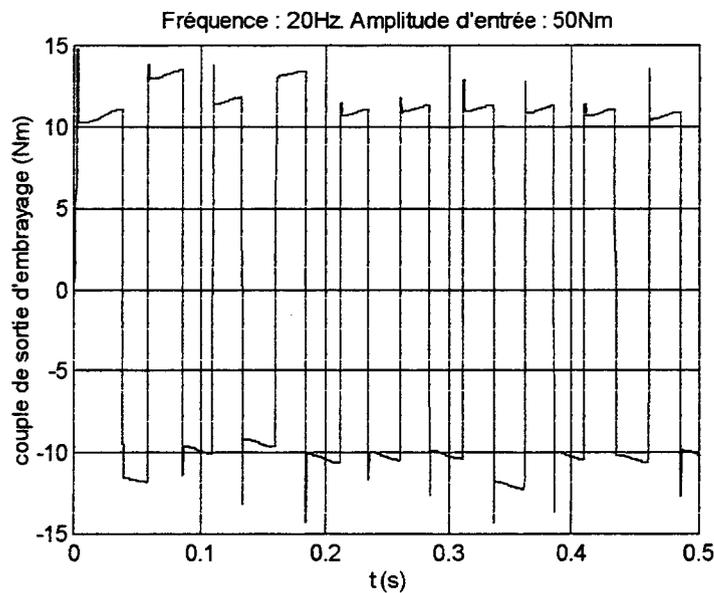


Figure 4.7 : Réponse temporelle de l'embrayage à un couple d'entrée sinusoïdal pour une fréquence supérieure à la fréquence de résonance

La réponse de l'embrayage à des échelons de couple de différentes amplitudes est donnée sur la figure suivante.

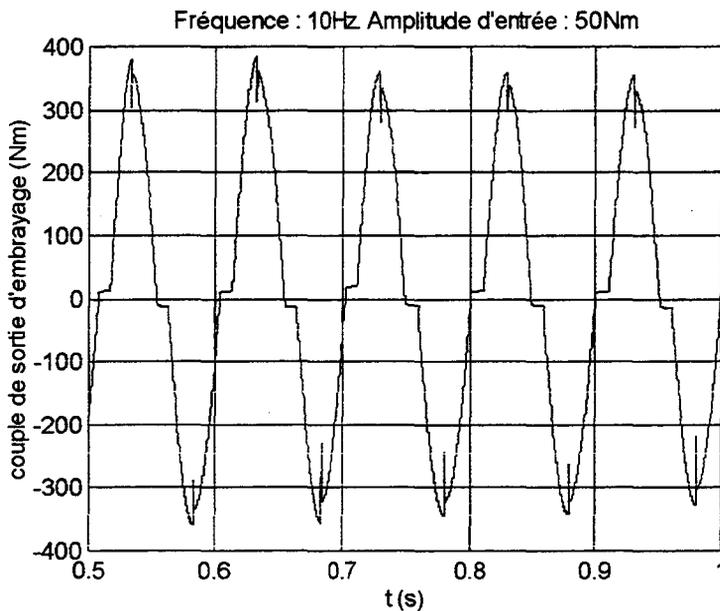


Figure 4.8 : Réponse temporelle de l'embrayage à un couple d'entrée sinusoïdal pour une fréquence inférieure à la fréquence de résonance

#### 4.2.2. La boîte de vitesses

Comme l'embrayage, la boîte de vitesses est le siège de la réalisation de différentes fonctionnalités. Outre la transmission et la transformation de l'énergie issue de l'embrayage, la boîte de vitesses comprend la mécanique permettant la synchronisation des vitesses des pignons mis en jeu lors d'un changement de vitesse, ainsi que le crabotage des pignons sur les arbres.

Nous ne nous intéresserons pas à ces fonctionnalités qui prennent place lorsque l'embrayage a désolidarisé le moteur de la boîte et qu'aucun couple n'est transmis.

Dès lors, les éléments intervenant dans la dynamique de la boîte de vitesses sont limités aux raideurs et frottements interdentures, aux frottements de barbotage dans l'huile et aux inerties des arbres de boîte.

La boîte de vitesses a fait l'objet au sein du groupe PSA de recherches de modélisation. L'étude menée par [PLASSE, KENNY, 1994] donne un modèle bond-graph très complet de la boîte de vitesses. Ce modèle constitue une base de connaissance intéressante et permet de simuler des fréquences relativement hautes. La prise en compte, dans ce modèle, des pignons non actifs dans la transmission de l'énergie dans le groupe moto-propulseur pour un rapport engagé, permet entre autre d'étudier le phénomène de grenailage évoqué dans le chapitre 1.

Nous ne nous intéresserons ici qu'aux éléments concernés par la transmission de l'énergie issue du moteur. Cette restriction permet d'aboutir à des modèles d'ordre raisonnable sans négliger de phénomène de fréquence appartenant à notre champ d'intérêt.

On explicite ici un type de boîte de vitesses à deux arbres (arbre primaire et arbre secondaire) et une démultiplication de sortie, fixe, réalisée par l'engrènement de l'arbre secondaire sur le pont.

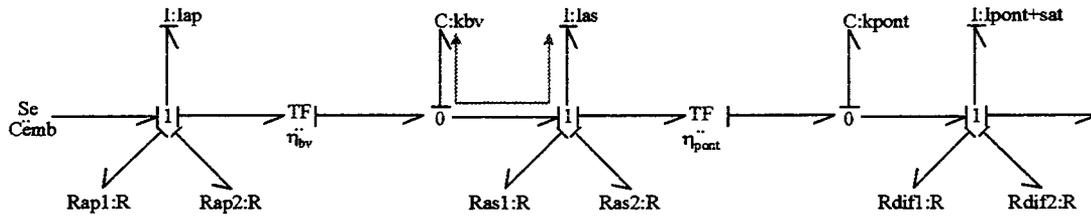


Figure 4.9 : Modèle de la boîte de vitesses

Le couple sortant de l'embrayage  $S_e : C_{emb}$  s'exerce sur l'inertie de l'arbre primaire et des pignons solidaires  $I_{ap}$ . Cette inertie subit également les efforts de frottement dus au barbotage dans l'huile ( $R_{ap1}$ ) et les efforts de frottement de roulement dans la liaison avec le carter de la boîte de vitesses que nous supposons immobile ( $R_{ap2}$ ).

$I_{as}$  est l'inertie de l'arbre secondaire de boîte et est soumise aux frottements  $R_{as1}$  et  $R_{as2}$  de mêmes natures.

$I_{pont+sat}$  représente l'inertie de l'ensemble constitué du pont et des pignons fous du différentiel, appelés satellites. Les satellites sont solidaires du pont en rotation autour de son axe, c'est la raison pour laquelle leur inertie est confondue à celle de l'inertie du pont. Cette inertie est soumise aux frottements de barbotage et de roulement  $R_{dif1}$  et  $R_{dif2}$ . L'échange de puissance entre ces trois inerties se fait par l'intermédiaire des raideurs interdentures  $k_{bv}$  et  $k_{pont}$ . Ces raideurs sont élevées et généreront des modes élevés lors de la transmission de puissance (l'estimation des modes générés dans la boîte par le calcul des gains de boucles causales, donne des valeurs de fréquences de résonances supérieures à 70Hz).

Les valeurs numériques pour les éléments considérés sont de l'ordre de grandeur suivant :

- $I_{ap}=0.002 \text{ kgm}^2$ ,
- $I_{as}=0.0048 \text{ kgm}^2$ ,
- $I_{pont+sat}=0.06 \text{ kgm}^2$ ,
- $k_{bv}=1000 \text{ Nmrad}^{-1}$ ,
- $k_{pont}=100000 \text{ Nmrad}^{-1}$ ,

#### 4.2.2.1. Les jeux interdentures

La transformation de l'énergie dans la boîte de vitesses est réalisée par le rapport des rayons des pignons considérés. Les transformateurs  $TF$  du bond-graph précédent évoquent la continuité de la transmission de puissance. Un regard plus précis montre que le contact interdenture réalisant la transmission de puissance est un phénomène périodique pouvant en outre présenter des discontinuités sous l'effet des jeux. Cette discontinuité peut s'exprimer dans la loi moyenne de la raideur interdenture.

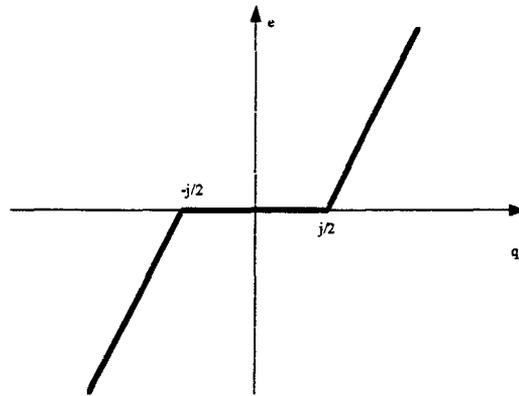


Figure 4.10 : Caractéristique moyenne de la raideur interdenture

Chaque liaison interdenture est le siège d'un possible jeu. Nous supposons que les jeux sont concentrés en une seule liaison interdenture. Les autres contacts seront modélisés par une raideur linéaire.

#### 4.2.2.2. Le frottement interdenture

La liaison interdenture est également le siège de frottements. L'effort issu de la raideur interdenture génère, dans le plan tangent aux surfaces en contact, un frottement sec  $f_{sec}$ . Cet effort de frottement sec conduit à un moment résistant non nul autour de l'axe de rotation de l'arbre portant la roue dentée, comme le montre la figure 4.11.

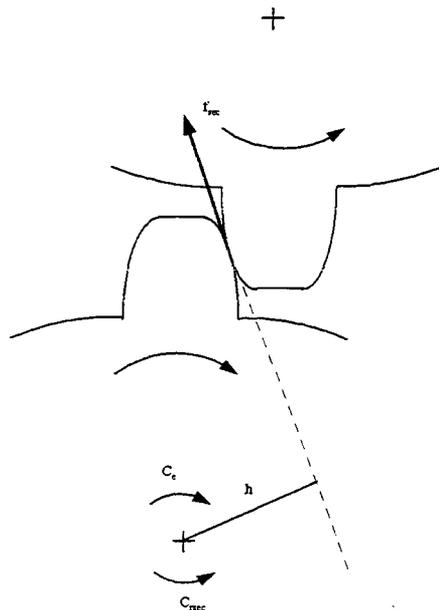


Figure 4.11 : Liaison interdenture

Dans le cas de la liaison interdenture, ce frottement peut être considéré comme glissant en permanence. Comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent, le couple de frottement sec est indépendant de la vitesse de glissement à l'intersurface. En revanche, il est proportionnel à

l'effort normal aux surfaces en contact dû à la raideur interdenture, par suite, proportionnel à la déformation interdenture. Il est donc possible de modéliser le frottement sec interdenture, d'un point de vue dynamique et macroscopique, comme une raideur venant s'ajouter à la raideur interdenture, ou autrement dit de prendre en compte dans la raideur interdenture, la composante fournie par le frottement sec. C'est pourquoi ce dernier ne figure pas sur le bond-graph de la figure 4.9.

### 4.2.3. Le différentiel

#### 4.2.3.1. Prise en compte de la cinématique du différentiel

Le différentiel est un élément mécanique permettant de répartir l'énergie issue de l'arbre secondaire de boîte vers les deux arbres de roues motrices (voir chapitre 1, paragraphe 1.2.5.).

L'étude du comportement d'une transmission pilotée dans des situations différentes de la ligne droite pourra être nécessaire. Il convient donc d'envisager cette possibilité par la prise en compte des différents degrés de liberté du différentiel sollicités lorsque les deux roues motrices ne tournent pas à la même vitesse. Plusieurs propositions de modélisation du différentiel ont été faites. Une approche purement cinématique aboutit au modèle algèbro-différentiel de la figure 4.13. [KARNOPP, ???] propose une solution pour résoudre les problèmes liés aux causalités dérivées, en introduisant un élément I multiport à partir du jacobien de l'énergie cinétique totale du système. Cet élément est non-linéaire (figure 4.13).

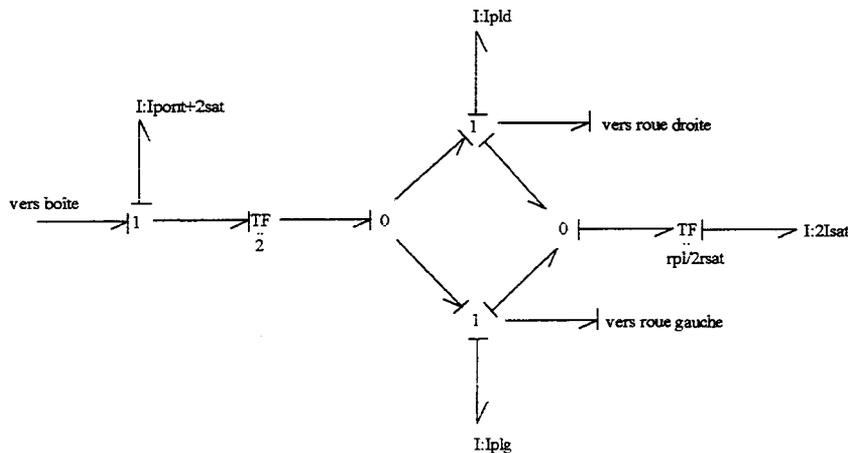


Figure 4.12 : Modèle du différentiel basé sur l'étude cinématique

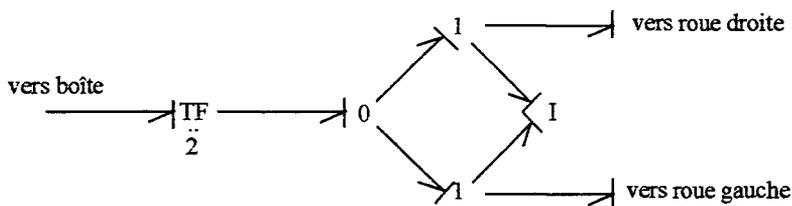


Figure 4.13 : Modèle du différentiel proposé par Karnopp



Les notations sont les suivantes :

- $R_b$  désigne un frottement de barbotage dans le bain d'huile,
- $R_r$  désigne un frottement de roulement,
- $R_s$  désigne un frottement sec,
- $C_{int}$  désigne une raideur interdenture,
- l'indice  $_{sat}$  signifie que l'élément d'énergie est relatif au satellite,
- l'indice  $_{pl}$  signifie que l'élément d'énergie est relatif à un pignon planétaire,
- les indices  $_d$  et  $_g$  sont donnés pour droite et gauche,
- l'indice  $_z$  se rapporte à une inertie autour de l'axe  $z$  défini sur le schéma.

L'effort exercé sur chaque planétaire est la somme des efforts créés aux contacts interdentures avec les deux satellites. On retrouve les équations (1.5) de la cinématique si l'on néglige les effets interdentures.

#### 4.2.3.2. Prise en compte de simplifications a priori

La modélisation du différentiel peut être entreprise après simplifications a priori. Lorsque le véhicule roule en parfaite ligne droite, les différentes masses du différentiel se déplacent autour du seul axe  $Oy$  (voir figure 4.14). Les jeux et les raideurs interdentures, comme dans la boîte de vitesses, sont à l'origine de dynamiques de fréquences élevées. La modélisation peut se limiter à celle de la figure 4.15. L'inertie  $I : I_{pl}$  correspond à la somme des inerties des deux planétaires.

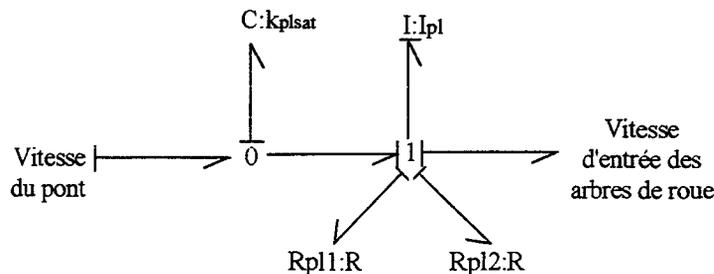


Figure 4.15 : Modèle du différentiel sous hypothèse de fonctionnement en ligne droite

Ce modèle simple présente une boucle causale entre la raideur interdenture  $C : k_{plsat}$  et  $I : I_{pl}$  l'inertie des deux planétaires supposés confondus. La raideur très grande et l'inertie très faible mises en jeu permettent de prédire un comportement dynamique avec une résonance de fréquence très élevée. Dans l'hypothèse du roulement en ligne droite, on ne prendra pas en compte cette dynamique, et la vitesse d'entrée sur l'arbre de roue sera considérée égale à la vitesse du pont.

#### 4.2.3.3. Résultats de simulation et analyse

Les résultats suivants présentent la dynamique de l'ensemble boîte de vitesses-différentiel, ce dernier étant supposé fonctionner symétriquement (cas du roulement en ligne droite). Aucun jeu n'est pris en compte ; ceux-ci seront pris en compte dans leur ensemble, dans l'étude de la dynamique de l'ensemble arbre de roue-roue, au paragraphe 4.2.4.

Le lieu de Bode de l'ensemble boîte de vitesses - différentiel est donné figure 4.16. La variable d'entrée est le couple sortant de l'embrayage, la variable de sortie est la vitesse d'entrée dans l'arbre de roue. Le rapport de boîte est de 0.25, ce qui correspond pour un véhicule classique à un rapport de seconde, le rapport de pont est 0.5.

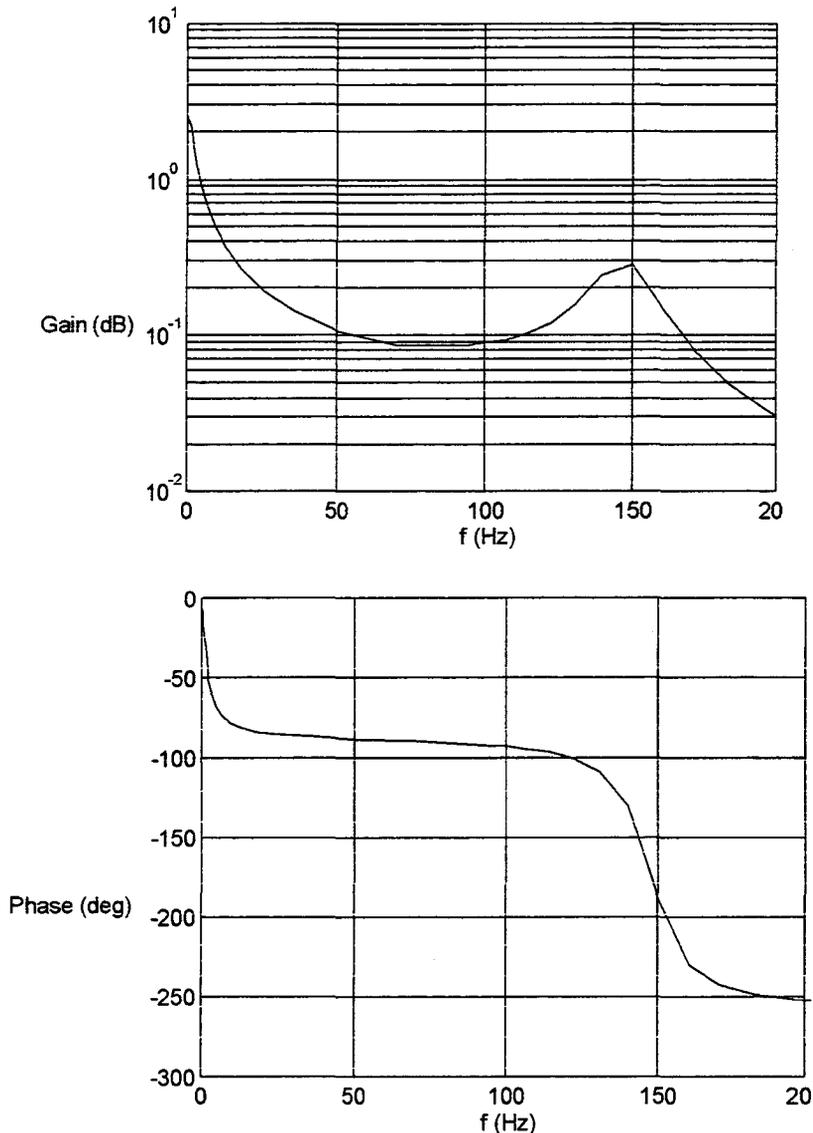


Figure 4.16 : Lieu de Bode de l'ensemble boîte-différentiel fonctionnant en ligne droite

Sur l'intervalle de fréquences considéré, on observe une résonance importante autour de 150 Hz. Cette résonance est celle de la boucle causale représentée sur le bond-graph de la figure 4.9 entre  $C : k_{bv}$  et  $I : I_{as}$ . Les autres boucles causales du modèle génèrent des modes de fréquences supérieures. Les modèles simplifiés introduits au paragraphe 4.3.2. ne tiendront pas compte de ces dynamiques, dont le paragraphe 2.3.2. montre qu'elles influent peu sur le confort vibratoire.



L'inertie linéaire de la roue  $I : M_{roue}$  est soumise à l'effort issu de cette liaison élastique ainsi qu'à l'effort issu de la suspension horizontale de roue que constitue l'essieu.

Les joints de transmission peuvent être à l'origine de jeux. Comme nous l'avons vu dans le paragraphe relatif à la boîte de vitesses, ces jeux peuvent être concentrés sur une seule raideur, par exemple la raideur  $C_{tr}$ , dont la caractéristique est du type de celle de la figure 4.10.

#### 4.2.4.2. Le contact pneu route

Le paragraphe précédent introduit un modèle linéaire de liaison au sol, dans le cas où l'on considère le jeu de transmission nul. Cependant, l'importance du glissement du pneumatique dans le phénomène de réattelage est facilement observable expérimentalement : on constate qu'un sol de faible adhérence limite fortement l'oscillation de réattelage lors d'une accélération brutale. Cette remarque nous invite à considérer la liaison pneu-sol plus précisément. Des modèles de ce contact ont été donnés, en particulier par [PACEJKA, 87]. Ce dernier propose un modèle permettant d'étudier le comportement routier des véhicules mais n'est pas valable pour des vitesses proches de zéro, ce qui interdit en particulier la simulation d'un démarrage.

Nous préférons considérer que le contact pneu-sol est un frottement sec simple,  $R_{sec}$ . L'élasticité du pneu disparaît sans grande conséquence, la dynamique horizontale de la roue étant influencée en grande partie par la raideur horizontale d'essieu, plus faible. Nous retiendrons donc le modèle de la figure 4.18.

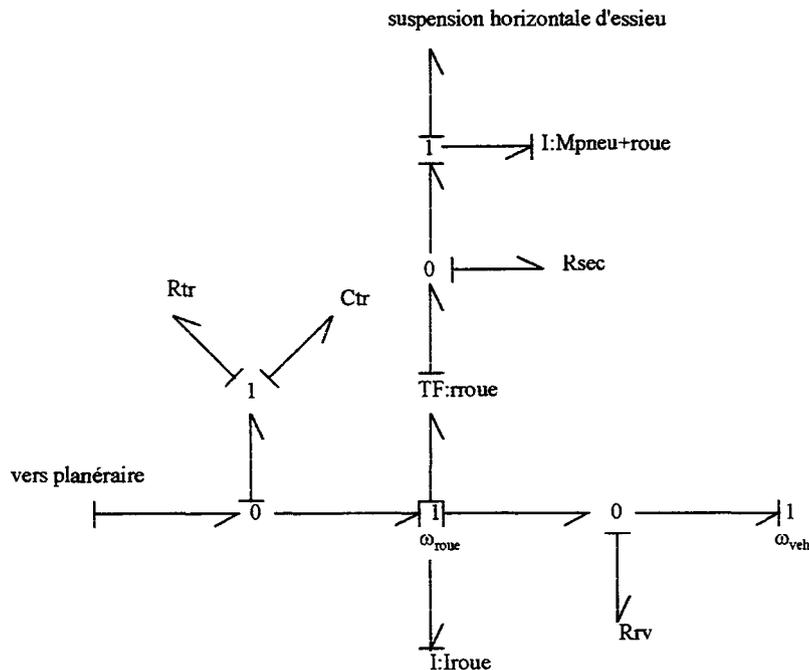


Figure 4.18 : Modèle de la liaison au sol

#### 4.2.4.3. Résultats de simulation et analyse

Les résultats suivants présentent la réponse fréquentielle de l'ensemble constitué de l'arbre de transmission, de la roue et du pneu. Les résultats de simulation du modèle complet

montreront l'influence de la prise en compte du glissement de pneu sur la réponse à un échelon de couple dans la transmission.

La première courbe, figure 4.19, est obtenue par simulation du modèle linéaire de la figure 4.17 et fait apparaître les résonances dues à la boucle causale entre la raideur de l'arbre de transmission  $C_{tr}$  et l'inertie en rotation de la roue  $I_{roue}$ . L'amortissement de ce mode, dû à l'élément  $R_{tr}$ , est faible.

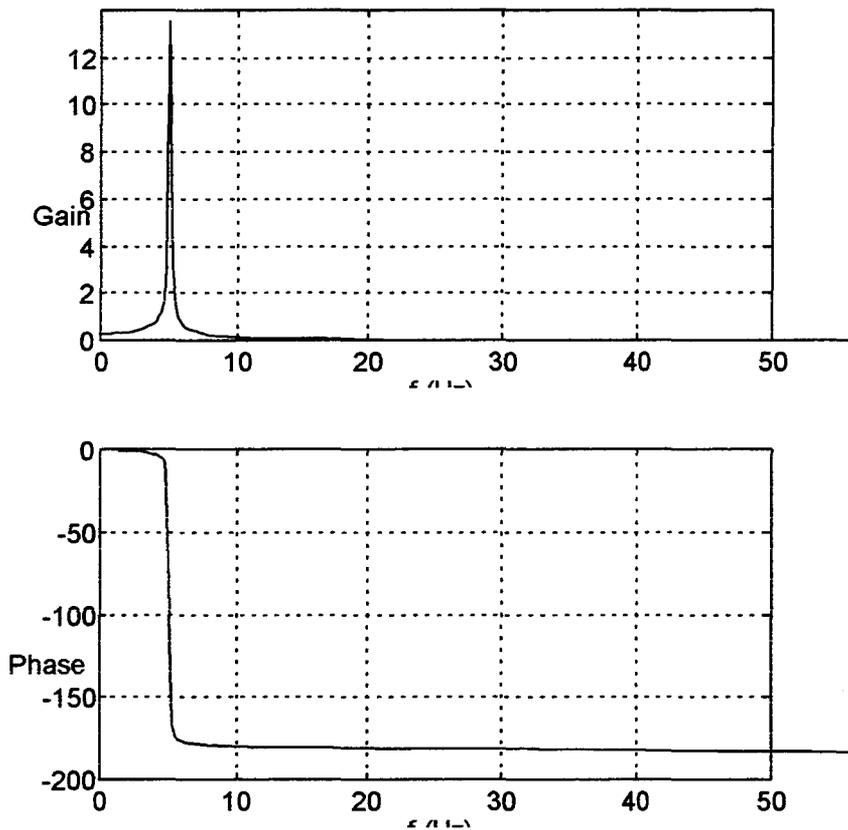


Figure 4.19 : Bode de l'ensemble arbre de roue - roue, linéaire

La deuxième courbe, figure 4.20 est le pseudo-bode obtenu par la simulation du modèle non-linéaire de la figure 4.18, qui prend en compte le jeu de la transmission, ainsi que le glissement du pneumatique. Nous avons pris en compte sur la raideur de l'arbre de transmission un jeu de 0.07 rad. Ce jeu entraîne, au delà d'une certaine fréquence, un comportement d'ordre 0 de l'arbre de transmission : l'effort de transmission est généré par le seul frottement  $R_{tr}$ , dont la valeur, dans le jeu est plus faible que lorsqu'un effort est transmis. Pour des fréquences plus basses, l'entrée en vitesse permet mal de juger de l'influence du jeu dans la transmission.

On constate en outre que la résonance est fortement atténuée par rapport aux résultats obtenus avec le modèle linéaire. Cette atténuation de la résonance s'explique par le fait qu'une partie de l'énergie accumulée dans l'élasticité de la transmission est dissipée dans le glissement du pneumatique.

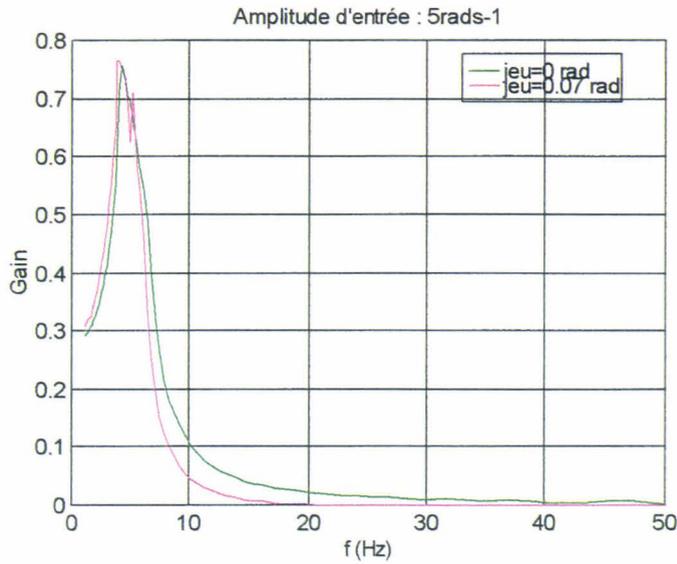


Figure 4.20 : Bode et pseudo-bode de l'ensemble arbre de roue - roue

#### 4.2.5. Les autres éléments concernés par les vibrations de transmission

##### 4.2.5.1. La caisse

Les phénomènes oscillatoires provoqués par la transmission et ressentis dans la caisse par les passagers ne prennent pas tous naissance dans la transmission elle-même. En particulier, la liaison roues motrices-caisse réalisée par l'essieu avant possède une élasticité susceptible de générer des oscillations inconfortables. Par ailleurs, l'accélération longitudinale provoque un transfert de charge du véhicule sollicitant la suspension et induisant un mouvement en rotation autour de son axe de tangage  $Oy$  (voir figure 4.21)

Il est intéressant de bénéficier d'une modélisation sommaire de ces différents degrés de liberté afin d'en pouvoir observer un éventuel couplage avec la dynamique de la transmission

De nombreuses études, très complètes, ont conduit à la modélisation de la caisse en vue de la simulation de son comportement dynamique. On pourra par exemple se référer aux travaux de Hrovat [HROVAT, 92], Drozd [DROZDZ, 91] et Pacejka [PACEJKA, 87]. Des travaux de modélisation de véhicule complet sont également réalisés au sein de PSA Peugeot Citroën, dans le cadre de la conception de suspensions [HERNETTE, 95], [GUILLEMARD, 96]. Le modèle utilisé ici a pour objet de rendre compte des modes générés lors d'une accélération du véhicule ainsi que de la répercussion des modes de transmission sur la caisse.

La figure 4.21 schématise les différents degrés de liberté que nous avons considérés dans le modèle complet.

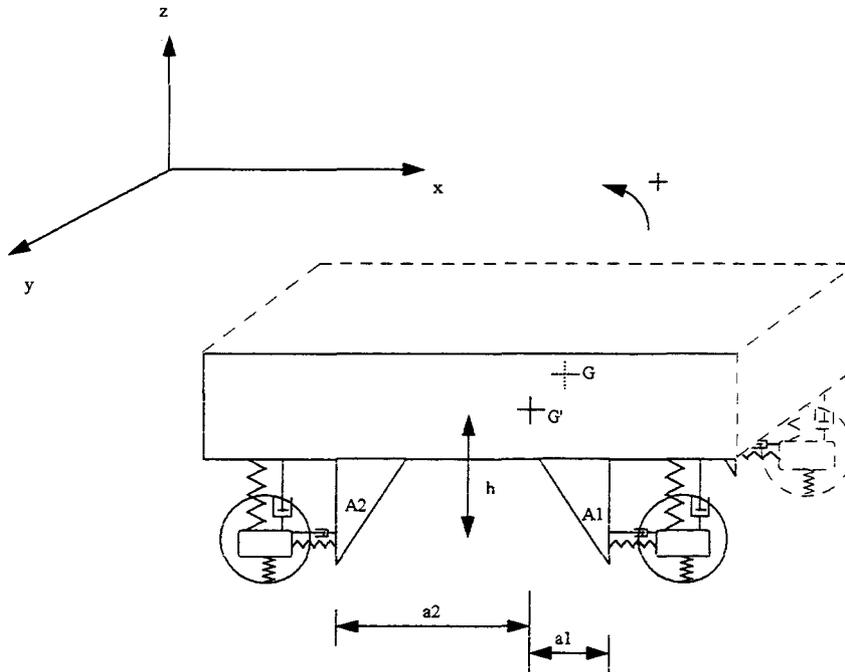


Figure 4.21 : Schéma de la caisse

Nous considérerons les mouvements dans le plan  $xOz$ . Un modèle bicycle de la caisse est donc suffisant. Le modèle du bicycle considéré est présenté sur la figure 4.22. On peut considérer que les éléments dynamiques impliqués dans ce modèle sont linéaires, et leurs valeurs numériques proches de celles couramment utilisées dans la littérature citée ci-dessus.



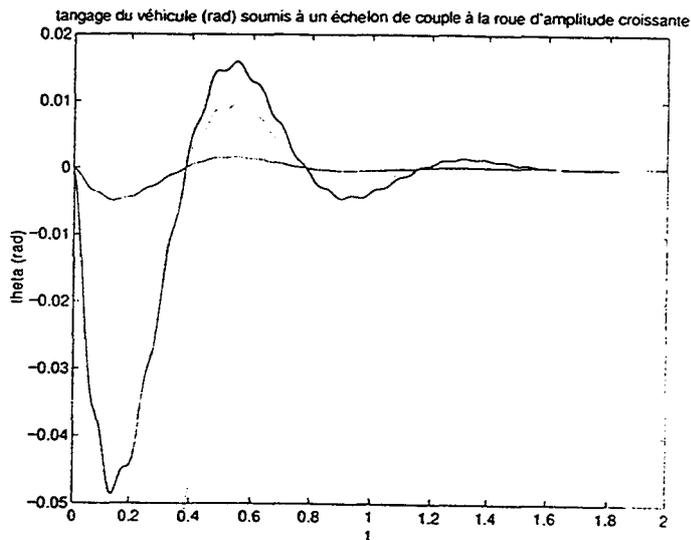


Figure 4.23 : Réponse en tangage de la caisse à un échelon d'effort sur l'essieu avant

L'oscillation du véhicule autour de l'axe  $O_y$  à une fréquence légèrement supérieure à 1 Hz est due à l'effet mutuel des boucles causales entre les raideurs de suspensions verticales avant et arrière. Une oscillation autour de 13 Hz se superpose à ce déplacement de tangage. Elle est la répercussion du mode d'essieu avant, due à la boucle causale entre la raideur  $C_{susp\ avant}$  et l'inertie du véhicule en translation  $M_{veh}$ , sur la rotation autour de  $O_y$ .

#### 4.2.5.2. Le passager

Lorsque l'on s'intéresse aux problèmes de confort, il est nécessaire de pouvoir observer les effets recherchés directement sur les passagers (dans le cas par exemple de l'étude de suspensions) ou le conducteur (par exemple pour l'étude d'une direction assistée).

Des modèles très complets d'individus ont été élaborés en vue de la simulation de crash de véhicule. Ces modèles sont d'un niveau de complexité important au regard des phénomènes que nous avons à observer. Nous nous bornerons ici à un modèle à deux masses, correspondant au buste et à la tête d'un passager, et deux raideurs en parallèle avec deux amortisseurs, correspondant aux liaisons buste-siège et buste-tête. La liaison siège-buste présente une non-linéarité (lorsque le buste est penché vers l'avant, l'effort exercé par le siège est nul). Les valeurs numériques de ces éléments sont identifiées d'après les résultats expérimentaux, souvent limités à la valeur des fréquences propres de chacune des deux masses considérées. Ce modèle ne permet pas de considérer l'aspect réactif du passager aux oscillations qui le sollicitent.

Au regard des inerties mises en jeu, on peut faire l'approximation que le passager n'exerce pas d'effort sur la caisse. Ainsi, le modèle du passager pourra être simulé isolément à partir des données issues de la simulation du véhicule.

La figure 4.24 présente une schématisation du passager dans la caisse ainsi que le modèle bond-graph correspondant.

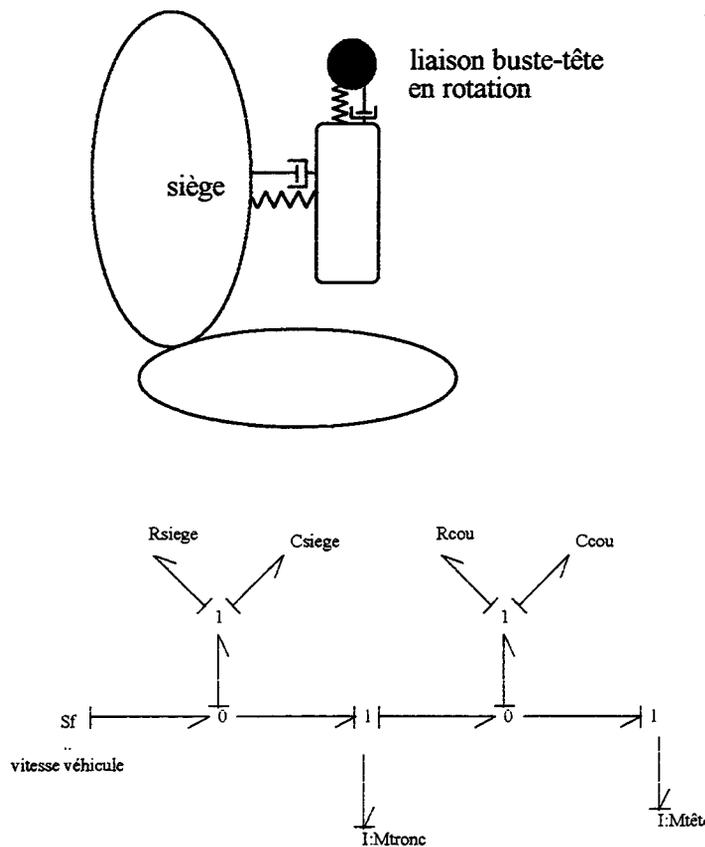


Figure 2.24 : Schéma et modèle du passager

Des études détaillées ont également été menées sur le siège comme acteur du confort, en particulier dans la dimension verticale [RAKEHJA, 94]. La conception du siège peut contribuer à l'amélioration du confort vibratoire vertical produit par les fréquences hautes générées par la route.

#### 4.2.5.3. Le moteur

Le moteur fait partie de l'environnement de la transmission. Le couple moteur doit être considéré comme une entrée de perturbation du système. Le système piloté que nous concevons doit être robuste au changement de motorisation, conformément au cahier des charges.

Sa modélisation peut cependant s'avérer importante, en particulier dans les phases initiale et finale de modélisation évoquées dans le paragraphe 3.3.2. : dans un premier temps, il est intéressant de voir l'effet du couplage entre vitesse moteur et couple moteur sur le premier mode de vibration de la transmission. En fin d'étude, la commande doit être validée sur un modèle comprenant les perturbations du couple moteur par la vitesse moteur.

Ces objectifs nous ont conduit dans un premier temps à envisager l'utilisation d'un modèle de moteur statique à deux entrées (vitesse moteur et position de la pédale d'accélérateur) et une sortie, le couple moteur moyen. Un tel modèle peut se présenter simplement sous forme de réseaux de courbes appelés « cartographies moteur ». Il permet de prendre en compte, aux basses fréquences, l'influence de la vitesse moteur sur le couple moteur. Un modèle plus complet de moteur à essence fourni par la division moteur de PSA, nous a permis de prendre en compte la

dynamique lente du moteur (dynamique du collecteur d'admission). Ce modèle permet de constater l'influence de la dynamique du moteur sur le premier mode de vibration de la transmission. Les entrées et sortie de ce modèle sont les mêmes que celles du modèle statique. Dans les deux cas, les acyclismes moteurs ne sont pas restitués, ce qui rend peu pertinente l'étude des vibrations de la transmission au-delà de 20Hz. Pour une étude du comportement de la transmission à des fréquences plus élevées, la modélisation du moteur devra prendre en compte des dynamiques plus grandes. [ENGJA et al., ???] propose une modélisation du moteur en bond-graph permettant la simulation de sa dynamique lente.

A cet égard, les travaux réalisés par l'ADERSA [ADERSA, 95] fournissent différents niveaux de modélisation (hautes fréquences et basses fréquences) sous forme de bloc diagrammes, proches de la physique. Les auteurs de [DELESALLE et al, 87] présentent par ailleurs des modèles bond-graph de moteurs diesel. Ces modèles, d'ordres élevés, sont davantage adaptés à l'étude avancée du moteur lui-même, mais peuvent être utilisés dans le cadre d'une validation de la conception d'une transmission.

#### 4.2.6. Résultats de simulation du modèle complet, validation

L'assemblage des différents sous-modèles présentés constitue ce que nous appellerons le modèle complet du système à commander. L'étude élément par élément des sous-organes a permis de mettre en évidence les dynamiques propres à chaque organe et qui se manifesteront lors de la circulation de puissance dans la transmission. Cette analyse ne permet cependant pas de tenir compte des effets de couplage entre les éléments dynamiques du système complet.

L'analyse des résultats de simulation du modèle complet permet une compréhension globale de la dynamique de la transmission, ainsi qu'une validation « finale » de la modélisation.

Dans le cas de modèles linéaires, l'observation de la caractéristique fréquentielle entre une entrée et des sorties d'ordre de dérivation croissant correspond à amplifier des fréquences de plus en plus élevées. La décomposition du signal de sortie observée en série de Fourier permet de s'en convaincre :

$$\text{si } x_T(t) = \sum_0^{\infty} a_k \cos(k\omega t) + b_k \sin(k\omega t) , \quad (4.14)$$

$$\frac{d^n x_T(t)}{dt^n} = \sum_0^{\infty} a_k (k\omega)^n \cos(k\omega t + n \frac{\pi}{2}) + b_k (k\omega)^n \sin(k\omega t + n \frac{\pi}{2}) \quad (4.15)$$

où l'on constate que les composantes de fréquences élevées sont amplifiées.

Dans le cas de modèles non-linéaires, la partie qualitative de ce résultat peut être exploitée. On utilisera, en simulation, l'étude fréquentielle de signaux d'ordre de dérivation croissant pour focaliser notre attention sur des fréquences croissantes.

L'étude de la réponse fréquentielle, comme nous l'avons déjà évoqué, est cependant insuffisante, en particulier en raison des fortes non-linéarités dont notre système est le siège. Les pseudo-bodes que nous utilisons ici se révéleront en outre inutilisables lors de l'évaluation de la commande de l'oscillation de réattelage : l'activation de cette commande sera en effet fortement liée à la forme en échelon de la sollicitation conduisant à l'oscillation. Le pseudo-bode, basé sur

l'étude de la réponse du système à des sollicitations sinusoïdales de fréquence variable est donc mal adapté.

Nous proposons figure 4.25 les réponses temporelles du modèle complet à diverses sollicitations, ainsi que la réponse obtenue sur véhicule pour un enfoncement maximum de la pédale d'accélérateur.

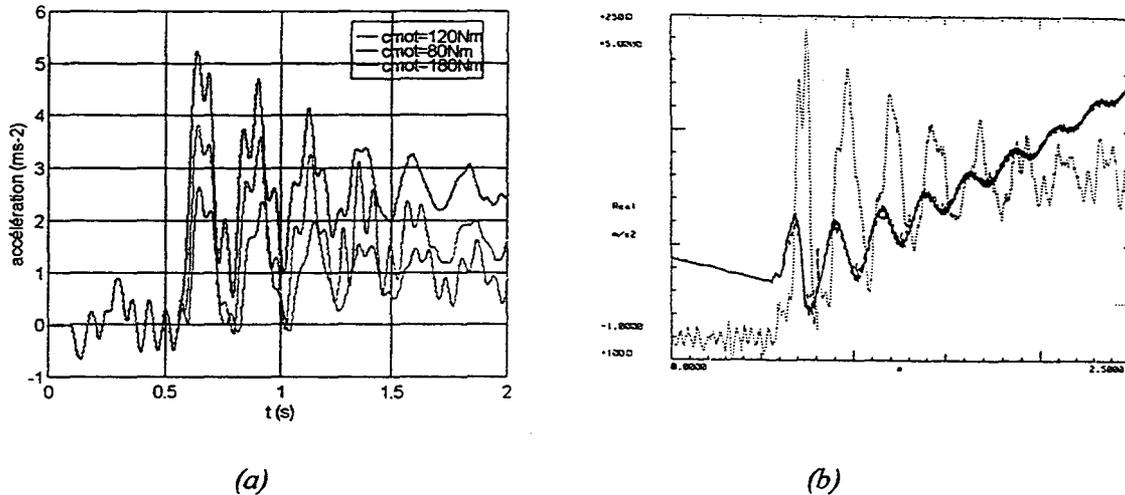


Figure 4.25 :

*a- Réponses temporelles du système à des sollicitations en couple moteur d'amplitude croissante*

*b- accélération et vitesse moteur mesurées en réponse à un échelon de couple moteur*

On constate que la courbe d'accélération longitudinale du véhicule permet une bonne visualisation du mode oscillant lent (autour de 4Hz) de la dynamique de transmission de puissance. Cette variable sera par la suite préférentiellement utilisée. La dérivée de l'accélération (calculée, en simulation) permet de visualiser le mode propre d'essieu, de fréquence plus élevée (autour de 12Hz).

La figure 4.26 montre l'accélération de la tête d'un passager à une sollicitation moteur en échelon.

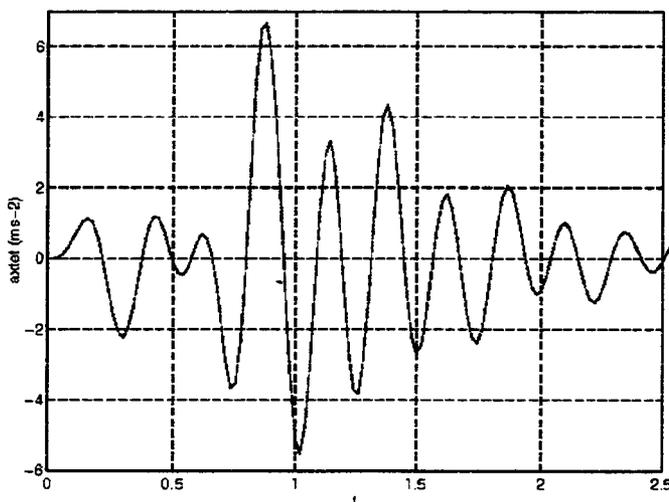


Figure 4.26 : Accélération longitudinale de la tête d'un passager en réponse à un à-coup de couple moteur

Ce résultat permet de montrer que le filtre passe bas que constitue le buste du passager laisse passer une partie du premier mode de transmission, autour de 4Hz, qui sollicite fortement la tête du passager.

#### 4.2.7. Influence des paramètres physiques sur les réponses temporelles du système

Le modèle complet du système transmission peut être, avant simplification en vue de l'étude d'une commande, le support de l'étude en simulation de la dynamique d'une transmission passive. Cette étude est rendue particulièrement efficace par l'utilisation d'une interface logicielle conviviale développée sous le logiciel Matlab et permettant de choisir les paramètres à faire varier ainsi que les réponses du systèmes à visualiser ou les critères à calculer. L'exploitation rapide de cette modélisation conduit à des résultats nombreux qui ne seront pas reproduits ici.

[FAN, 95] présente une étude expérimentale de l'influence de quelques-uns des paramètres que nous avons considérés dans notre modélisation sur le comportement dynamique d'un véhicule. Cette étude expérimentale confirme les tendances observées en simulation : amélioration du comportement dynamique avec une raideur croissante de la transmission et influence négative du jeu de transmission sur cette même dynamique.

Par ailleurs, les résultats obtenus lors de l'étude et de la simulation des modèles suggèrent un certain nombre d'hypothèses a priori pouvant guider les premiers pas dans l'étape de simplification de modèle.

### 4.3. Simplification des modèles

#### 4.3.1. Généralités

La simplification de modèles peut avoir plusieurs objectifs résumés sur la figure 4.27

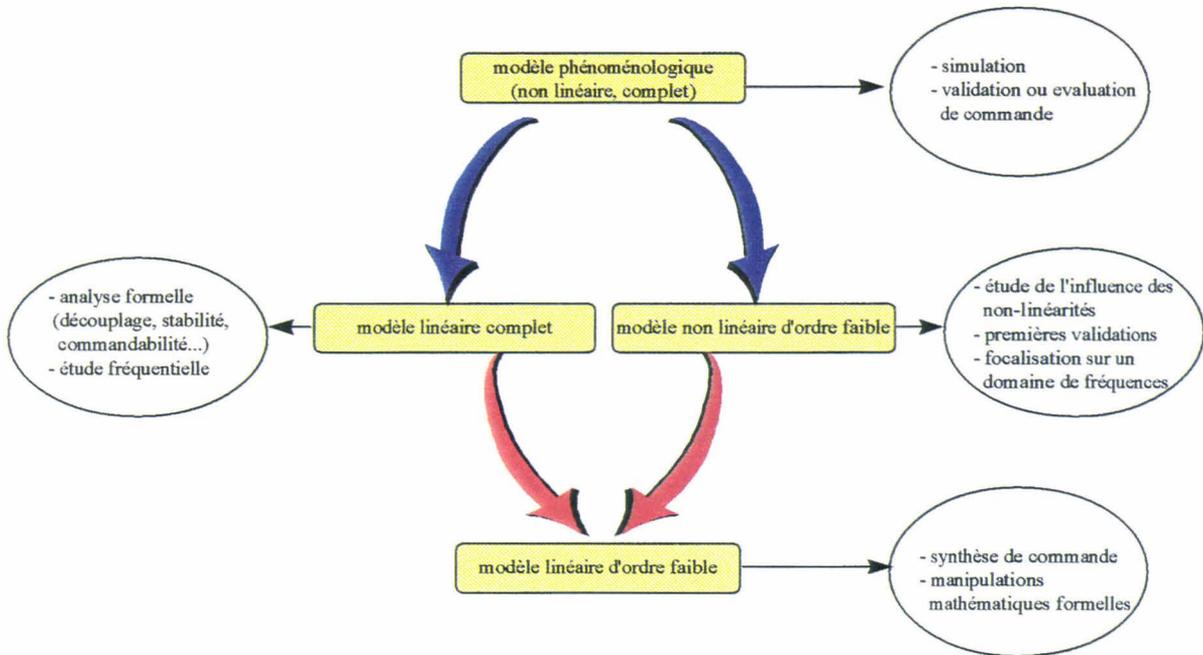


Figure 4.27 : Différents niveaux de simplification, différents objectifs de la simplification

La première étape de la simplification de modèle consiste à tirer profit des hypothèses pouvant être faites a priori sur le fonctionnement du système. Ainsi, nous envisagerons un véhicule se déplaçant en ligne droite et supposons que le véhicule peut être considéré comme un bicycle. Aucune répartition de couple n'est alors opérée par le différentiel dont la modélisation est réduite. Par suite, un seul arbre de roue conduit l'énergie issue de la boîte de vitesse à la roue dont la masse est doublée.

De nombreuses méthodes de simplification de modèles ont été développées, qui permettent de linéariser ou réduire l'ordre des modèles. [BORNE et al., 92] présente, parmi ces méthodes, les principales.

Le passage le plus délicat est celui qui conduit du modèle phénoménologique de départ vers le modèle non linéaire d'ordre réduit. En effet, peu de méthodes de réduction d'ordre de modèles ont été proposés pour les systèmes non linéaires.

La modélisation bond-graph que nous avons adoptée nous permet d'utiliser la méthode des perturbations singulière telle que décrite dans [DAUPHIN-TANGUY et al., 85] Cette méthode, directement applicable sur les modèles bond-graph, est proche de la physique et permet de conserver une interprétation physique des modèles simplifiés produits.

La simplification de modèle est entreprise sur chacun des sous-modèles décrits dans les précédents paragraphes, ensuite sur le modèle de l'ensemble du système considéré.

### 4.3.2. Un modèle simple

L'analyse du modèle complet montre que les boucles causales correspondant aux modes les plus bas sont celle reliant la raideur de transmission à l'inertie du véhicule d'une part et celle

reliant la même raideur à l'inertie du volant moteur d'autre part. En outre l'importance du frottement sec dans la problématique embrayage piloté nous invite à conserver cette non linéarité dans le modèle simplifié.

Nous présentons ici un modèle simple parmi ceux issus de la phase de simplification. Celui-ci considère une dynamique du première ordre et une dynamique du second ordre correspondant au phénomène de réattelage qu'on se propose de commander. Les éléments de ce modèle peuvent être rapprochés d'entités physiques du système initial. Ce rapprochement est traduit par l'utilisation, sur le bond-graph de la figure 4.28, de notations évocatrices.

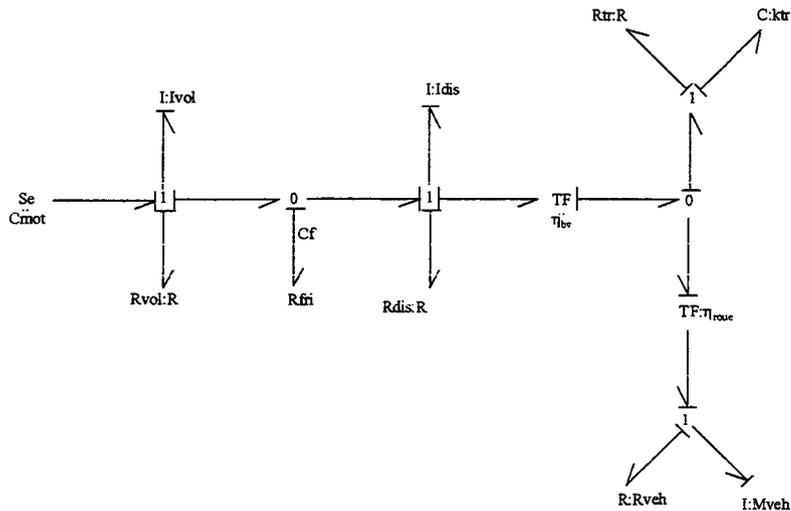


Figure 4.28 : Modèle de simple du système à commander

La friction est donc conservée dans ce modèle qui reste par le fait non linéaire. Cette friction relie les inerties du volant moteur et du disque d'embrayage. Le moyeu amortisseur de l'embrayage, introduisant des variables de dynamiques rapides en regard de celles auxquelles nous nous attachons, n'est pas pris en compte. De même, l'élimination des éléments introduits par la modélisation des contacts interdentes a permis une réduction importante du modèle.

La raideur et l'amortissement de la transmission sont conservés et considérés comme linéaires. Les frottements liés à l'inertie du véhicule (résistances au roulement) sont non linéaires mais peuvent être, en première approche, linéarisés.

Lorsque la friction fonctionne en mode collé, on peut considérer que la liaison du volant moteur avec le disque d'embrayage est pleine et opérer une dernière simplification consistant à confondre les deux inerties en une inertie équivalente  $I_{eqc}$  égale à la somme des deux inerties  $I_{vol} + I_{dis}$ . L'effort de frottement que subit cette inertie équivalente est  $R : R_{eqc}$ , où  $R_{eqc} = R_{dis} + R_{vol}$ . Le modèle devient linéaire et met en évidence les principales dynamiques du système réel.

Les valeurs numériques suivantes sont représentatives d'un véhicule de tourisme.

- $R_{vol}=0.05 \text{ Nms rad}^{-1}$ ,  $R_{dis}=0.05 \text{ Nms rad}^{-1}$
- $I_{vol}=0.13 \text{ kgm}^2$ ,  $I_{dis}=0.022 \text{ kgm}^2$ ,  $I_{veh}=1200 \text{ kg}$
- $k_{tr}=8000 \text{ Nmrad}^{-1}$ ,  $R_{tr}=40 \text{ Nms rad}^{-1}$
- $\eta_{bv}=(\eta_{rap}=0.54 * \eta_{pont}=0.25)$ ,  $\eta_{roue}=0.28 \text{ m}$

Les gains de boucles correspondant permettent d'approcher les fréquences naturelles et les constantes de temps du modèle simplifié :

- - entre  $C:k_{tr}$  et  $I:I_{vol}+I_{dis}$  (dans le cas où l'embrayage est collé) :

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\eta_{bv}^2 \frac{k_{tr}}{I_{vol}}} = 4.4 \text{ Hz}$$

- - entre  $R:R_{tr}$  et  $I:I_{vol}+I_{dis}$  :  $\eta_{bv}^2 \frac{R_{tr}}{I_{vol}} = 2.25 \text{ s}^{-1}$ , soit une constante de temps de 0.44s

- - entre  $C:k_{tr}$  et  $I:M_{veh}$  :  $\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{tr}}{\eta_{roue}^2 M_{veh}}} = 1.2 \text{ Hz}$

- - entre  $R:R_{tr}$  et  $I:M_{veh}$  :  $\frac{R_{tr}}{\eta_{roue}^2 I_{veh}} = 0.42 \text{ s}^{-1}$ , soit une constante de temps de 2.4s

La boucle causale entre la raideur  $C:k_{tr}$  et l'inertie  $I:I_{vol}$  se révèle être à l'origine de la fréquence de réajustement constatée sur la réponse en accélération longitudinale du véhicule soumis à un échelon de couple. La réponse en vitesse moteur à un échelon de couple moteur de ce modèle est donné figure 4.29

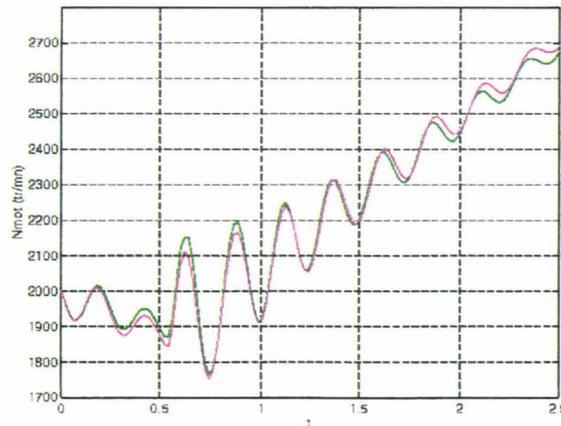


Figure 4.29 : Vitesse moteur en réponse à un échelon de couple moteur sur le modèle simplifié (rouge) et sur le modèle complet(vert)

Lorsque la friction fonctionne en glissement, la caractéristique du frottement sec montre que l'effort restitué est indépendant de la vitesse de glissement et dépend, en première approximation de la force de serrage du disque d'embrayage. La friction peut donc être considérée, d'un point de vue mathématique, comme une source d'effort. Le modèle de la figure 4.28 devient celui de la figure 4.30.

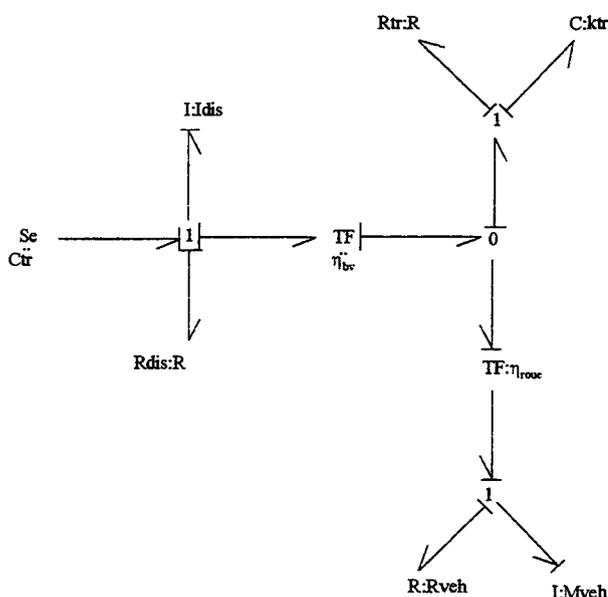


Figure 4.30 : modèle simple de la transmission avec friction glissante

Les dynamiques mises en jeu dans la transmission et approximées par les gains de boucles causales du bond-graph sont modifiées, et plus rapides que dans le mode collé :

- - entre  $C:k_{tr}$  et  $I:I_{dis}$  (dans le cas où l’embrayage est collé) :

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\eta_{bv}^2 \frac{k_{tr}}{I_{dis}}} = 12.9Hz$$

- - entre  $R:R_{tr}$  et  $I:I_{dis}$  :  $\eta_{bv}^2 \frac{R_{tr}}{I_{dis}} = 33s^{-1}$ , soit une constante de temps de 0.03s

Pour les mêmes raisons, le volant moteur peut être interprété comme un sous-système de la transmission dont la dynamique est découplée du reste du système. La figure 4.31 représente le modèle bond-graph de ce sous-système.

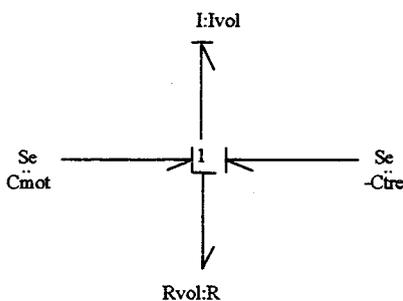


Figure 4.31 : bond-graph du sous-système volant moteur en glissement

En glissement, l’inertie du volant moteur subit le couple moteur, l’opposé du couple transmis par l’embrayage, égal, dans ce mode de fonctionnement, au couple transmissible, et le couple dû aux frottements de roulement.

### 4.3.3. Equation d'état unifiée du modèle simple

Les considérations faites sur le frottement sec et conduisant aux deux bond-graphs du paragraphe précédent, peuvent être synthétisées par une mise en équation d'état unique du modèle simplifié. Nous considérons pour ce faire que les éléments autres que la friction sont linéaires. La représentation d'état (4.16) traduit les deux modèles bond-graph du paragraphe précédent :

$$\dot{x}_i = A_i x_i + B_i u + G_i p \quad i \in \{c, g\} \quad (4.16)$$

l'indice  $c$  désigne l'état collé de la friction d'embrayage, l'indice  $g$  l'état glissant.  $u$  désigne l'entrée de commande de la transmission  $C_{tr}$ ,  $p$  désigne l'entrée de perturbation que constitue le couple moteur  $C_{mot}$ .  $x_i$  est le vecteur d'état associé aux I et C :

$$x_i = \begin{pmatrix} p_{I_{eqi}} \\ p_{I_{veh}} \\ q_{tr} \end{pmatrix} \quad (4.17)$$

$$A_i = \begin{pmatrix} -\frac{R_{eqi}}{I_{eqi}} - \eta_{bv}^2 \frac{R_{tr}}{I_{eqi}} & \frac{\eta_{bv} R_{tr}}{\eta_{roue} I_{veh}} & -\eta_{bv} k_{tr} \\ \frac{\eta_{bv} R_{tr}}{\eta_{roue} I_{eqi}} & -\frac{R_{veh}}{I_{veh}} - \frac{1}{\eta_{roue}^2} \frac{R_{tr}}{I_{veh}} & \frac{k_{tr}}{\eta_{roue}} \\ \frac{\eta_{bv}}{I_{eqi}} & -\frac{1}{\eta_{roue} \cdot I_{veh}} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.18)$$

$$B_i = \begin{pmatrix} m_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4.19)$$

$$G_i = \begin{pmatrix} 1 - m_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4.20)$$

où  $m_c=0$  et  $m_g=1$  et où :

$$I_{eqg} = I_{dis} \quad (4.21)$$

$$R_{eqg} = R_{dis} \quad (4.22)$$

Cette formulation rend compte, de façon unifiée, de la dynamique de la partie de la transmission en aval de la friction d'embrayage. En revanche, elle ne permet pas de rendre compte, lorsque l'embrayage glisse, de la dynamique du volant moteur.

Dans ce mode de fonctionnement, le sous-système que constitue le volant moteur est découplé du reste de la transmission et sa dynamique est régie par une équation d'ordre 1 :

$$I_{vol} \dot{\omega}_{vol} = C_{mot} - C_{tr} - R_{vol} \omega_{vol} \quad (4.23)$$

Afin d'alléger la notation, nous proposons les équations réduites utilisant les notations suivantes :

$$I_{vehr} = (\eta_{bv}\eta_{roue})^2 I_{veh} \quad (4.24)$$

$$R_{vehr} = (\eta_{bv}\eta_{roue})^2 R_{veh} \quad (4.25)$$

$$k_{trr} = \eta_{bv}^2 k_{tr} \quad (4.26)$$

$$R_{trr} = \eta_{bv}^2 R_{tr} \quad (4.27)$$

$$\omega_{vehr} = \frac{1}{\eta_{bv}\eta_{roue}} \omega_{veh} \quad (4.28)$$

$$P_{I_{vehr}} = \eta_{bv}\eta_{roue} P_{I_{veh}} \quad (4.29)$$

$$q_r = \int (\omega_{vol} - \omega_{vehr}) = \frac{1}{\eta_{bv}} q_{tr} \quad (4.30)$$

Cette notation conduit à l'équation d'état suivante :

$$\dot{x}_{ir} = A_{ir} x_{ir} + B_i u + G_i p \quad i \in \{c, g\} \quad (4.31)$$

avec :

$$x_{ir} = \begin{pmatrix} P_{I_{eqi}} \\ P_{I_{vehr}} \\ q_{trr} \end{pmatrix} \quad (4.32)$$

$$A_{ir} = \begin{pmatrix} -\frac{R_{eqi} + R_{trr}}{I_{eqi}} & \frac{R_{trr}}{I_{vehr}} & -k_{trr} \\ \frac{R_{trr}}{I_{eqi}} & -\frac{R_{vehr} + R_{trr}}{I_{veh}} & k_{trr} \\ \frac{1}{I_{eqi}} & -\frac{1}{I_{vehr}} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.33)$$

Cette représentation correspond à la formulation mathématique du modèle de commande et servira de base aux réflexions sur la commande de la transmission (chapitre 6).

Le polynôme caractéristique peut être calculé :

$$P(\lambda) = \det(\lambda I - A_{ir}) \quad (4.34)$$

soit :

$$\begin{aligned}
 P(\lambda) &= \lambda^3 \\
 &+ \lambda^2 \left( \frac{R_{trr} + R_{vehr}}{I_{vehr}} + \frac{R_{trr} + R_{eqi}}{I_{eqi}} \right) \\
 &+ \lambda \frac{1}{I_{vehr} \cdot I_{eqi}} \left[ R_{trr} (R_{eqi} + R_{vehr}) + R_{eqi} \cdot R_{vehr} + k_{trr} (I_{vehr} + I_{eqi}) \right] \\
 &+ \frac{k_{trr}}{I_{vehr} \cdot I_{eqi}} (4R_{trr} + R_{eqi} + R_{vehr})
 \end{aligned} \tag{4.35}$$

Ce polynôme caractéristique possède trois racines qui sont les valeurs propres de la matrice d'état. On note, de façon classique :

$$P(\lambda) = (\lambda - \lambda_1)(\lambda^2 + 2\zeta\omega_n\lambda + \omega_n^2) \tag{4.36}$$

L'identification des paramètres  $\lambda_1$ ,  $\omega_n$  et  $\zeta$  permet de calculer la dynamique du modèle. La figure 4.32 montre l'évolution de ces paramètres en fonction du rapport de démultiplication de la boîte de vitesses, pour les deux modes de fonctionnement collé et glissant.

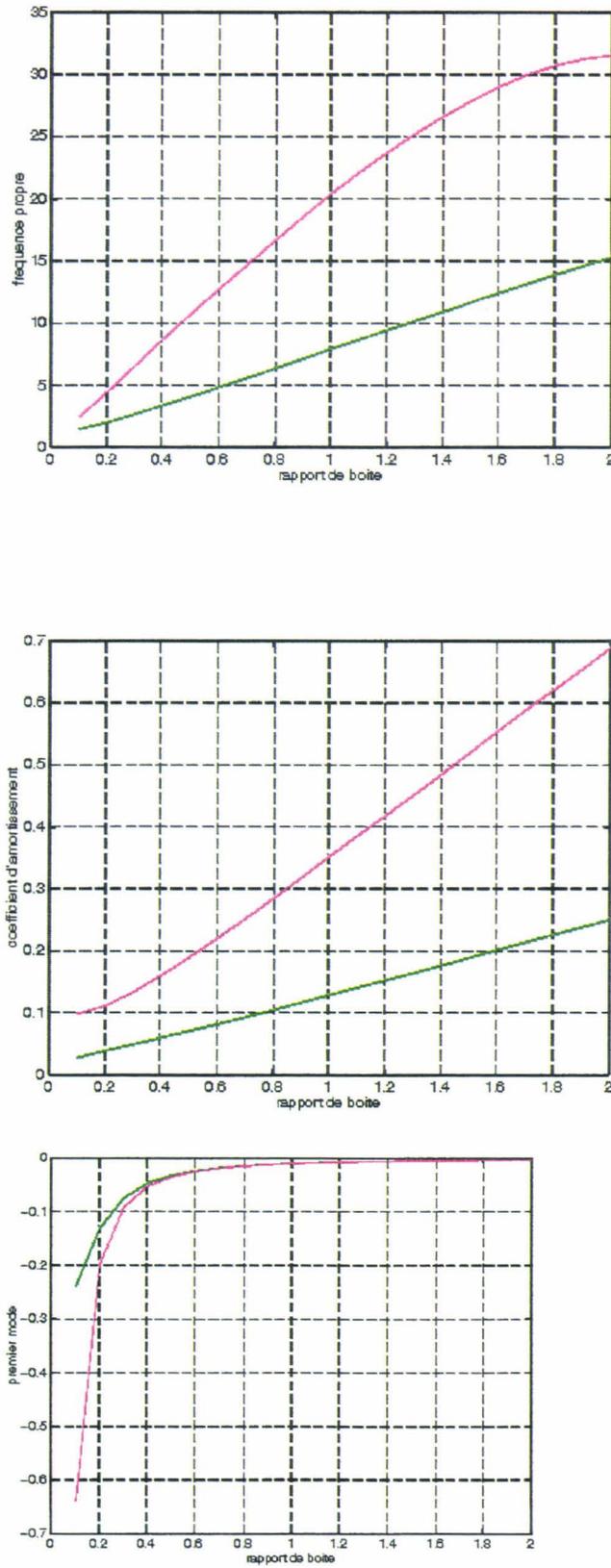


Figure 4.32 : Evolution de la dynamique en fonction du rapport de démultiplication.

Concernant le mode oscillant de la transmission, on constate que la fréquence de résonance ainsi que le coefficient d'amortissement croissent avec le rapport de boîte, quelle que soit la configuration de la friction d'embrayage. Ces résultats permettent de confirmer le fait qu'une discontinuité de couple dans la transmission génère moins d'inconfort sur les rapports de démultiplication élevés. Par ailleurs, on constate que le glissement de l'embrayage provoque un décalage vers le haut des fréquences propres et amortissements. Les conséquences sur le confort sont similaires. Cette propriété sera exploitée pour la commande de l'embrayage.

#### **4.4. Conclusions**

La modélisation phénoménologique a permis de mettre en avant les phénomènes importants de la transmission. Les dynamiques générées dans la transmission ont été retrouvées en simulation et expliquées. Par ailleurs, l'importance des non-linéarités a été soulignée : le jeu comme générateur de discontinuité du couple dans la transmission, le frottement sec comme générateur de l'entrée de commande de la transmission.

Les modèles simplifiés ont permis d'isoler les dynamiques les plus basses, dont le chapitre 2 a montré l'importance pour le confort et l'agrément de conduite. Les modèles simplifiés ont conduit à une formulation mathématique simple qui sera exploitée dans la synthèse de lois de commande, dans le chapitre 6.

Le cheminement à travers ces étapes de la modélisation a surtout permis de constituer une expertise approfondie de la transmission de puissance dans un véhicule.

## Chapitre 5 : modélisation de l'actionneur

### 5.1. Introduction

Nous appellerons actionneur de la transmission le système électro-hydraulico-mécanique assurant la transformation du signal issu du calculateur en la variable de commande du système « transmission », c'est à dire le couple transmis par la friction d'embrayage. Cet ensemble est constitué, comme le montre le schéma de la figure 5.1, d'un distributeur hydraulique piloté électroniquement (servo-valve hydraulique), et du mécanisme d'embrayage.

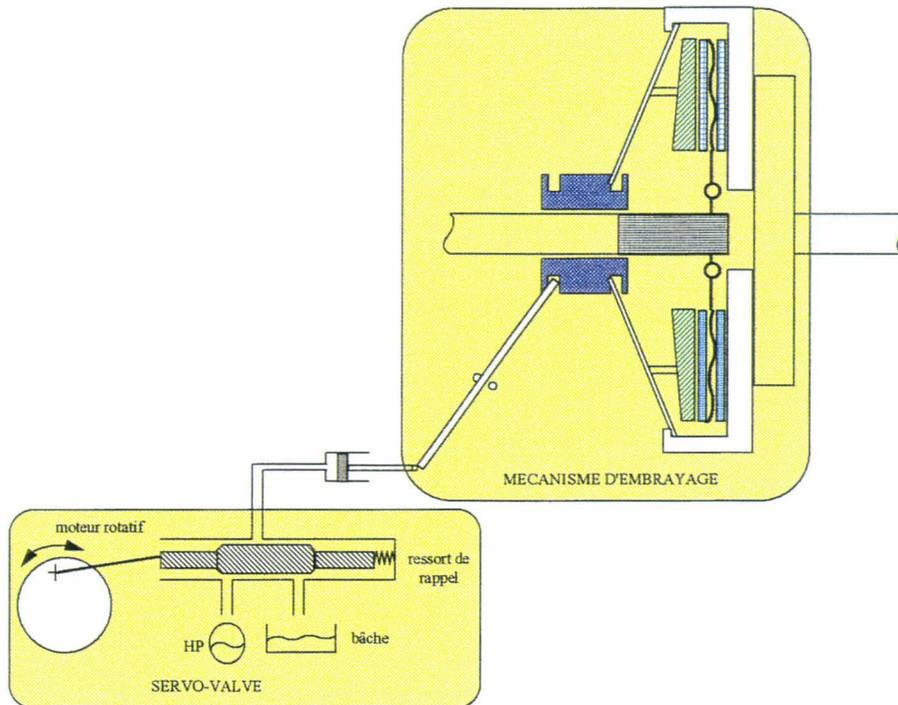


Figure 5.1 : Schéma de l'actionneur

La servo-valve hydraulique est développée dans le cadre d'une collaboration PSA-Thomson et doit réaliser l'objectif de constituer un distributeur hydraulique performant et multi-applications automobiles. Sa modélisation et son étude détaillée ont été réalisées chez PSA par F. Guillemard dans le cadre de la conception d'une suspension active et chez Thomson par T. Stemmelen [STEMMELEN, 96]. On pourra se référer à [GUILLEMARD, 96] pour des détails sur l'étude de cet organe.

Dans ce paragraphe, nous nous contenterons de rappeler les résultats principaux concernant la servo-valve et de préciser les modifications apportées à cet organe afin de l'adapter à la problématique embrayage piloté. Nous aborderons ensuite la modélisation du mécanisme d'embrayage et montrerons comment celui-ci interfère sur le modèle de l'embrayage vu comme fonction de transfert de l'énergie du moteur (chapitre 4 paragraphe 4.2.1).

## 5.2. Modélisation de la servo-valve

### 5.2.1. Introduction

La servo-valve que nous utilisons dans cette application est le fruit d'une collaboration entre PSA Peugeot-Citroën et Thomson. Le souci de réaliser un actionneur automobile multi-applications conduit à un certain nombre de qualités requises.

La rigueur de l'environnement automobile implique tout d'abord des qualités de robustesse bien connues des ingénieurs. La rapidité des commandes à réaliser, ainsi que les efforts importants mis en jeu dans l'automobile, nécessitent que l'actionneur puisse fournir rapidement une puissance importante. Un actionneur rapide, qui plus est, permet en général des commandes moins coûteuses en énergie.

Depuis longtemps, on sait que l'hydraulique est susceptible d'être le vecteur de telles puissances [GUILLON, 70]. L'hydraulique est ainsi utilisée depuis longtemps dans l'assistance au freinage et à la direction par exemple [GUILLEMARD, 94]. L'association de l'électronique à celle-ci a conduit à la réalisation de la servo-valve PSA-Thomson.

### 5.2.2. Description

La figure 5.2 donne le schéma de principe du fonctionnement de la servo-valve. Sur ce schéma, comme dans tous les schémas de ce document, les flèches en gras représentent du transfert de puissance, tandis que les flèches standards représentent du transfert de signal.

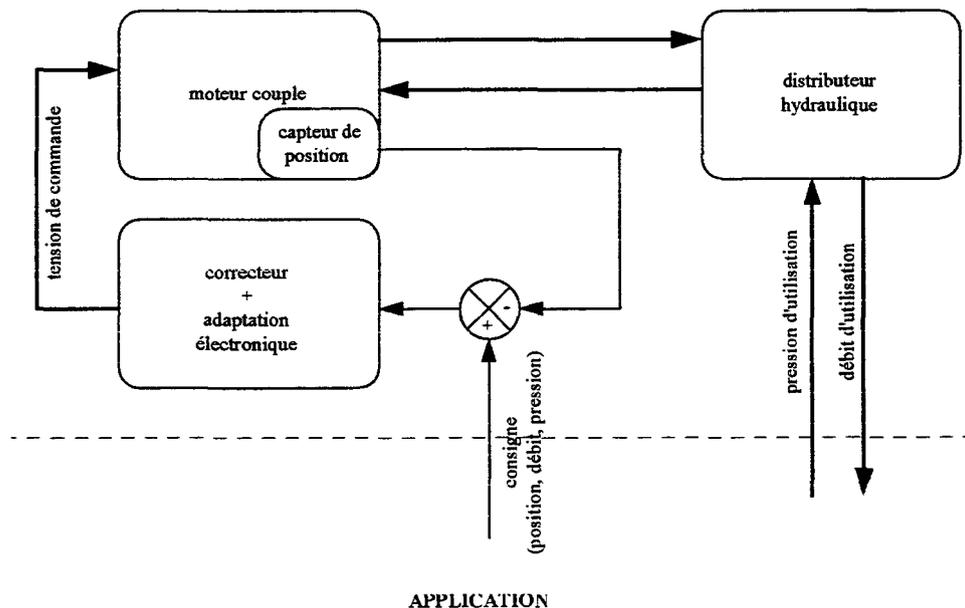


Figure 5.2 : Schéma de principe du fonctionnement de la servo-valve.

On distingue trois entités principales :

- ❑ Un moteur électrique, appelé moteur-couple dimensionné pour produire des couples importants. Ce moteur transforme la tension d'entrée en un débattement angulaire dans une plage de 45°.
- ❑ Un organe hydraulique constitué d'un tiroir mu par le moteur et se déplaçant linéairement dans une chemise. Le tiroir découvre ou recouvre, selon sa position, les orifices de la chemise correspondant à la haute pression, la bâche ou l'utilisation.
- ❑ Une carte électronique asservit la position de l'ensemble moteur rotatif-tiroir hydraulique à une position consigne fournie par le calculateur de l'application considérée. Pour ce faire, la position du moteur est mesurée par un capteur à effet Hall puis comparée à la position consigne, fournie par une partie applicative. Un asservissement de type PID assure le bouclage (voir la thèse de F. Guillemard [GUILLEMARD, 96] ). (Remarque : nous ne nous sommes pas intéressé de près à cet asservissement)

La figure 5.3 donne une coupe du sous-ensemble hydromécanique et fait apparaître les différents éléments décrits.

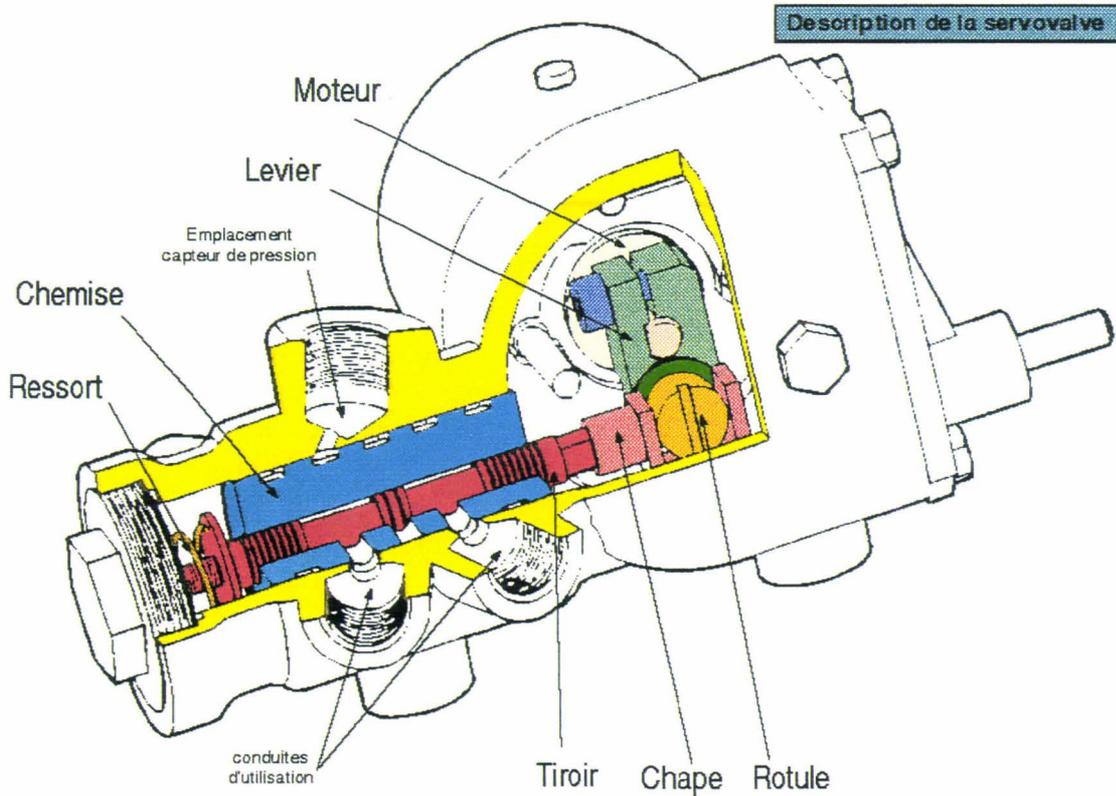


Figure 5.3 : Vue en coupe de la partie hydromécanique de la servo-valve.

La carte électronique est placée dans le carter de la servo-valve, à côté du moteur rotatif. La liaison entre la partie rotative et le tiroir est assurée par une liaison pivot.

### 5.2.3. Modélisation

F. Guillemard, précurseur de l'étude théorique de la servo-valve PSA-Thomson, propose dans un premier temps une étude linéaire et sans hydraulique de celle-ci. Cette première approche conduit à des considérations sur le dimensionnement des différents éléments, électriques ou mécaniques de l'organe, ainsi que de l'asservissement. Il envisage ensuite un modèle plus complet incluant les effets hydrauliques.

En particulier parce que certains effets non linéaires siégeant dans la servo-valve, tels que les forces de jet, se sont montrés prépondérants dans son comportement dynamique, nous nous intéresserons surtout à ce dernier modèle, reproduit figure 5.4.

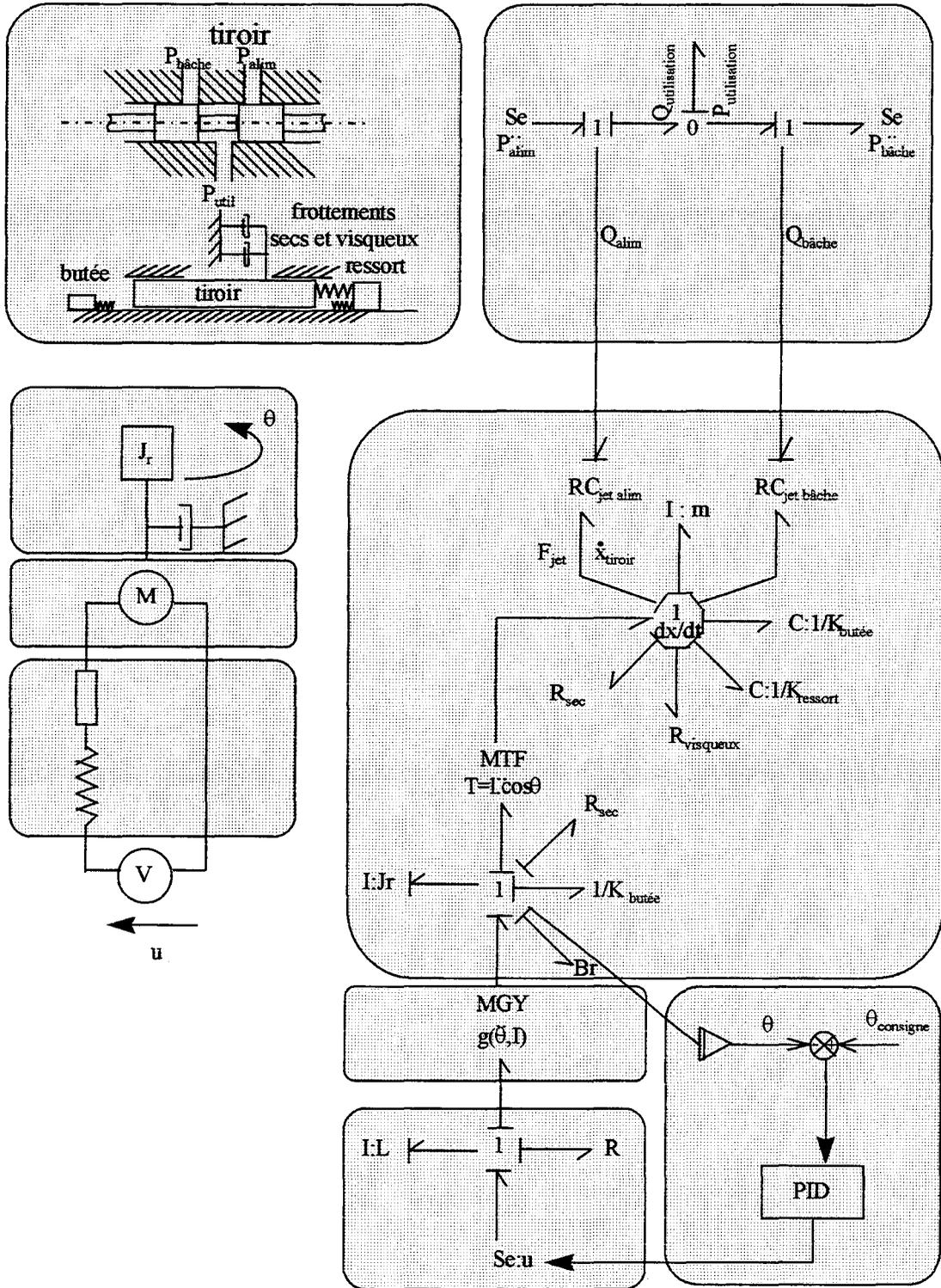


Figure 5.4 : Modèle de la servo-valve avec son hydraulique

Le déplacement  $x$  du tiroir généré par la puissance électrique, commande le débit d'utilisation. L'écoulement du fluide s'effectue à travers la restriction réalisée par le tiroir et les

orifices. Cette restriction est définie par une surface de découvrément dépendant de la position du tiroir  $S(x)$ , ainsi que par la différence de pression à ses bornes  $\Delta P$ , c'est à dire, soit la différence de pression entre alimentation et utilisation, soit la différence de pression entre l'utilisation et la bâche. La loi donnant le débit en fonction de ces paramètres s'écrit :

$$Q = C_q S(x) \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (5.1)$$

où :

- $C_q$  est le coefficient de débit constant en régime turbulent
- $\rho$  est la masse volumique du fluide

La fonction  $S(x)$  dépend de la géométrie du tiroir. F. Guillemard, dans sa thèse, présente les différents types de géométrie possibles ainsi que leur conséquence sur les lois de débit.

Sur le modèle de la figure 5.4, les forces de jet sont représentées comme issues d'éléments RC :

L'ouverture d'un orifice génère un débit. La vitesse du fluide dans la chemise possède une composante orthogonale à l'axe du tiroir. Cette vitesse génère une différence de pression entre le côté du tiroir en contact avec l'orifice ouvert et l'autre côté. Cette différence de pression est à l'origine des forces de jet. Ces forces ont toujours tendance à ramener le tiroir en position fermée et peuvent s'exprimer de la façon suivante :

$$F_{jet} = C_q S(x) |\Delta P| \cos(\gamma) \quad (5.2)$$

où  $\gamma$  est l'angle de jet, c'est-à-dire l'angle réalisé par la vitesse du fluide par rapport à l'axe du tiroir, comme indiqué sur la figure 5.5.  $\gamma$  est une fonction de  $x$  et de  $c$ , jeu entre la chemise et le tiroir supposé constant.

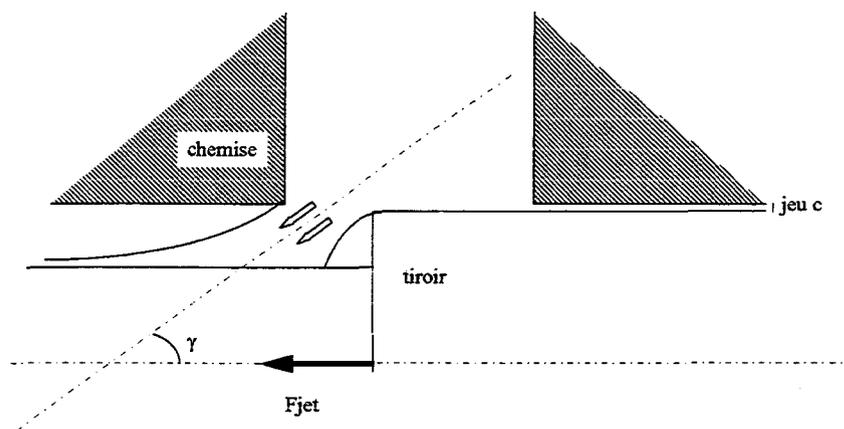


Figure 5.5 : Origine des forces de jet sur le tiroir hydraulique

Les éléments  $RC_{alim}$  et  $RC_{bâche}$  du bond-graph de la figure 5.5 traduisent la dépendance mutuelle des variables  $Q_{alim}$  ( $Q_{bâche}$ ) et  $P_{alim}$  ( $P_{bâche}$ ), et des variables  $x_{tiroir}$  et  $F_{jet}$ .

Par ailleurs, des effets non linéaires prennent place dans le fonctionnement de la servo-valve.

Des frottements secs s'exercent entre le rotor et les paliers, ainsi qu'entre le tiroir et la chemise. Dans le cas où le tiroir reste immobile, le phénomène de collage, dû au retrait du film d'huile entre les surfaces en contact, peut amplifier le frottement sec. Le frottement sec explicité dans le paragraphe 4.2.1.2. concernant la friction d'embrayage a été utilisé dans cette modélisation.

Enfin, la résolution de la boucle algébrique qui se manifeste sur le bond-graph par la présence d'une inertie en causalité dérivée, produit une non linéarité de structure supplémentaire. La résolution formelle de cette boucle algébrique est possible et conduit aux équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x} = T(\theta)\dot{\theta} \\ \ddot{x} = T(\theta)\ddot{\theta} + \dot{T}(\vartheta, \dot{\theta})\dot{\theta} \\ \ddot{\theta} = \frac{(C_r - T(\theta)F_{ri} - mT(\theta)\dot{T}(\vartheta, \dot{\theta})\dot{\theta})}{J_r + mT(\theta)^2} \\ T(\theta) = l\cos(\theta) \\ \dot{T}(\vartheta, \dot{\theta}) = -l\sin(\theta)\dot{\theta} \end{array} \right. \quad (5.3)$$

avec les notations de la figure 5.4 et  $C_r$  représentant la somme des efforts exercés sur le rotor, hors celui venant du tiroir,  $F_{ri}$  représentant la somme des efforts exercés sur le tiroir hors celui venant du rotor.

La seule différence entre la servo-valve utilisée ici et l'application suspension active explicitée par F. Guillemard dans sa thèse, réside dans la caractéristique du ressort de rappel. De façon générale, celui-ci a pour mission de ramener le tiroir dans une position définie dans le cas où l'asservissement électronique ne remplirait plus son rôle. Cette position est souvent liée à des considérations de sûreté de fonctionnement. Dans le cas de l'application suspension active, cette position est la position centrale, c'est à dire que tous les orifices sont fermés par le tiroir, afin que les débits soient nuls et que le véhicule se comporte de façon passive en cas de panne. Le ressort de rappel possède dans ce cas une forte non-linéarité autour de  $x=0$ , position milieu. Dans le cas de notre application, le ressort de rappel tend à ramener le tiroir en position telle que l'utilisation soit en relation avec l'échappement. Cette position conduit l'embrayage à l'état embrayé en cas de panne de l'asservissement électronique. Le ressort de rappel réalisant cette fonction est linéaire dans la zone où les butées ne sont pas concernées, comme le montre sa caractéristique figure 5.6

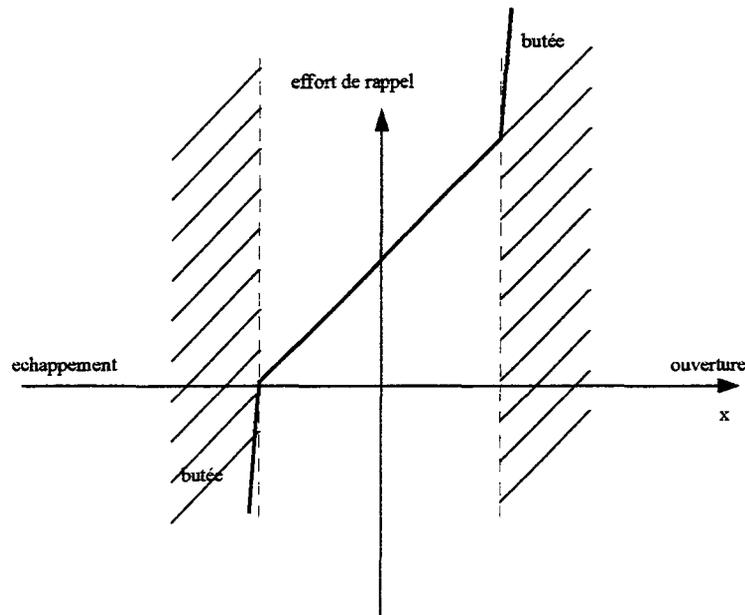


Figure 5.6 : Caractéristique du ressort de rappel avec butées

Nous ne nous intéressons pas ici à la synthèse de l'asservissement. Les travaux précédemment cités propose une commande de type PID de la servo-valve et conduisent aux résultats présentés plus loin. D'autres types de commande ont été envisagés sur des servo-valves. En particulier [HERRERA et al., 91] propose une étude d'asservissement en position par commande adaptative.

#### 5.2.4. Résultats

[GUILLEMARD, 96] donne les résultats de cette modélisation ainsi que des commentaires détaillés sur l'influence des différentes non linéarités que nous avons évoquées. Ces non linéarités rendent difficile une caractérisation dynamique de la servo-valve indépendamment de son application, la réponse de l'organe dépendant fortement des entrées qu'on lui impose.

Les résultats obtenus par la servo-valve dans différentes applications [GUILLEMARD, 94] révèlent des qualités dynamiques rarement atteintes par une électrovanne à coût automobile : une bande passante élevée pour de grands débits. Ces caractéristiques lui confèrent une adaptabilité prometteuse pour l'automobile. Nous verrons par la suite que l'application embrayage piloté confirme ces prétentions.

La figure suivante propose le pseudo-bode de la servo-valve utilisée dans l'application embrayage piloté. L'entrée considérée est une position consigne pour le rotor, soit un angle en radian ; la sortie est l'angle obtenu. La pression d'utilisation est supposée constante et égale à 1 bar.

On constate une fréquence de résonance à 70 Hz environ. Cette résonance est due à la boucle causale liant l'inertie de l'ensemble rotor-tiroir à la « raideur » que réalisent les forces de jet (éléments RC du bond-graph de la figure 5.4).

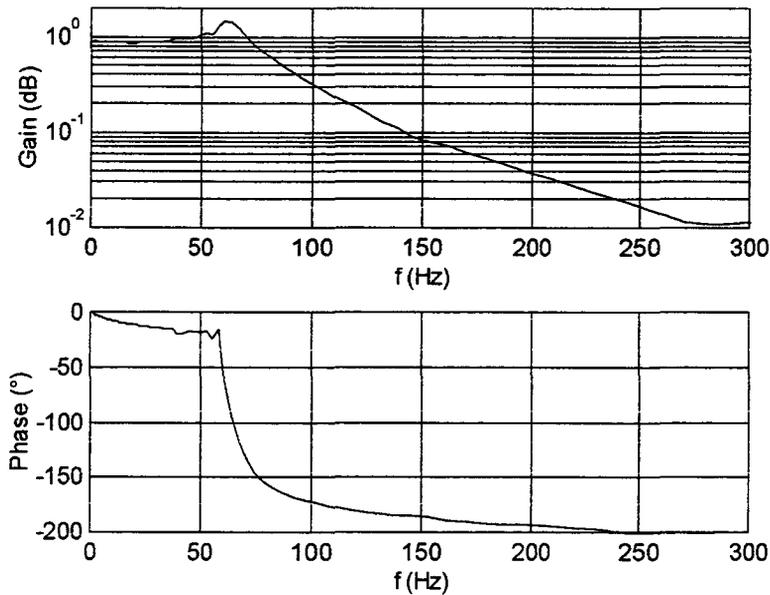


Figure 5.7 : Pseudo-bode de la servo-valve

On constate une résonance importante entre 60 et 70 Hz, confirmée par l'expérience. Jusqu'à 50 Hz, la servo-valve permet de suivre une consigne en débit avec un déphasage acceptable. Cette résonance est celle de l'inertie du tiroir soumise à l'effort de jet (grand devant l'effort du ressort de rappel).

### 5.3. Modélisation du mécanisme d'embrayage

Nous nous sommes donnés pour objectif de réaliser un embrayage piloté adaptable sur un véhicule de tourisme de série. Cette contrainte du cahier des charges nous conduit à utiliser le mécanisme d'embrayage de série sur notre prototype. Les qualités d'adaptabilité que nous nous proposons d'atteindre nous conduisent par ailleurs à réaliser un système relativement robuste vis-à-vis des caractéristiques des différents mécanismes d'embrayage, et ils sont nombreux, pouvant être rencontrés.

Nous proposons ici la modélisation d'un embrayage de type tiré correspondant à notre prototype. La grande dispersion existant sur les mécanismes d'embrayage nous invite à porter notre attention davantage sur la structure du modèle et les généralités pouvant être extraites, que sur les détails quantitatifs.

Le vérin d'embrayage recevant le débit délivré par la servo-valve est inclus dans cette modélisation. Le mécanisme d'embrayage se présente donc comme l'organe transformant le débit, sortie de la servo-valve, en couple transmis par l'embrayage, sortie de l'actionneur et entrée de commande de la transmission.

On présente dans un premier temps les différents éléments bond-graph (correspondant à des entités physiques) qui constituent le modèle complet de l'embrayage comme actionneur. On présente ces éléments dans un repère lié à la boîte de vitesses. On suppose que ces éléments présentent une symétrie de rotation autour de l'axe de rotation de l'embrayage.

### 5.3.1. Les inerties

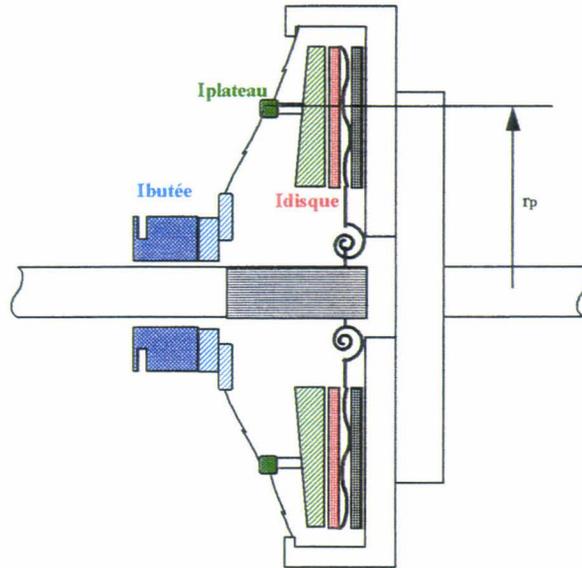


Figure 5.8 : Les inerties considérées dans la modélisation du mécanisme d'embrayage comme actionneur

La butée d'embrayage est constituée de deux inerties en liaison pivot (assurée par un roulement). L'une de ces inerties, solidaire de la fourchette d'embrayage possède un degré de liberté en translation sur l'arbre primaire de boîte. La liaison entre l'arbre primaire et cette inertie est une liaison pivot glissant. La deuxième partie de la butée d'embrayage est solidaire de la rondelle Belleville (diaphragme) pendant les manoeuvres, la liaison étant assurée par une friction. Cette partie de la butée possède deux degrés de liberté, un en rotation, un en translation. L'actionneur électrohydraulique situé en amont pilote la butée en position.

On fait l'hypothèse que le diaphragme est constitué de deux masses circonférentielles liées entre elles par une raideur. La masse située sur la petite circonférence est en contact ponctuelle (ou linéique) avec la butée d'embrayage. On considérera que son inertie s'ajoute à celle de la butée pour former  $I : I_{butée}$ .

Le plateau de pression est en contact linéique avec le diaphragme sur une circonférence de rayon  $r_p$ . On considère que la masse du plateau de pression et celle du diamètre extérieur du diaphragme forment une unique inertie  $I'_{plateau}$ .

Le disque d'embrayage est constitué de deux parties (frictions) séparées par un ressort appelé ressort de progressivité (voir chapitre 1), et du moyeu. Une face de la friction est en contact surfacique avec le volant moteur, l'autre est en contact surfacique avec le plateau de pression. Dans le domaine de fonctionnement qui nous intéresse pour la commande, on peut considérer que ces deux contacts existent toujours, l'effort de contact, normal aux surfaces variant de l'effort nul à un effort maximum dépendant de la caractéristique du diaphragme. Ainsi, on peut faire l'approximation que, dans la dimension qui nous intéresse (actionneur), la masse du plateau de pression, la masse circonférentielle extérieure du diaphragme, et la masse de la demi friction d'embrayage s'ajoutent pour former une unique inertie  $I_{plateau}$ .

Par ailleurs, l'inertie de la deuxième demi friction n'apparaît pas dans le modèle dans la mesure où l'on considère qu'elle est de vitesse nulle suivant l'axe de rotation de l'arbre moteur.

### 5.3.2. Les raideurs

La figure suivante présente sur le schéma de l'embrayage les raideurs considérées dans la modélisation du mécanisme. La mise en jeu de ces raideurs dans l'action de débrayage est schématisée sur cette même figure, en omettant les bras de levier.

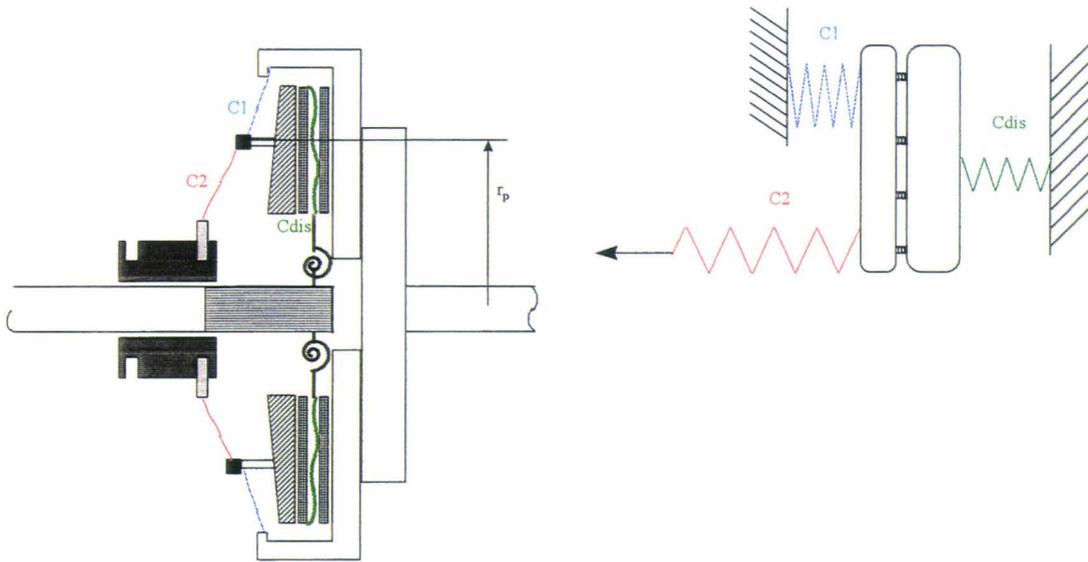


Figure 5.9 : Les raideurs considérées dans la modélisation du mécanisme d'embrayage comme actionneur

Le diaphragme est une rondelle Belleville. Si l'on suppose que les lamelles de la rondelle sont indéformables, le diaphragme présente une élasticité  $C_1$  entre le diamètre extérieur (fixé dans le couvercle) et le diamètre de contact avec le plateau de pression, due à la déformation du matériau au niveau du diamètre extérieur et à la géométrie des lamelles. Cette raideur est fortement non linéaire comme évoqué sur la figure 5.12. Les lamelles sont dans ce cas considérées comme un simple bras de levier entre le déplacement de la butée et le déplacement du plateau de pression. Si l'hypothèse précédente ne peut être faite, l'élasticité des lamelles doit être prise en compte :  $C_2$ . Dans ce cas, on considérera que la déformation sollicitant cette élasticité se situe entre le contact avec la butée (diamètre intérieur) et le contact avec le plateau de pression.

Une tôle ondulée est placée entre les deux parties de la friction du disque, constituant une raideur  $C : C_{dis}$  appelée raideur de progressivité.

A l'état embrayé le diaphragme est déformé : son diamètre extérieur est fixé dans le couvercle en tôle de l'embrayage, tandis que l'ensemble demi friction-plateau de pression impose une déformation au niveau du rayon  $r_p$ . Le diaphragme restitue donc une précontrainte  $E_{dia}$  tandis que la raideur du disque restitue une précontrainte  $E_{dis}$ , permettant de transmettre l'énergie du volant moteur. Ces précontraintes sont dues à la chaîne de cotes du système.

Ces trois raideurs sont non linéaires et ont dû être identifiées grâce à des caractéristiques déplacement-effort relevées sur banc.

Le contact surface-surface entre le plateau de pression et la friction conduit, sur un modèle bond-graph, à une causalité dérivée. Qui plus est, la résolution de la boucle algébrique conséquente, rend impossible l'accès à la force de serrage  $F$ , nécessaire au calcul du couple transmis par l'embrayage (voir paragraphe 4.2.1.2., chapitre 4). La première solution pour lever cette difficulté consiste à introduire une raideur supplémentaire entre ces deux inerties. Cette raideur permet de mettre le modèle en causalité intégrale et restitue la force  $F$  attendue. Elle introduit en outre une dynamique élevée. Une autre solution consiste à considérer que les dynamiques mises en jeu par les raideurs de diaphragme et de plateau sont élevées en regard des phénomènes considérés, et de faire, pour l'inertie  $I_{eq}$  correspondant à la somme des masses du plateau et du demi disque, l'hypothèse du statique. Cette solution correspond à l'utilisation de la méthode des perturbations singulières [DAUPHIN-TANGUY et al., 85]. Ainsi, le modèle est simplifié, en causalité intégrale et l'effort  $F$  est restitué par la raideur  $C_{dis}$  (ou  $C_1$ )

Enfin, notons l'existence d'un jeu, que nous appellerons jeu de friction, et pouvant s'exprimer sur la caractéristique de la raideur  $C_{dis}$ , autour du point de débrayage.

### 5.3.3. Les frottements

La butée glissant sur l'arbre primaire de boîte subit à ce contact l'effort d'un frottement visqueux  $R : R_{bv}$  et celui d'un frottement sec  $R : R_{bs}$ . Le matériau du diaphragme possède en parallèle aux raideurs, des amortissements provoqués par les frottements  $R_1$  et  $R_2$ .

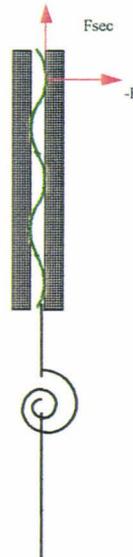


Figure 5.10 : Frottement sec sur le ressort de progressivité

Enfin, comme l'illustre la figure 5.10, des frottements secs prennent place au contact entre les deux demi-frictions et le ressort de progressivité constitué par une tôle ondulée. L'effort introduit, orthogonal aux déplacements considérés, intervient en modifiant la caractéristique de la raideur selon l'axe de déplacement du mécanisme. La figure 5.11 révèle les résultats d'une expérimentation entreprise dans le but de caractériser l'effet de ces frottements secs.

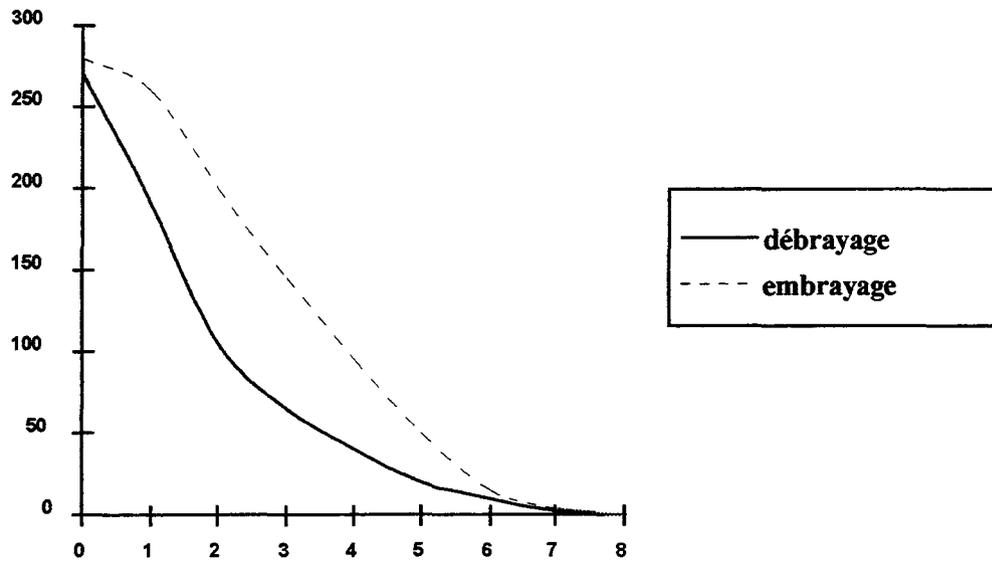


Figure 5.11 : Couple transmis en fonction du déplacement de la butée d'embrayage, relevé expérimental

L'expérience consiste à relever le couple transmis par l'embrayage en glissement constant (statique), en fonction du déplacement de la butée d'embrayage. Il s'agit donc d'une caractérisation du mécanisme d'embrayage dans son ensemble, en statique. La courbe continue est obtenue en déplaçant la butée d'embrayage de la position embrayée (0mm) à la position débrayée (8mm). La courbe en pointillés est obtenue en déplaçant la butée dans l'autre direction. Les déplacements sont effectués très lentement afin de garantir des mesures dans un état statique d'une part, et des conditions isothermes d'autre part. On peut alors supposer que le coefficient de frottement  $\mu$  est constant au cours de l'expérimentation et considérer que le couple transmis est proportionnel à la force de serrage  $F$ . Ainsi, l'expérimentation ne s'effectue pas dans les conditions du fonctionnement normal de la transmission, mais permet de donner une approximation de la caractéristique du ressort de progressivité.

Des tolérances très souples sur le mécanisme de progressivité sont suffisantes à remplir le cahier des charges fonctionnel du mécanisme d'embrayage. Qui plus est, des déformations sensibles des matériaux impliqués s'opèrent au cours du temps. C'est la raison pour laquelle une grande dispersion existe sur cet élément, au sein d'une même famille d'embrayage.

Ainsi, la connaissance de la position de la butée d'embrayage ne suffit pas pour connaître la force de serrage  $F$ , par suite, le couple transmis dans la transmission par la friction d'embrayage. La caractérisation précise du mécanisme d'embrayage est rendue impossible, ce qui imposera à une commande de fortes contraintes de robustesse vis à vis de ces paramètres.

#### 5.3.4. Modèle du mécanisme d'embrayage

La figure 5.12 présente le modèle bond-graph du mécanisme d'embrayage comprenant les éléments décrits, auquel sont associés le vérin et la tringlerie.

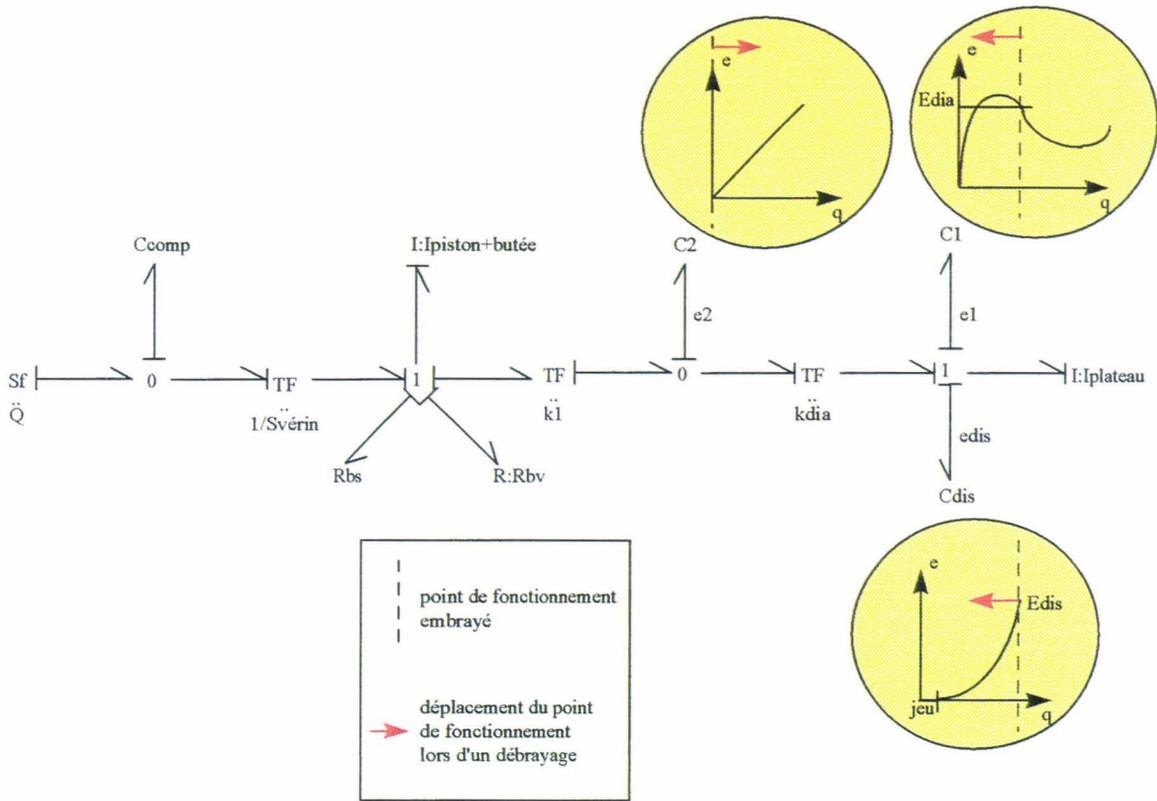


Figure 5.12 : Modèle bond-graph de l'embrayage comme actionneur

Le vérin transforme le débit en vitesse. Cette transformation est représentée par la jonction  $TF : S_{vérin}$ . La jonction  $TF : k_1$  représente le bras de levier mécanique entre le piston du vérin et la butée d'embrayage. Ce bras de levier est supposé rigide,  $k_1$  est donc une constante dépendant de l'implantation de l'actionneur. Les inerties du piston de vérin et de la butée d'embrayage sont rassemblées en une inertie équivalente  $I_{piston+butée}$ . La jonction  $TF : k_{dia}$  représente le bras de levier assuré par le diaphragme d'embrayage.

Les caractéristiques des différentes raideurs prises en compte dans le modèle sont évoquées. Lors d'un débrayage, les efforts  $\frac{e_2}{k_{dia}}$  et  $e_1$  tendent à se compenser tandis que  $e_{dis}$  décroît. L'état complètement débrayé correspond à  $e_{dis}=0$ .

### 5.3.5. Les résultats

L'étude en simulation du modèle d'embrayage décrit ci-dessus montre que sa dynamique n'est pas limitante pour l'ensemble de l'actionneur (bande passante bien supérieure à celle de la servo-valve).

En pratique, les incertitudes et imprécisions que nous avons mises en évidence pèseront donc d'un poids plus lourd sur la synthèse d'une commande que les limitations dynamiques.

#### 5.4. La mise en boucle fermée de l'actionneur

L'actionneur, ainsi constitué de la servo-valve et du mécanisme d'embrayage en série, répond à une consigne en position de rotor par un débit d'utilisation, donc par une vitesse de la partie mobile du vérin. L'adaptation de cet actionneur à notre application passe par la réalisation d'une boucle d'asservissement en position du vérin. La figure 5.2 peut être complétée par une partie applicative de premier niveau :

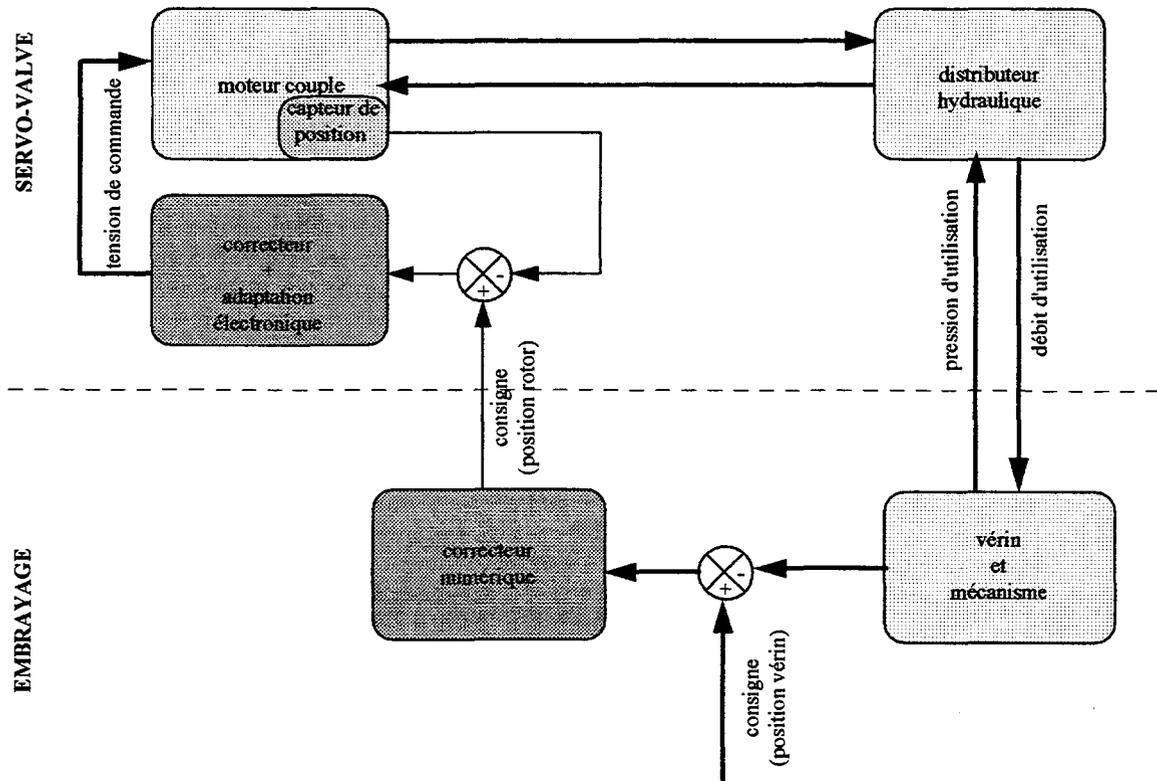


Figure 5.13 : Deux boucles d'asservissement sur l'actionneur

Dans la suite du document, nous appellerons boucle primaire la boucle analogique intégrée à la servo-valve et réalisant l'asservissement du rotor en position. Nous appellerons boucle secondaire la boucle de régulation numérique réalisant l'asservissement de position du vérin d'embrayage.

Le correcteur utilisé pour réaliser l'asservissement en position du vérin d'embrayage est de type PID. Les fortes non linéarités, de la servo-valve comme du mécanisme d'embrayage, interdisent un réglage formel de ce PID. Les méthodes heuristiques, comme l'algorithme de Monte-Carlo [POTVIN, 1993] permettent en simulation d'optimiser le jeu de paramètres de la commande par itération successives. La solution obtenue est valable pour une sollicitation donnée. La recherche de ces paramètres pour plusieurs sollicitations permet de trouver rapidement un compromis satisfaisant.

L'étude d'un correcteur plus performant n'a pas été envisagée dans la mesure où les performances obtenues par l'actionneur ainsi bouclé satisfont aux exigences de notre application.

La dynamique élevée de la boucle primaire interne à la servo-valve contribue à la simplicité de mise en oeuvre de cet asservissement externe. D'autre part, il paraît judicieux d'entreprendre une optimisation de cette boucle secondaire lorsque seront figés l'ensemble des paramètres, électroniques, mécaniques ou hydrauliques de la servo-valve encore en étude.

La fonction de transfert réalisée par l'actionneur ainsi constitué entre une position consigne de vérin et une position réelle de vérin est caractérisée dynamiquement par le pseudo-bode de la figure 5.14.

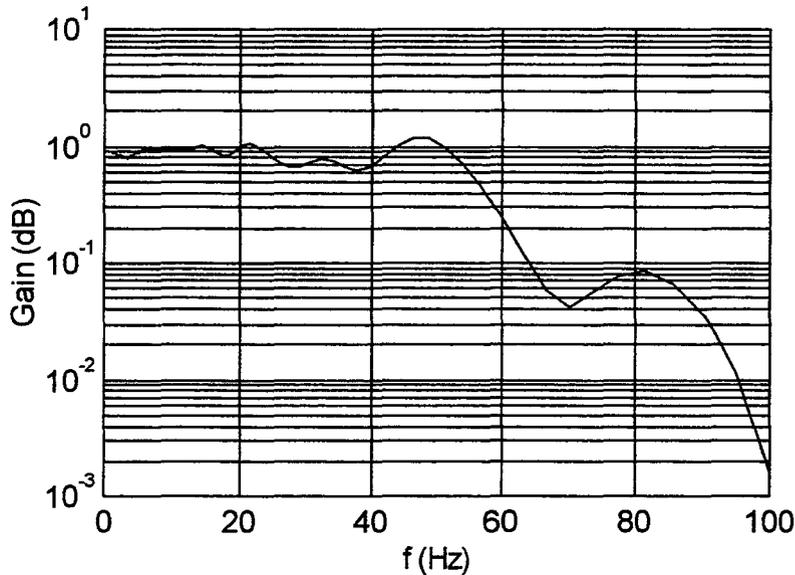


Figure 5.14 : Réponse à des échelons de consigne de l'actionneur

L'asservissement simple choisi permet de constater un bon comportement dynamique de l'actionneur. La bande passante supérieure à 50 Hz est en particulier bien supérieure à celle obtenue par les actionneurs aujourd'hui utilisés dans l'automobile.

## 5.5. Conclusion de la modélisation de l'actionneur

Les fortes non-linéarités rencontrées dans la partie de l'actionneur située entre la sortie du calculateur et la position vérin, ainsi que la nécessité d'une grande robustesse de l'actionneur, imposent qu'une boucle d'asservissement secondaire assure la position du vérin avec rapidité et précision. Les performances de la servo-valve évoquées dans le paragraphe 5.2.4. permettent de conclure à la satisfaction de cette exigence.

En revanche, la variable de sortie de notre actionneur, c'est-à-dire la force de serrage  $F$ , ne fait pas l'objet d'un asservissement en boucle fermée et est la réponse en boucle ouverte de la partie mécanique de l'actionneur à une position de vérin. Or, l'étape de modélisation du mécanisme d'embrayage a mis en évidence de nombreuses non-linéarités ainsi, surtout, que les grandes incertitudes sur la quantification des éléments du modèle du mécanisme d'embrayage.

La maîtrise imparfaite de la variable de sortie de l'actionneur, par suite de la variable d'entrée du système à commander conduit à envisager une commande de la transmission possédant de grandes qualités de robustesse.

### **Troisième partie : commande**

## Introduction à la troisième partie

La première partie a permis de donner les objectifs et quelques spécifications pour l'embrayage piloté. L'importance des critères de coût et d'adaptabilité y a été soulignée, puis des critères de qualité, en termes de confort et d'agrément de conduite, ont précisé le cadre de la conception de l'embrayage piloté.

La seconde partie, après avoir explicité une méthodologie générale de conception de systèmes automobiles automatisés, a permis d'extraire les modèles du système à commander, ainsi que ceux de l'actionneur, nécessaires à la compréhension et à la simulation du fonctionnement d'une transmission pilotée.

La troisième partie reprend les modèles simplifiés afin de développer les lois de commande permettant d'atteindre les objectifs de confort et d'agrément de conduite fixés. Le chapitre 6 aborde la commande d'un point de vue théorique et définit les architectures de commande.

Le traitement de l'à-coup de réattelage constitue à cet égard une problématique intéressante et servira de base à l'étude des principes de commande. Le confort, impliquant directement la dynamique du système « transmission », sera donc privilégié dans cette recherche.

Le chapitre 7 introduira les contraintes supplémentaires, liées en particulier à la recherche d'un bon agrément de conduite dans les différentes situations d'utilisation de la transmission. Il permettra de préciser les lois de commande de l'embrayage piloté. Les résultats de simulation et d'essais sur prototype seront présentés, qui permettront de valider l'étude.

## Chapitre 6 : Les principes de la commande

### 6.1. Introduction

Le chapitre 2 de ce document a montré que la recherche de qualité d'une transmission automatisée ou semi-automatisée, comme c'est le cas pour l'embrayage piloté, donnait lieu à deux problématiques : celle du confort et celle de l'agrément de conduite.

Le confort est très lié à la dynamique, donc à la physique de la transmission, tandis que l'agrément de conduite appelle en premier lieu des critères subjectifs liés à des dynamiques lentes du véhicule. Cette réflexion nous amène à distinguer ces deux problématiques et à privilégier, dans la recherche d'un principe de commande, celle concernant le confort. Des grands principes physiques seront extraits de cette étude. La prise en compte de l'agrément de conduite interviendra dans un deuxième temps et interpellera la commande sur des dynamiques beaucoup plus lentes. Cet aspect de la commande sera abordé dans le chapitre suivant.

Nous avons vu, dans le chapitre 2, paragraphe 2.2.3.1., que les changements de vitesse et les discontinuités de couple dans la transmission, liées aux à-coups sur la pédale d'accélérateur, excitaient le mode lent de la transmission et par suite étaient particulièrement générateurs d'inconfort. Nous porterons un regard particulier, dans cette phase de l'élaboration des lois de commande, sur le traitement de l'à-coup, qui constitue le problème de commande le plus délicat.

Ce chapitre extrait des règles issues de l'analyse des modèles de commande. Nous verrons comment ces règles peuvent être mises en oeuvre à travers différentes stratégies de commande, et comment les contraintes de non-linéarité et d'incertitude sur l'actionneur et le système, ainsi que les contraintes du cahier des charges, nous guident vers le choix d'une stratégie particulière.

La stabilité et la robustesse de la commande proposée pour le traitement de l'à-coup sont analysées. Une première approche consiste à utiliser le modèle de commande linéaire et à réaliser une étude formelle. En deuxième approche, les modèles complets de la transmission pilotée sont utilisés pour réaliser l'étude en simulation.

### 6.2. Architecture de commande

#### 6.2.1. Rappel des contraintes produit et système

La commande de la transmission est guidée par un certain nombre de contraintes, certaines issues du cahier des charges automobile que nous nous sommes défini, d'autres imposées par les caractéristiques du système.

### 6.2.1.1. Les contraintes fonctionnelles

L'objectif d'un automatisme à prix bas nous conduit, entre autres, à limiter le choix des capteurs que nous utilisons. Le schéma de la figure 1.18, montre la présence de deux capteurs sur des variables de sortie du système transmission :

- le capteur de vitesse moteur,
- le capteur de vitesse véhicule.

Nous constatons, par contre qu'il n'existe pas de capteur du couple moteur. **Le couple moteur a été présenté dans le chapitre 4, comme une perturbation du système transmission.** La non connaissance de cette perturbation est une difficulté dans la réalisation de la commande.

Nous constatons également que les capteurs installés ne permettent pas la mesure directe du glissement d'embrayage. Cette information est pourtant essentielle dans la mesure où un glissement indique que le système est commandé, tandis que le collage correspond à un état non-commandable du système. Nous verrons dans la suite comment nous tenterons de pallier cette difficulté.

### 6.2.1.2. Les contraintes liées au système

La friction d'embrayage possède une caractéristique fortement non-linéaire. C'est pourtant à travers cette friction que la transmission est commandée puisque le couple transmis par celle-ci constitue, comme nous l'avons précisé, l'entrée de commande du système à piloter. Cette non-linéarité rend la transmission non commandable lorsque l'embrayage est collé (vitesse de glissement nulle), puisque la variable de commande n'apparaît pas dans les équations (4.16). Or l'embrayage, en fonctionnement normal, est collé. Nous verrons comment, dans certaines conditions, il sera possible de gérer cette contradiction.

La deuxième difficulté mise en avant par les modèles, réside dans les incertitudes et non-linéarités de l'actionneur. On a vu comment la mise en boucle fermée de l'ensemble servo-valve-mécanisme d'embrayage permettait le contrôle de la position du vérin d'embrayage. En revanche, la fonction de transfert entre cette position et le couple transmis par l'embrayage, variable de commande de la transmission, constatée sur banc (fig. 5.11), fait apparaître une forte non-linéarité ainsi qu'une grande incertitude.

Remarquons une fois encore, que cette dernière difficulté est liée au critère de faible coût que nous entendons respecter pour l'automatisme embrayage piloté. En effet, il eût été possible d'installer, au niveau du disque d'embrayage par exemple, un capteur d'effort de serrage. Cette information aurait permis une bonne estimation de la variable de commande et facilité la conception de l'asservissement.

## 6.2.2. Architecture de la commande

### 6.2.2.1. Une architecture hiérarchisée

Le chapitre 5 conclut sur l'architecture de l'actionneur et met en évidence deux boucles d'asservissement. L'association du système à piloter et de l'actionneur conduit à l'architecture de commande complète présentée sur le schéma de la figure 6.1.

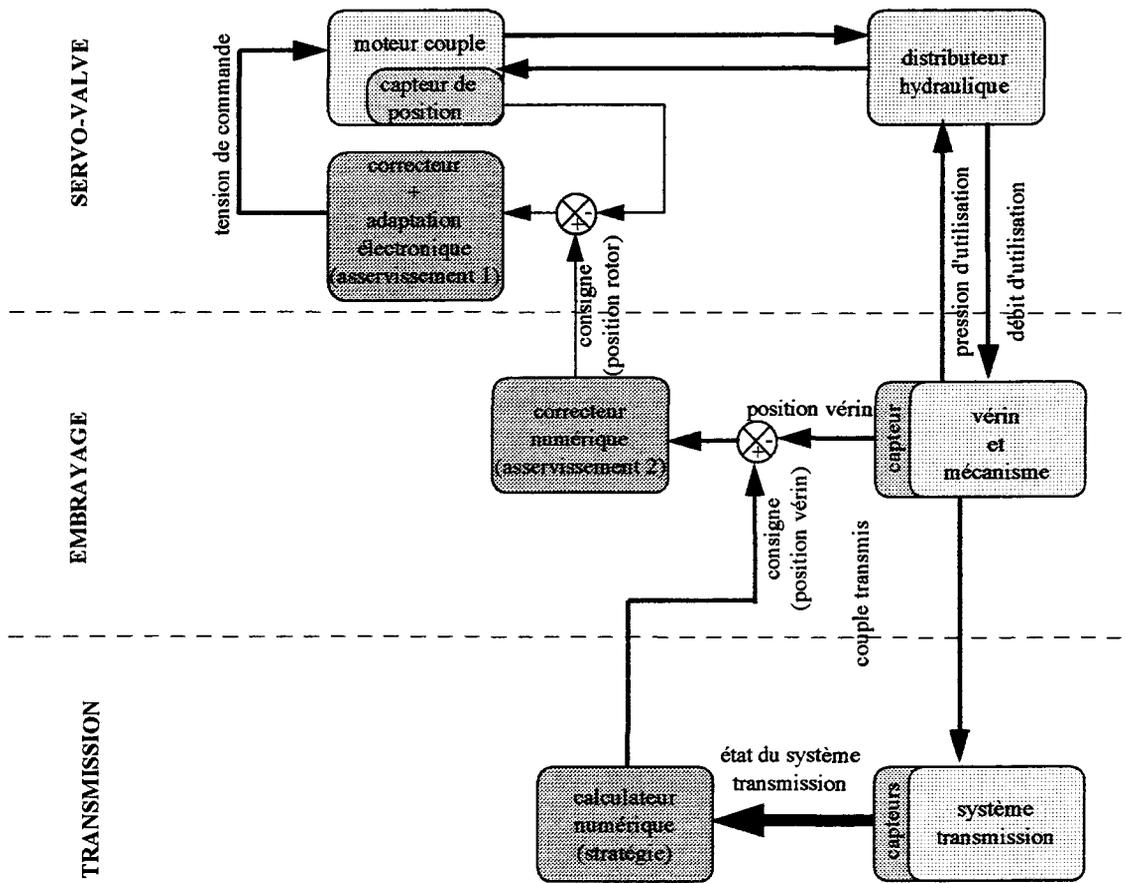


Figure 6.1 : Schéma de l'architecture de commande

Ce schéma fait apparaître trois niveaux hiérarchiques :

- l'organe servo-valve,
- l'actionneur,
- le système.

A chacun de ces niveaux physiques correspond un étage de commande. L'organe servo-valve est piloté par une boucle primaire d'asservissement, l'actionneur embrayage est piloté par une deuxième boucle d'asservissement, dite partie applicative de premier niveau. Enfin, la troisième boucle introduite au niveau système transmission est une boucle de stratégie. C'est la partie applicative de deuxième niveau de la commande.

### 6.2.2.2. Les deux premiers niveaux de la commande

Les deux premières boucles d'asservissement de la commande complète réalisent l'asservissement de la position du vérin d'embrayage. Ces deux boucles de commande ont été présentées sans justification précise dans le chapitre précédent, consacré à la modélisation de l'actionneur. Rappelons en effet que dans le cadre de l'ingénierie système, rappelée en introduction, nos travaux se sont portés essentiellement sur la couche la plus externe de la commande d'un embrayage piloté, devant réaliser les attentes client.

Notons cependant, concernant la partie asservissement de la commande, qu'il est possible d'envisager l'asservissement de la grandeur position du vérin d'embrayage, en une boucle de commande seulement. Le choix de l'architecture de commande en deux boucles d'asservissement est guidé par la volonté de faire de la servo-valve un actionneur multi-applications. Un asservissement propre de la position de son rotor est dans ce cadre intéressant. La question de l'amélioration des caractéristiques dynamiques de l'actionneur par un asservissement global de l'état du système « servovalve+vérin d'embrayage » reste cependant posé.

### 6.2.2.3. Le niveau stratégique de la commande

Le niveau stratégique de la commande est directement « responsable » du niveau de confort et d'agrément de conduite procuré par le système embrayage piloté (voir chapitre 2). Il est également à l'origine de spécifications techniques pour les niveaux inférieurs de la commande. Il est intéressant à ce double titre pour le constructeur de maîtriser ce niveau de la commande. (En revanche, les niveaux inférieurs de la commande, moins stratégiques du point de vue du constructeur automobile, pourront être confiés à la sous-traitance).

Cette partie applicative de la commande a la charge de calculer, en fonction de l'état du système, une consigne de position vérin. La notion d'état du système est entendue ici au sens large. Le fonctionnement de la transmission est discontinu, les discontinuités étant données par la volonté du conducteur de changer de vitesse, de s'arrêter ou de démarrer. Le fonctionnement de l'embrayage ne peut, dans ces conditions, être donné par une fonction continue des variables d'état du système transmission. Certaines informations booléennes en particulier, permettent de déduire les intentions du conducteur de changer de vitesse ou de s'arrêter, modifiant les lois utilisées dans le calcul de la position de vérin consigne.

Ainsi, le contrôle d'événements discrets (action sur le levier de vitesse, freinage,...), correspondant aux différentes situations de fonctionnement de la transmission, conduit au choix d'une loi de commande parmi plusieurs possibles, ce qui peut être représenté par le schéma de la figure 6.2.

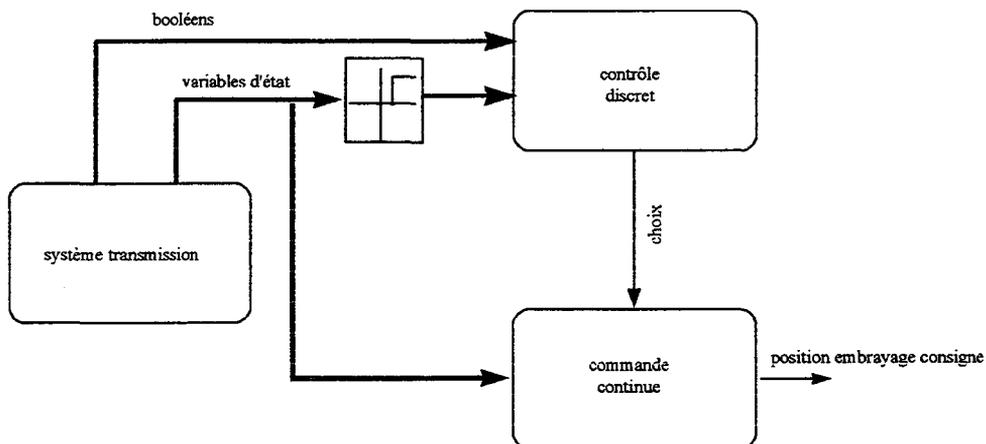


Figure 6.2 : Organisation du niveau stratégique de la commande

Les booléens peuvent être issus directement d'informations données par des capteurs discrets (connecteurs par exemple), mais peuvent être également données par le franchissement de seuils par des variables d'état continus de la transmission.

La commutation d'une loi de commande à une autre doit conserver la continuité de la consigne en position vérin qu'elle produit.

### 6.3. Principe de la commande

Ce paragraphe reconsidère les modèles de l'actionneur et du système à commander dans la perspective de la synthèse d'une commande. L'étude particulière du confort nous conduit à bâtir quelques principes de commande permettant de limiter les oscillations constatées lors d'une discontinuité de couple dans la transmission.

Nous verrons l'influence des conditions initiales sur la réponse temporelle du système « transmission » lorsque l'embrayage est collé. Nous verrons également comment une commande, effective lors du glissement de la friction, peut amener l'état du système dans les conditions favorables à un recollage générant des oscillations de faibles amplitudes.

Ces principes seront mis en oeuvre à travers différentes lois de commande adaptées aux différentes situations de fonctionnement de la transmission.

#### 6.3.1. Hypothèses et notations

##### 6.3.1.1. Ordres de grandeurs

Les principes de commande sont basés sur les considérations faites sur le modèle de commande. Outre une manipulation mathématique formelle simple, l'extraction de principes de commande nécessite la prise en compte d'un certain nombre d'hypothèses concernant les paramètres du modèle de commande.

Ces hypothèses sont qualitatives et n'entravent pas l'aspect général de la synthèse de commande. Elles sont, en effet, conservées pour tout véhicule de tourisme. En utilisant les notations définies dans les parties précédentes :

$$I_{\dot{a}is} \ll I_{vol} \quad (6.1)$$

$$I_{vol} \ll I_{veh} \quad (6.2)$$

Par ailleurs, nous supposerons au cours de cette étape que l'actionneur est parfait, c'est à dire d'une part que les dynamiques qu'il introduit dans le système commandé sont suffisamment élevées et stables pour être négligées, d'autre part qu'il existe une relation linéaire entre la position du vérin d'embrayage  $pv$  et le couple transmissible par la friction  $C_{tre}$  :

$$C_{tre} = k \cdot pv \quad (6.3)$$

où  $pv$  désigne la position du vérin.

Des hypothèses supplémentaires seront faites par la suite, en fonction des différentes situations de fonctionnement considérées.

### 6.3.1.2. Notations

Soit  $\omega_{gl}$  la vitesse de glissement de la friction définie par :

$$\omega_{gl} = \omega_{vol} - \omega_{dis} \quad (6.4)$$

Soient :

- $t_e$  l'instant d'occurrence de l'échelon de couple moteur,
- $t_0$  l'instant initial d'intégration des équations d'état.

On appelle et on note l'échelon de couple positif un couple de la forme :

$$C_{mot} = C_{mot0} \cdot \Gamma_{t_e}(t) \quad (6.5)$$

- où  $C_{mot0}$  est un réel positif, amplitude de l'échelon, et :
- $\Gamma_{t_e}(t) = 1$  si  $t > t_e$
- $\Gamma_{t_e}(t) = 0$  sinon

De même pour l'échelon de couple négatif un couple de la forme :

$$C_{mot} = -C_{mot0} \cdot \Gamma_{t_e}(t) \quad (6.6)$$

## 6.3.2. Rappel et analyse des modèles de commande

### 6.3.2.1. De la continuité des variables d'état

Le chapitre 4 donne une formulation mathématique du modèle de commande directement issue des modèles bond-graphs. La formulation montre une discontinuité de l'équation au moment du passage entre les états collé et glissant de la friction.

Le choix des variables d'état utilisées dans la formulation peut s'avérer important. En particulier, la relation :

$$p_{eqi} = I_{eqi} \omega_{eqi} \quad i \in \{c, g\} \quad (6.7)$$

montre qu'au passage de collage à glissement (ou inversement), l'une au moins des deux variables  $p_{eqi}$  ou  $\omega_{eqi}$  est discontinue.

Or, des considérations énergétiques permettent de montrer la continuité de la variable  $\omega_{eqi}$ .

#### Proposition :

Au passage du fonctionnement collé au fonctionnement glissant de l'embrayage (ou inversement) la vitesse du disque d'embrayage est continue.

#### Preuve :

Nous prenons l'exemple de la commutation de l'état glissant à l'état collé. Pour ce faire, on considère le système constitué des deux éléments en contact c'est-à-dire le disque d'embrayage

et le volant moteur, auxquels on applique la conservation d'énergie entre l'instant  $t_c - \varepsilon$  et l'instant  $t_c + \varepsilon$ .

Les énergies mises en jeu sont :

- l'énergie du système considéré  $E_c$ ,
- les énergies apportées par l'extérieur : énergie apportée par le moteur  $E_m$ , énergie apportée par la raideur située en aval du disque d'embrayage  $E_k$ ,
- l'énergie dissipée dans la friction  $E_d$ .

On a :

$$E_c(t_c + \varepsilon) - E_c(t_c - \varepsilon) = \Delta E_m + \Delta E_k - \Delta E_d \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}(I_{\text{dis}} + I_{\text{vol}})\omega_{\text{dis}}^2(t_c + \varepsilon) - \frac{1}{2}I_{\text{dis}}\omega_{\text{dis}}^2(t_c - \varepsilon) - \frac{1}{2}I_{\text{vol}}\omega_{\text{vol}}^2(t_c - \varepsilon) \\ & = \int_{t_c - \varepsilon}^{t_c + \varepsilon} C_{\text{mot}}\omega_{\text{vol}}(\tau) + k_r q_r(\tau)\omega_{\text{dis}}(\tau) - C_{\text{tr}}(\omega_{\text{vol}}(\tau) - \omega_{\text{dis}}(\tau))d\tau \end{aligned} \quad (6.9)$$

On suppose que pendant la durée courte que l'on considère, le couple transmis par l'embrayage  $C_{\text{tr}}$  est constant, de même que le couple moteur. On note en outre :

$$\omega_{\text{dis}} = \omega_{\text{vol}} + \delta\omega \quad (6.10)$$

On peut alors écrire :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2}(I_{\text{dis}} + I_{\text{vol}})\omega^2(t_c + \varepsilon) - \frac{1}{2}(I_{\text{dis}} + I_{\text{vol}})\omega_{\text{dis}}^2(t_c - \varepsilon) - I_{\text{vol}}\omega_{\text{dis}}(t_c - \varepsilon)\delta\omega(t_c - \varepsilon) \\ & - \frac{1}{2}I_{\text{vol}}\delta\omega^2(t_c - \varepsilon) = \int_{t_c - \varepsilon}^{t_c + \varepsilon} (C_{\text{mot}}\omega_{\text{vol}}(\tau) + k_r q_r(\tau)\omega_{\text{dis}}(\tau) - C_{\text{tr}}(\omega_{\text{vol}}(\tau) - \omega_{\text{dis}}(\tau)))d\tau \end{aligned} \quad (6.11)$$

Il apparaît que l'expression sous le signe intégral est bornée ; soit  $P_M$  une constante majorant la valeur absolue de cette expression :

$$\begin{aligned} & \left| \frac{1}{2}(I_{\text{dis}} + I_{\text{vol}})\omega_{\text{dis}}^2(t_c + \varepsilon) - \frac{1}{2}(I_{\text{dis}} + I_{\text{vol}})\omega_{\text{dis}}^2(t_c - \varepsilon) + I_{\text{vol}}\omega_{\text{dis}}(t_c - \varepsilon)\delta\omega(t_c - \varepsilon) - \frac{1}{2}I_{\text{vol}}\delta\omega^2(t_c - \varepsilon) \right| \\ & \leq 2P_M\varepsilon \end{aligned} \quad (6.12)$$

En faisant tendre  $\varepsilon$  vers 0, et en négligeant les termes du premier et du second ordre en  $\delta\omega$ , la formule (6.12) conduit à :

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[ \frac{1}{2}(I_{\text{dis}} + I_{\text{vol}})(\omega_{\text{dis}}(t_c - \varepsilon) + \omega_{\text{dis}}(t_c + \varepsilon))(\omega_{\text{dis}}(t_c - \varepsilon) - \omega_{\text{dis}}(t_c + \varepsilon)) \right] = 0 \quad (6.13)$$

qui permet de conclure à la continuité de la vitesse du disque d'embrayage, donc de  $\omega_{\text{eqi}}$ , au moment du collage.

### 6.3.2.2. Une mise en équation d'état adaptée

La remarque du paragraphe précédent nous invite à formuler l'équation d'état du modèle simplifié, en prenant comme variable d'état :

$$x = \begin{pmatrix} \omega_{eq} \\ \omega_r \\ q_r \end{pmatrix} \quad (6.14)$$

Il vient alors, en adoptant le même principe que pour la formulation issue du bond-graph (voir chapitre 4, paragraphe 4.3.3.) et en utilisant une notation réduite :

$$\dot{x}_i = A_i x_i + B_i u + G_i p \quad i \in \{c, g\} \quad (6.15)$$

$$A_i = \begin{pmatrix} -\frac{R_{eqi} + R_{trr}}{I_{eqi}} & \frac{R_{trr}}{I_{eqi}} & -\frac{k_{trr}}{I_{eqi}} \\ \frac{R_{trr}}{I_{vehr}} & -\frac{R_{vehr} + R_{trr}}{I_{vehr}} & \frac{k_{trr}}{I_{vehr}} \\ 1 & -1 & 0 \end{pmatrix} \quad (6.16)$$

$$B_i = \begin{pmatrix} \frac{m_i}{I_{eqi}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6.17)$$

$$G_i = \begin{pmatrix} \frac{1 - m_i}{I_{eqi}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6.18)$$

où  $m_c=0$  et  $m_g=1$ .

#### Remarque :

La troisième variable d'état  $q_r$  permet une bonne estimation de l'accélération de la caisse. En effet, on a :

$$I_{vehr} \dot{\omega}_{vehr} = k_r q_r - R_{vehr} \omega_{vehr} \quad (6.19)$$

Dans la plupart des cas, et en particulier dans la phase transitoire succédant à un échelon de couple moteur, l'effort résistant est négligeable devant l'effort fourni par la raideur de transmission. Il existe donc une relation étroite entre l'accélération du véhicule et l'effort de transmission.

### 6.3.2.3. Commandabilité

Lorsque la friction d'embrayage est collée, le vecteur de commande  $B_c$  est nul et le système est non commandable. En revanche, le vecteur de perturbation  $G_c$  est non-nul, et montre que la transmission peut être perturbée par une discontinuité du couple moteur.

Lorsqu'il y a glissement de la friction, la mise en causalité dérivée du bond-graph de la figure 4.10 du chapitre 4 montre que tous les éléments I et C sont en causalité dérivée et qu'il existe un lien causal entre ces éléments et l'entrée de commande  $S_e : C_{tr}$ , ce qui permet de conclure à la commandabilité structurelle du modèle.

Le calcul de la matrice de commandabilité du modèle transmission permet de mettre en évidence une valeur particulière des coefficients pour laquelle le modèle transmission n'est plus commandable :

$$C_{A_g B_g} = \begin{bmatrix} B_g & A_g B_g & A_g^2 B_g \end{bmatrix} \quad (6.20)$$

soit :

$$C_{A_g B_g} = \frac{1}{I_{egg}} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{R_{egg} + R_{trr}}{I_{egg}} & \left(\frac{R_{egg} + R_{trr}}{I_{egg}}\right)^2 + \frac{R_{trr}^2}{I_{egg} \cdot I_{vehr}} + \frac{k_{trr}}{I_{egg}} \\ 0 & \frac{R_{trr}}{I_{vehr}} & -\frac{R_{trr}}{I_{egg}} \left[ \left(\frac{R_{egg} + R_{trr}}{I_{egg}}\right) + \left(\frac{R_{vehr} + R_{trr}}{I_{vehr}}\right) \right] + \frac{k_{trr}}{I_{egg}} \\ 0 & 1 & -\frac{R_{egg} + R_{trr}}{I_{egg}} - \frac{R_{trr}}{I_{vehr}} \end{bmatrix} \quad (6.21)$$

Le calcul du déterminant de cette matrice conduit à :

$$\det(C_{A_g B_g}) = \frac{1}{I_{egg}^3 I_{vehr}} \left( \frac{R_{trr} \cdot R_{vehr}}{I_{vehr}} - k_{trr} \right) \quad (6.22)$$

Ce déterminant est, pour les valeurs autour de celles mentionnées au chapitre 4 et correspondant à une transmission classique, non nul. Le système est donc commandable en l'état lorsque l'embrayage fonctionne en glissement.

La formulation d'état proposée ne rend pas compte de la dynamique du volant moteur lorsque la friction fonctionne en glissement, comme nous l'avons vu au chapitre 4. Celui-ci constitue un sous-système indépendant, d'ordre 1 :

$$\dot{\omega}_{vol} = \frac{1}{I_{vol}} (C_{mot} - R_{vol} \omega_{vol} - C_{tr}) \quad (6.23)$$

dont la commandabilité est assurée par la présence du terme en  $C_{tr}$  dans l'équation.

#### 6.3.2.4. Observabilité

La nécessité d'être en glissement pour commander le système nous invite à ne considérer l'observabilité du système que dans ce mode de fonctionnement.

Si on ne dispose que d'un capteur de vitesse sur le volant moteur, l'équation d'état du système en glissement n'intègre pas la variable d'état  $\omega_{vol}$ . L'information sur cette variable ne permet donc pas, de façon évidente, l'observation de l'état du système transmission.

L'existence d'un capteur de vitesse sur le disque d'embrayage conduit à un vecteur d'observation non nul :

$$C_g = [1 \quad 0 \quad 0] \quad (6.24)$$

L'analyse du bond-graph permet de montrer l'observabilité structurelle du modèle de la même façon que pour la commandabilité.

Le calcul du déterminant de la matrice d'observabilité :

$$O_{A_g C_g} = \det \begin{bmatrix} C_g \\ C_g A_{gr} \\ C_g A_{gr}^2 \end{bmatrix} \quad (6.25)$$

conduit à l'expression :

$$\det(O_{A_g C_g}) = -\frac{k_{trr}}{I_{eqg}^2} \left( \frac{R_{trr} \cdot R_{veh}}{I_{veh}} - k_{trr} \right) \quad (6.26)$$

qui de même montre l'observabilité de l'état pour les valeurs numériques considérées.

#### 6.3.2.5. Conclusions de l'analyse des modèles

L'analyse dynamique a montré, au chapitre 4, que les phénomènes vibratoires les plus inconfortables, c'est-à-dire ceux impliquant les modes les plus lents, prennent place dans la transmission lorsque la friction est collée. Or, l'analyse ci-dessus montre que le système n'est pas commandable dans ce mode de fonctionnement. Remarquons également que le fonctionnement collé correspond à une situation de vie normale pour l'embrayage : en roulage normal, hors manoeuvre de changement de vitesse, l'embrayage est complètement enclenché, donc la friction collée.

A l'inverse, les modes générés dans la transmission fonctionnant en glissement sont faiblement ressentis par les passagers. Or, dans ce mode de fonctionnement, les discontinuités de couple susceptibles d'être générées par le moteur, principales perturbations de la transmission, ne sont pas retransmises par le frottement sec.

La situation peut être résumée de la manière suivante :

**Le système n'est pas perturbé lorsqu'il est commandé et n'est pas commandé lorsqu'il est perturbé.**

La commande devra donc être telle que l'occurrence d'une discontinuité de couple moteur conduise au glissement de la friction, de sorte que la transmission soit commandable et que le mode lent de la transmission soit rejeté.

Nous proposons d'exploiter la dynamique naturellement favorable de la transmission en fonctionnement glissant, pour rejeter l'oscillation due à la perturbation. Le rôle de la commande sera ensuite de conduire au recollage de la friction sans générer de nouvelle discontinuité du couple dans la transmission. Le principe de la commande montre qu'il n'est pas nécessaire de commander la dynamique de la transmission en fonctionnement glissant. Ainsi, dans un premier temps, la difficulté liée à la non-observabilité du système en fonctionnement glissant peut être levée par la simplicité de ce principe. Les conditions initiales au moment du recollage doivent être telles que l'amplitude de l'oscillation de la transmission soit minimum après recollage. C'est la raison pour laquelle nous avons fait le choix d'un vecteur d'état continu, afin d'étudier les conditions de commutation et d'exploiter les réflexions ci-dessus dans l'élaboration d'une commande.

### 6.3.3. L'intégration des équations d'état

Le principe de la commande évoqué ci-dessus, montre l'importance des discontinuités de l'équation d'état lors des passages d'un mode de fonctionnement à l'autre. L'intégration de l'équation d'état doit se faire entre chacune de ces discontinuités, en tenant compte des conditions initiales données par la réponse temporelle avant la discontinuité considérée.

En particulier, la réponse temporelle lorsque l'embrayage est collé, qui intéresse particulièrement le confort, possède une composante oscillante dont l'amplitude dépend des conditions initiales du système à l'instant du collage de la friction.

Les paragraphes suivants présentent les calculs qui mettent en évidence formelle l'influence des conditions initiales sur l'amplitude des oscillations générées en fonctionnement collé.

Ces représentations permettront par la suite de montrer comment un asservissement de la vitesse du volant moteur pendant le fonctionnement glissant, peut conduire l'état de la transmission vers une valeur correspondant à des conditions initiales pour le fonctionnement collé générant des oscillations de faibles amplitudes.

#### 6.3.3.1. La réponse temporelle du modèle de commande

Soit une commutation du fonctionnement glissant au fonctionnement collé, qu'on suppose ne pas être suivie d'une autre commutation. Notons  $t_c$  l'instant de commutation. Soit  $t > t_c$ ; l'intégration de l'équation d'état conduit à :

$$x(t) = e^{A_c(t-t_c)}x(t_c) + \int_{t_c}^t e^{A_c(t-\tau)}B_c u(\tau)d\tau \tag{6.27}$$

$x(t)$  apparaît comme la somme d'un terme dépendant des conditions initiales, et d'un terme dépendant de l'entrée  $u=C_{moy}$  supposée dans la suite constant après l'instant  $t_c$  :

$$x(t) = x_{x_c}(t) + x_u(t) \tag{6.28}$$

On a :

$$e^{A_c t} = \alpha_0(t)I + \alpha_1(t)A_c + \alpha_2(t)A_c^2 \quad (6.29)$$

En écrivant que cette équation est vérifiée pour les trois valeurs propres de  $A_c$  (théorème de Cayley-Hamilton), il vient :

$$\begin{pmatrix} 1 & \lambda_1 & \lambda_1^2 \\ 0 & \omega_p & -2\zeta\omega_n\omega_p \\ 1 & -\xi\omega_n & -\omega_n^2(1-2\zeta^2) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_0(t) \\ \alpha_1(t) \\ \alpha_2(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} e^{\lambda_1 t} \\ e^{-\zeta\omega_n t} \sin \omega_p t \\ e^{-\zeta\omega_n t} \cos \omega_p t \end{pmatrix} \quad (6.30)$$

soit :

$$\mathcal{A} = A_\alpha B_\alpha \quad (6.31)$$

avec :

$$\mathcal{A} = \begin{pmatrix} \alpha_0(t) \\ \alpha_1(t) \\ \alpha_2(t) \end{pmatrix} \quad (6.32)$$

$$A_\alpha = \begin{pmatrix} 1 & \lambda_1 & \lambda_1^2 \\ 0 & \omega_p & -2\zeta\omega_n\omega_p \\ 1 & -\xi\omega_n & -\omega_n^2(1-2\zeta^2) \end{pmatrix}^{-1} \quad (6.33)$$

soit :

$$A_\alpha = \frac{1}{\lambda_1^2 + 2\omega_n\zeta\lambda_1 + \omega_n^2} \begin{bmatrix} \omega_n^2 & \frac{\omega_n\lambda_1}{\omega_p}(-\omega_n + \lambda_1\zeta + 2\omega_n\zeta^2) & \lambda_1(\lambda_1 + 2\omega_n\zeta) \\ 2\omega_n\zeta & \frac{\lambda_1^2 + \omega_n^2 - 2\omega_n\zeta^2}{\omega_p} & -2\omega_n\zeta \\ 1 & -\frac{\lambda_1 + \omega_n\zeta}{\omega_p} & -1 \end{bmatrix} \quad (6.34)$$

noté aussi  $A_\alpha = (a_{ij})$ ,

et

$$B_\alpha = \begin{pmatrix} \phi_e(t) \\ \phi_{\sin}(t) \\ \phi_{\cos}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} e^{\lambda_1 t} \\ e^{-\zeta\omega_n t} \sin \omega_p t \\ e^{-\zeta\omega_n t} \cos \omega_p t \end{pmatrix} \quad (6.35)$$

Les valeurs numériques obtenues pour les pulsations propres, pulsations naturelles, coefficients d'amortissement (voir chapitre 4) en fonctionnement collé, permettent de faire les hypothèses suivantes :

$$\zeta \ll 1 \tag{6.36}$$

$$\omega_n \approx \omega_p \tag{6.37}$$

$$\omega_n \gg 1 \geq \lambda_1 \tag{6.38}$$

l'expression de  $A_\alpha$  se simplifie alors en :

$$A_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{\lambda_1}{\omega_n} & \frac{\lambda_1}{\omega_n^2}(\lambda_1 + 2\omega_n\zeta) \\ \frac{2\zeta}{\omega_n} & \frac{1}{\omega_n} & \frac{-2\zeta}{\omega_n} \\ \frac{1}{\omega_n^2} & -\frac{\lambda_1}{\omega_n^3} - \frac{\zeta}{\omega_n^2} & -\frac{1}{\omega_n^2} \end{bmatrix} \tag{6.39}$$

Cette simplification conduit aux formulations :

$$\begin{aligned} \alpha_0(t) &= \phi_e(t) - \frac{\lambda_1}{\omega_n} \phi_{\sin} + \frac{\lambda_1}{\omega_n^2}(\lambda_1 + 2\omega_n\zeta) \phi_{\cos} \\ \alpha_1(t) &= \frac{2\zeta}{\omega_n} \phi_e(t) + \frac{1}{\omega_n} \phi_{\sin} - \frac{2\zeta}{\omega_n} \phi_{\cos} \\ \alpha_2(t) &= \frac{1}{\omega_n^2} \phi_e(t) - \left(\frac{\lambda_1}{\omega_n^3} + \frac{\zeta}{\omega_n^2}\right) \phi_{\sin} - \frac{1}{\omega_n^2} \phi_{\cos} \end{aligned} \tag{6.40}$$

Les termes en  $\phi_{\cos}$  et  $\phi_{\sin}$  étant homogènes, on constate, sous les mêmes hypothèses (6.36-6.38) que l'on peut faire les simplifications suivantes :

$$\begin{aligned} \alpha_0(t) &\approx \phi_e(t) - \frac{\lambda_1}{\omega_n} \phi_{\sin} \\ \alpha_1(t) &\approx \frac{2\zeta}{\omega_n} \phi_e(t) + \frac{1}{\omega_n} \phi_{\sin} \\ \alpha_2(t) &\approx \frac{1}{\omega_n^2} \phi_e(t) - \frac{1}{\omega_n^2} \phi_{\cos} \end{aligned} \tag{6.41}$$

Remarque : cette simplification sur les fonctions n'est mathématiquement pas rigoureuse, mais conduit à une bonne approximation de l'allure des signaux obtenus.

Par ailleurs, si  $A_c$  est inversible, on a :

$$x_u(t) = \int_{t_c}^t e^{A_c(t-\tau)} B_c u(\tau) d\tau \tag{6.42}$$

soit, puisque  $u=C_{mor}$  est supposé constant :

$$x_u(t) = \left(\int_{t_c}^t e^{A_c(t-\tau)} d\tau\right) B_c u \tag{6.43}$$

qui s'écrit

$$x_u(t) = (\alpha_0(t - t_c) - 1)A_c^{-1}B_c u + \alpha_1(t - t_c)B_c u + \alpha_2(t - t_c)A_c B_c u \quad (6.44)$$

avec :

$$A_c^{-1}B_c u = \begin{bmatrix} -\frac{C_{mot}}{R_{eqc} + R_r} \\ \frac{C_{mot}}{R_{eqc} + R_r} \\ \frac{R_r C_{mot}}{k_r(R_{eqc} + R_r)} \end{bmatrix} \quad (6.45)$$

$$B_c u = \begin{bmatrix} \frac{C_{mot}}{I_{eqc}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.46)$$

$$A_c B_c u = \begin{bmatrix} -\frac{R_{eqc} C_{mot}}{I_{eqc}^2} \\ 0 \\ \frac{C_{mot}}{I_{eqc}} \end{bmatrix} \quad (6.47)$$

Par ailleurs, la composante dépendant des conditions initiales s'écrit :

$$x_x(t) = \alpha_0(t - t_c)Ix(t_c) + \alpha_1(t - t_c)A_c x(t_c) + \alpha_2(t - t_c)A_c^2 x(t_c), \quad (6.48)$$

les  $\alpha_i(t - t_c)$  étant calculés à partir de l'expression (6.31).

### 6.3.3.2. Les composantes oscillantes de la réponse temporelle

Les résultats précédents permettent d'isoler les composantes oscillantes de la réponse temporelle en collage. Nous nous intéresserons plus particulièrement à la troisième variable d'état  $q_r(t)$ , qui permet une bonne estimation de l'accélération de la caisse (voir remarque paragraphe 6.3.2.2).

Nous noterons :

- $A_{sin}$  le coefficient en facteur de  $\phi_{sin}$ , et
- $A_{cos}$  le coefficient en facteur de  $\phi_{cos}$ . dans l'expression de  $q_r$ .

On a alors :

$$q_r(t) = (A_{cos}(x_1, S_e)e^{-\zeta\omega_n(t-t_c)} \cos(\omega(t-t_c)) + A_{sin}(x_1, S_e)e^{-\zeta\omega_n(t-t_c)} \sin(\omega(t-t_c))) + Ce^{-\lambda_4(t-t_c)} + f(Se) \quad (6.49)$$

Les expressions (6.44) et (6.48) ainsi que l'expression de  $\alpha$  conduisent à :

$$A_{\sin} = -\frac{\lambda_1}{\omega_n} \left[ q_r(t_c) + \frac{R_{vehr} C_{mot}}{k_{tr}(R_{eqc} + R_{vehr})} \right] + \frac{1}{\omega_n} (\omega_{vol}(t_c) - \omega_{vehr}(t_c)) \quad (6.50)$$

$$A_{\cos} = -\frac{C_{mot}}{\omega_n^2 I_{eqc}} - \frac{1}{\omega_n^2} \left[ \left( \frac{R_{vehr} + R_{trr}}{I_{vehr}} + \frac{R_{trr}}{I_{eqc}} \right) \omega_{vehr}(t_c) - \left( \frac{R_{eqc} + R_{trr}}{I_{eqc}} + \frac{R_{trr}}{I_{vehr}} \right) \omega_{vol}(t_c) - \left( \frac{k_{trr}}{I_{vehr}} + \frac{k_{trr}}{I_{eqc}} \right) q_r(t_c) \right] \quad (6.51)$$

Nous ajoutons les hypothèses suivantes :

- $\omega_{vol}$  et  $\omega_{vehr}$  sont du même ordre de grandeur au moment du recollage ce qui revient à supposer que les transitoires oscillants sont amortis,

$$\frac{R_{eqc}}{I_{eqc}} \gg \frac{R_{tr}}{I_r} \quad (6.52)$$

$$\frac{1}{I_{eqc}} \gg \frac{1}{I_r} \quad (6.53)$$

Ces hypothèses sont réalistes pour les valeurs numériques correspondant à une automobile et évoquées dans le chapitre 4. Elles conduisent à la simplification des expressions (6.50) et (6.51) :

$$A_{\sin} = -\frac{\lambda_1}{\omega_n k_{tr}} (k_{trr} q_r(t_c) + \frac{R_{vehr} C_{mot}}{R_{eqc} + R_{vehr}}) + \frac{1}{\omega_n} (\omega_{vol}(t_c) - \omega_{vehr}(t_c)) \quad (6.54)$$

$$A_{\cos} = \frac{1}{\omega_n^2 I_{eqc}} (R_{eqc} \omega_{vol}(t_c) + k_{tr} q_r(t_c) - C_{mot}) \quad (6.55)$$

L'amplitude de l'oscillation est donnée par :

$$A_{q_r} = \sqrt{A_{\cos}^2 + A_{\sin}^2} \quad (6.56)$$

La figure 6.3 montre l'évolution de ce paramètre en fonction des conditions initiales suivantes :

- $q_{rc}$ , la valeur initiale de  $q_r$ , la troisième variable d'état,
- $\delta\omega_c = \omega_{volc} - \omega_{vehrc}$  (6.57)

pour une vitesse véhicule donnée  $\omega_{vehrc}$ .

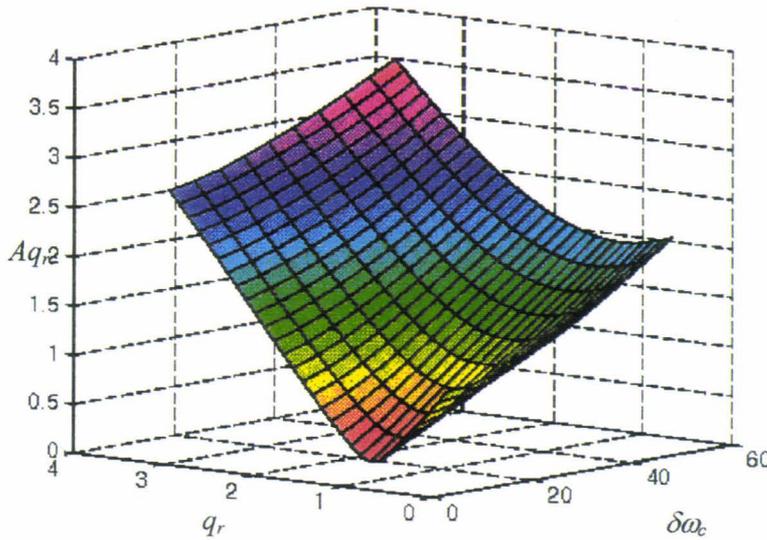


Figure 6.3 : Evolution de l'amplitude de l'oscillation en fonction des conditions initiales

Cette courbe montre que, pour une déflexion initiale donnée, l'amplitude de l'oscillation de la transmission est une fonction croissante de l'écart entre les vitesses du volant moteur et du véhicule à l'instant initial. A l'inverse, il existe, un tel écart étant donné, un optimum pour  $q_{r0}$ .

La commande réalisée en glissement doit conduire à un état du système correspondant à des conditions initiales favorables pour le collage.

### 6.3.3.3. Retour sur l'influence du jeu de transmission en l'absence de commande

L'influence d'un jeu dans la transmission peut être mise en évidence ici. En effet, supposons qu'un échelon de couple soit donné par le moteur à l'instant  $t_e$ , l'embrayage restant collé. Supposons en outre qu'à  $t_e$ , le couple transmis à la roue soit nul (le véhicule est en « roue libre »). Ces hypothèses se traduisent par :

- $q_{re} = 0$ ,
- $\delta\omega_e = \omega_{vole} - \omega_{vehre} = 0$

En l'absence de jeu, les conditions initiales dans l'intégration de l'équation différentielle, sont données par le vecteur d'état à  $t_e$ . Il vient :

$$A_{\sin} = -\frac{\lambda_1}{\omega_n k_{tr}} \frac{R_{vehr} C_{mot}}{R_{eqc} + R_{vehr}} \quad (6.58)$$

$$A_{\cos} = \frac{1}{\omega_n^2 I_{eqc}} (R_{eqc} \omega_{vol}(t_e) - C_{mot}) \quad (6.59)$$

où  $C_{mot}$  désigne l'amplitude de l'échelon.

Si l'on considère un échelon de couple de 100Nm, l'effort de frottement sur le volant moteur peut être négligé devant le couple moteur. Les valeurs numériques données au chapitre 4 conduisent, pour un rapport de boîte de 0.4 à :

$$A_{\sin} \approx 3.e^{-6}C_{mot} \quad (6.60)$$

$$A_{\cos} \approx 0.01.C_{mot} \quad (6.61)$$

où il apparaît que le terme en *sin* peut être négligé devant le terme en *cos*.

La présence d'un jeu dans la transmission contribue, dans un tel scénario, à accélérer le volant moteur entre l'instant d'occurrence de l'échelon  $t_e$  et l'instant où le couple est véritablement transmis par la transmission, correspondant à l'instant initial d'intégration et noté  $t_0$ .

L'intégration de l'équation régissant la dynamique du sous-système volant moteur entre  $t_e$  et  $t_0$  conduit, sous les mêmes hypothèses, à :

$$\omega_{vol}(t_0) = \omega_{vol}(t_e) + \frac{1}{I_{vol}} \sqrt{2.jeu.C_{mot}} \quad (6.62)$$

soit :

$$\delta\omega_0 = \frac{1}{I_{vol}} \sqrt{2.jeu.C_{mot}} \quad (6.63)$$

où *jeu* désigne l'amplitude du jeu de la transmission ramené au volant moteur.

Ainsi, si le terme en *cos* reste inchangé, le terme en *sin* devient, en négligeant le terme proportionnel au couple moteur dans l'équation 6.54 :

$$A_{\sin} = \frac{1}{I_{vol} \cdot \omega_n} \sqrt{2.jeu.C_{mot}} \quad (6.64)$$

et pour les mêmes valeurs numériques avec  $jeu=0.1rad$ , on a :

$$A_{\sin} \approx 0.4 \sqrt{jeu.C_{mot}} \quad (6.65)$$

On peut faire l'estimation suivante :

$$A_{g_{ro}} = \sqrt{A_{\cos}^2 + A_{\sin}^2} \approx 0.1 \sqrt{0.01.C_{mot}^2 + 16.jeu.C_{mot}} \quad (6.66)$$

La courbe de la figure 6.4 représente les fonctions  $y = 0.01x$  et  $y = 0.1 \sqrt{0.01x^2 + 16.jeu.x}$  pour différentes valeurs de *jeu* :

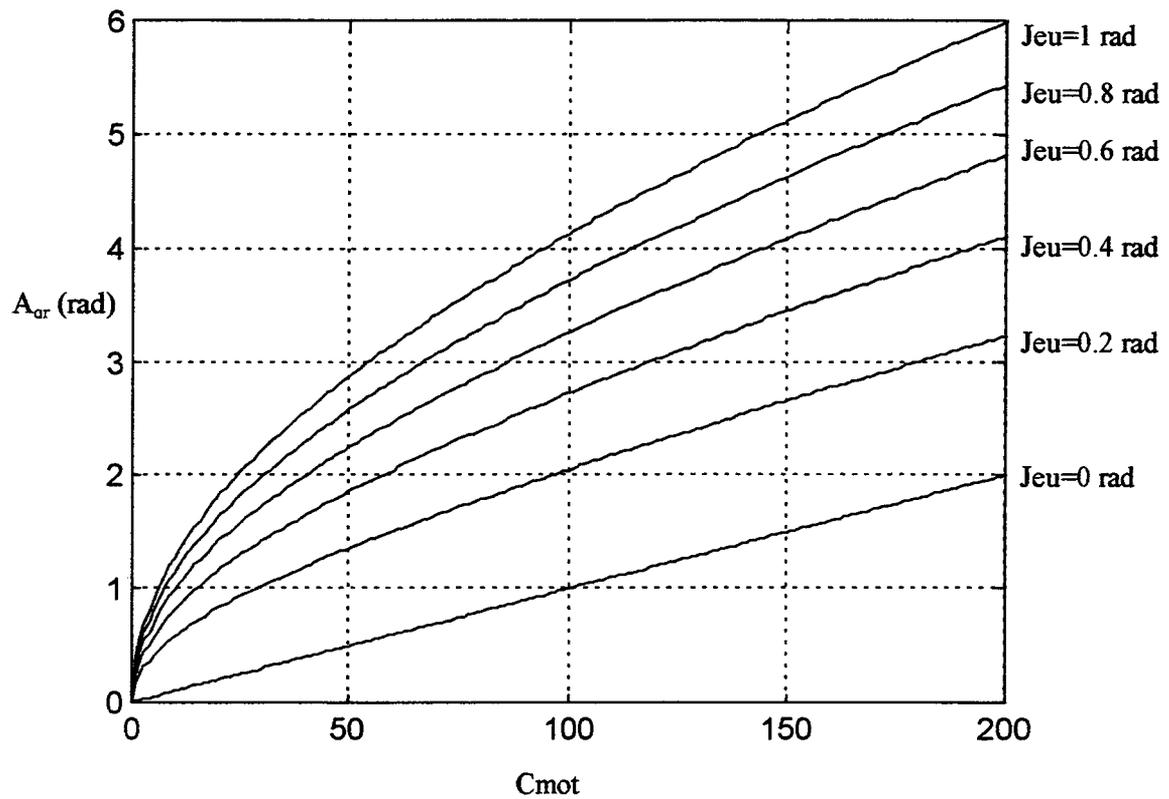


Figure 6.4 : Influence du jeu sur l'amplitude du premier mode de transmission

Remarque : les valeurs numériques des courbes 6.4 sont ramenées au volant moteur. 6 rad au volant moteur correspondent, avec le rapport de boîte choisi, à 0.6 rad sur l'arbre de roue.

### 6.3.4. Première loi

#### 6.3.4.1. hypothèses et introduction

Nous posons les hypothèses supplémentaires suivantes :

- Sur la durée de la commande, la vitesse du véhicule est constante et égale à  $\omega_{vehr0}$ ,
- Le couple moteur est également constant sur cette durée,
- Nous supposons en outre que nous disposons d'un actionneur parfait, c'est-à-dire que :
  - il existe une relation affine entre la position du vérin d'embrayage et la variable de commande de la transmission  $u=C_{tr} : C_{tr}=F(pv)$
  - les deux boucles d'asservissement rapprochées de l'actionneur confèrent à celui-ci un temps de réponse nul.
- Nous nous intéressons à un échelon de couple moteur positif (6.5).
- On fait l'hypothèse que si l'échelon de couple est positif et qu'il y a glissement, alors :
  - $\omega_{vol} > \omega_{dis}$
  - $\omega_{vol} > \omega_{vehr0}$

Ces hypothèses seront discutées a posteriori, au regard des résultats théoriques et de simulation.

Le paragraphe 6.3.3.2. montre l'importance du paramètre  $\delta\omega_\chi$  sur l'amplitude de l'oscillation lente générée par les conditions initiales au collage. Cette réflexion nous invite à envisager, lorsque la friction est glissante, c'est-à-dire, lorsque la transmission est commandable, un asservissement de la vitesse moteur.

Nous proposons donc de réaliser un asservissement de la vitesse moteur vers la consigne  $\omega^s = \omega_{vehr0}$ . La troisième boucle d'asservissement du schéma de la figure 6.5 peut être précisée :

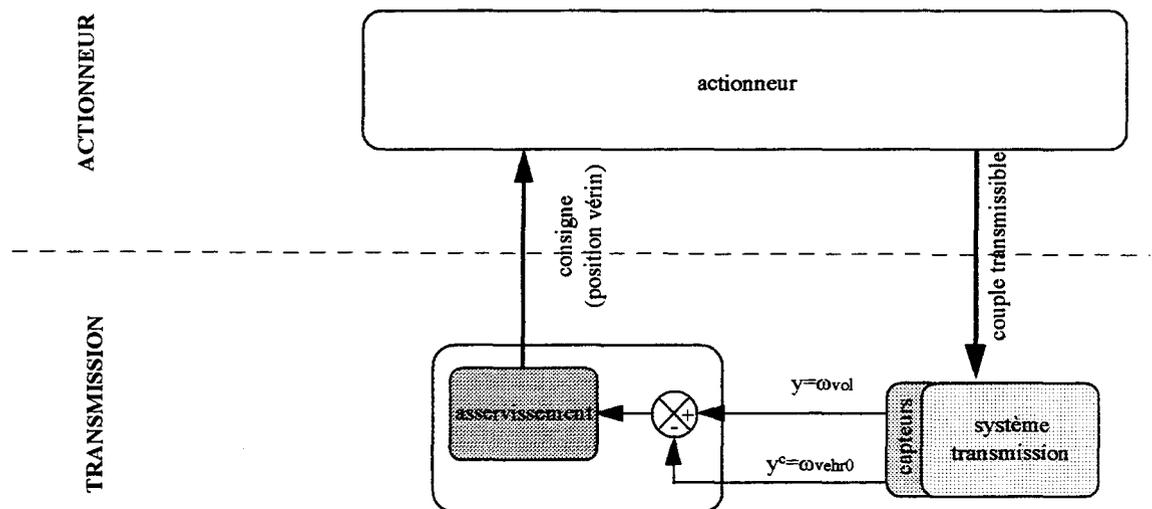


Figure 6.5 : Principe de la troisième boucle de commande pour le contrôle d'un à-coup

Nous étudions dans un premier temps, à l'aide des modèles simplifiés du système étudié, un asservissement de type PID de la vitesse du volant moteur. Nous verrons ensuite comment les non linéarités du système nous conduisent à modifier cette première commande.

### 6.3.4.2. L'effet d'un retour proportionnel-intégral en vitesse moteur

L'architecture de commande précisée ci-dessus montre que seul le sous-système volant moteur est mis en boucle fermée. L'objectif fixé est de faire converger la vitesse moteur vers une vitesse consigne  $\omega^c$ , au cours du fonctionnement glissant de la transmission. Pour ce faire, on propose de réaliser un asservissement par retour proportionnel intégral sur la vitesse moteur. On pose donc :

$$u = C_{tr} = C_{tr0} + k_p^t (\omega_{vol} - \omega_{vol0}) + k_i^t \int_{t_0}^t (\omega_{vol} - \omega^c) dt \quad (6.67)$$

où  $k_p^t$  désigne le gain proportionnel théorique du retour en vitesse moteur,  $k_i^t$  désigne le gain intégral théorique et  $C_{tr0}$  désigne le couple transmis à l'instant  $t_0$  où la commande devient effective. A l'instant  $t_0$ , la vitesse du volant moteur est  $\omega_{vol0}$ . L'équation du système en boucle fermée s'écrit, d'après le bond-graph de la figure 4.31, du chapitre 4 :

$$I_{vol} \dot{\omega}_{vol} = C_{mot} - C_{tri} - R_{vol} \omega_{vol} - k_p^t (\omega_{vol} - \omega^c) - k_i^t \int_{t_0}^t (\omega_{vol} - \omega^c) dt \quad (6.68)$$

En exprimant cette équation en terme de  $\dot{\omega}_{vol}$ , donc en la dérivant, il vient :

$$I_{vol} \ddot{\omega}_{vol} + (R_{vol} + k_p^t) \dot{\omega}_{vol} + k_i^t (\omega_{vol} - \omega^c) = 0 \quad (6.69)$$

Si le système en boucle fermée est stable asymptotiquement, problème qui fera l'objet du paragraphe 6.5, la vitesse moteur tend vers :

$$\omega_{vol}^\infty = \omega^c \quad (6.70)$$

le couple transmis tend vers :

$$C_{tr}^\infty = C_{mot} - R_{vol} \omega_{vol}^\infty \quad (6.71)$$

Le sous-système en aval de la transmission fonctionne en boucle ouverte (bond-graph de la figure 4.30, chapitre 4). Sa dynamique est celle correspondant au fonctionnement glissant. Si l'on suppose que la durée de la commande (donc du glissement) est supérieure au temps de réponse de ce sous-système, celui-ci atteint son état d'équilibre :

$$C_{tr}^\infty - R_{dis} \omega_{dis}^\infty - k_{irr} q_r^\infty = 0 \quad (6.72)$$

$$k_{irr} q_r^\infty - R_{vehr} \omega_{vehr}^\infty = 0 \quad (6.73)$$

$$\omega_{dis}^\infty - \omega_{vehr}^\infty = 0 \quad (6.74)$$

d'après l'équation d'état (6.15). Nous remarquons que les conditions (6.74) et (6.70) conduisent à :

$$\omega_{dis}^\infty = \omega_{vol}^\infty \quad (6.75)$$

si l'on prend pour vitesse moteur consigne :

$\omega^c = \omega_{vehr}$ , supposé constant (première hypothèse du paragraphe 6.3.5.1).

La commande envisagée conduit alors au recollage de la friction. Remarquons également que si la variable commandée  $\omega_{vol}$  atteint sa consigne avec dépassement, le recollage peut se produire avant l'état d'équilibre, interdisant l'hypothèse énoncée plus haut. La dynamique du système bouclé doit donc être suffisamment « lente » pour que soient dissipées les oscillations du transitoire du système en aval de la friction.

Les composantes  $A_{sin}$  et  $A_{cos}$  de l'amplitude de l'oscillation prenant place dans la transmission après le recollage (6.54 et 6.55) deviennent, en tenant compte des relations (6.71-6.74) :

$$A_{sin} = -\frac{\lambda_1}{\omega_n k_{trr}} \left[ \left( \frac{R_{vehr}}{R_{eqc} + R_{vehr}} + 1 \right) C_{mot} - (R_{dis} + R_{vol}) \omega_{vol}^\infty \right] \quad (6.76)$$

$$A_{cos} = 0 \quad (6.77)$$

avec les mêmes valeurs numériques que précédemment, on a :

$$A_{sin} \leq 6e^{-6} C_{mot} + 3e^{-7} \omega_{vol}^\infty \quad (6.78)$$

L'amplitude de l'échelon  $C_{mot}$  ne dépasse pas 250Nm, la vitesse moteur ne dépasse pas 600rad/s, l'amplitude de l'oscillation obtenue est donc négligeable devant l'amplitude obtenue sans commande, avec ou sans jeu dans la transmission. Le principe de commande est donc validé.

Les calculs ci-dessus ont été faits sous l'hypothèse d'un échelon de couple positif. Les mêmes calculs peuvent être menés dans le cas de l'étude de la commande d'un échelon négatif en posant comme entrée de commande :

$$u = C_{tr} = C_{tri} - k_p^t (\omega_{vol} - \omega_{vol0}) - k_i^t \int_{t_0}^t (\omega_{vol} - \omega^c) dt \quad (6.79)$$

on supposera dans ce cas que :

$$\begin{aligned} \omega_{vol} &< \omega_{dis} \\ \omega_{vol} &< \omega_{vehr0} \end{aligned} \quad (6.80)$$

On est alors conduit à des résultats identiques.

### 6.3.4.3. Interprétation du principe de commande dans l'espace d'état

Le principe de cette commande par contrôle des conditions initiales peut être schématisé dans l'espace d'état de la façon suivante :

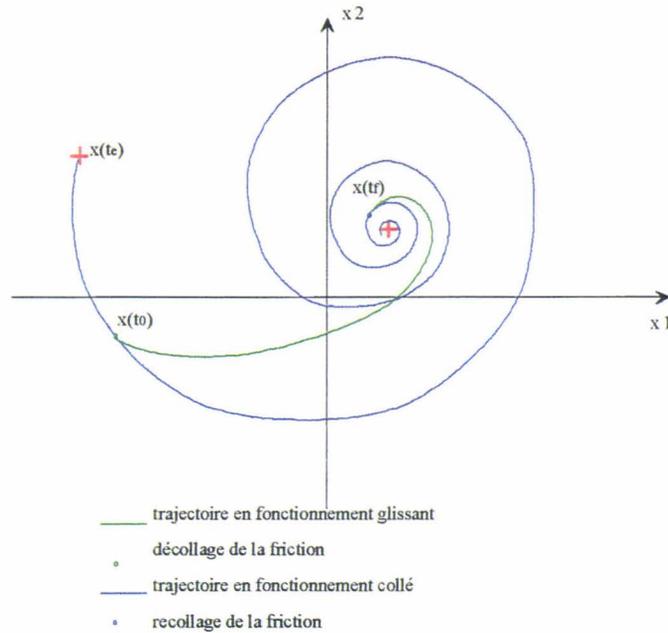


Figure 6.6 : Principe de la commande illustré dans l'espace d'état

Dans cette représentation, l'échelon de couple moteur intervient tandis que la friction est collée. La dynamique générée est donc celle correspondant à ce mode de fonctionnement, lente et peu amortie. Dans un premier temps, le glissement de la friction est provoqué, entraînant, pour le vecteur d'état, une évolution suivant une dynamique plus rapide et plus amortie. Le système considéré fonctionne cependant en boucle ouverte.

Le recollage, que la commande génère, intervient aux environs du point cible de l'état. Le système retrouve sa dynamique lente mais ne subit qu'une oscillation de faible amplitude en raison de conditions initiales adaptées.

### 6.3.5. Choix de la commande pendant le fonctionnement glissant

Le paragraphe précédent propose une commande de type PID sur la vitesse moteur pendant le glissement de la friction d'embrayage. Cette commande a pour but de conduire la transmission vers le fonctionnement collé. Nous avons vu que cet asservissement de la vitesse du volant moteur était sans influence sur la dynamique du sous-système en aval de la friction, qui fonctionne en boucle ouverte.

Par ailleurs, une dynamique de convergence de la vitesse du volant moteur vers la consigne fortement amortie est, plus que la rapidité de convergence, un facteur d'amélioration du confort procuré au moment du recollage de la friction (6.3.4.2). C'est pourquoi nous avons fait d'abord le choix d'une commande de type PID.

Cependant, certains arguments, en particulier l'argument énergétique, nous invite à envisager, sur le modèle de commande et avec les hypothèses simplificatrices évoquées dans les paragraphes précédents, d'autres types de commande.

Certaines études montrent les potentialités de la commande par logique floue [TANAKA et al., 95]. Les dynamiques considérées dans ce travail sont les dynamiques lentes de la transmission (pas liées au confort vibratoire) et l'objectif retenu est la simplicité de mise en œuvre et de mise au point du système de pilotage. Nous avons également envisagé la commande optimale ou la commande prédictive.

6.3.5.1. Commande optimale

La commande optimale ([BORNE et al., 90]) minimisant un critère énergétique

$$J = \frac{1}{2} \int C_{tre} \omega_{gl}^2 dt \tag{6.81}$$

correspondant à la minimisation de l'énergie consommée dans le disque d'embrayage, donc, en première approche à son usure, ne peut conduire, en boucle fermée, qu'à un système d'ordre 1, donc un simple retour proportionnel.

En outre, le critère de consommation ne fait pas apparaître de terme en « u<sup>2</sup> », ce qui rendrait difficile la synthèse de la commande optimale.

6.3.5.2. Commande prédictive

La commande prédictive ([BOUCHER et al., 96]) peut être envisagée pour la commande de la transmission glissante.

Le modèle du système en aval de la transmission et fonctionnant en boucle ouverte, (figure 4.30, chapitre 4) est suffisamment simple pour être simulé en temps réel dans un ordinateur, et prédire la vitesse véhicule, c'est à dire la vitesse consigne pour le système volant moteur commandé.

Nous proposons d'envisager l'application des principes de la commande PFC [RICHALET, 1993] à la commande de la transmission en fonctionnement glissant.

Pour cela, nous posons les hypothèses suivantes, dans le temps où la commande est effective :

- La vitesse moteur est mesurée suffisamment précisément pour que sa dérivée puisse être calculée.
- La vitesse cible pour la vitesse moteur, notée x<sup>c</sup>, est la vitesse du véhicule, qui peut être prédite, en raison de sa dynamique lente, par le modèle simplifié suivant, issu du bond-graph de la figure 4.30 du chapitre 4 :

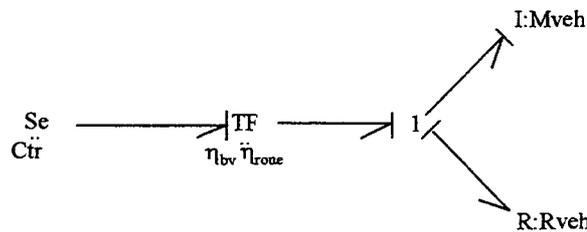


Figure 6.7 : Modèle de prédiction de la vitesse véhicule

On considère que le couple moteur est d'évolution suffisamment lente pour être considéré constant sur l'horizon de prédiction (Si à l'instant  $t$ , le calcul de la commande exige la prédiction des variables jusqu'à l'instant  $t+n$ ,  $n$  est l'horizon de prédiction)

Par ailleurs, on note :

- $T_e$  le temps d'échantillonnage de la commande numérique.

L'équation d'état dérivée du système volant moteur (le système fonctionnant en boucle fermée) s'écrit, en numérique :

$$x_m(t+1) = e^{-\frac{R_{vol} T_e}{I_{vol}}} x_m(t) + \frac{1}{R_{vol}} e^{-\frac{R_{vol} T_e}{I_{vol}}} u(t) \tag{6.82}$$

où  $x_m$  désigne la dérivée de la vitesse du volant moteur calculée par le modèle et  $u$  l'incrément de commande calculé par le calculateur ( $\Delta C_D$ ). Par ailleurs on notera  $x$  dérivée de la vitesse du volant moteur réelle (mesurée), et  $x_p$  la dérivée prédite de la vitesse du volant moteur.

Le but de la commande est de faire converger dérivée de la vitesse moteur vers la dérivée de la vitesse véhicule avec une dynamique non oscillante, de sorte qu'un dépassement ne conduise pas au recollage de la friction avant que l'état de la transmission ne soit proche de l'état final (voir figure 6.6). Dans une première étape, on pourra considérer la consigne nulle, c'est à dire que le véhicule roule à vitesse constante pendant la durée de la commande.

Nous choisissons donc comme trajectoire de ralliement de la variable  $x$  vers la consigne, une trajectoire du premier ordre définie par :

$$x^c(t+j) - x_r(t+j) = \alpha^j [x^c(t) - x(t)] \tag{6.83}$$

où  $\alpha = e^{-\frac{3T_e}{T_r}}$ ,  $T_r$  étant le temps de réponse choisi pour le système en boucle fermée.

La différence objet-modèle notée  $dom(t+j)$  représente la différence prédite pour l'instant  $t+j$  entre la vitesse moteur réelle et la vitesse moteur calculée par le modèle. Pour simplifier, nous supposons que l'erreur objet-modèle à l'instant  $t+j$  est la même que l'erreur objet-modèle à l'instant  $t$ . D'où :

$$dom(t+j) = x(t) - x_m(t) \tag{6.84}$$

et

$$x_p(t+j) = -x_m(t+j) + dom(t+j) \tag{6.85}$$

Rappelons que la principe de la commande prédictive est de calculer à chaque instant d'échantillonnage, la commande  $u$  permettant à la variable à commander  $x$  de suivre au mieux, dans un futur à horizon fini, la trajectoire de référence, elle-même calculée à chaque instant d'échantillonnage.

L'originalité de la commande PFC est de choisir  $u$  comme fonction linéaire de fonctions de base simples (échelon, rampe, parabole...).

Ainsi, si nous supposons que dans le temps où la transmission est commandée, la consigne est une fonction de type rampe, nous pouvons prendre comme fonction de base les fonction échelon ( $e(t)$ ) et rampe ( $r(t)$ ) et écrire la commande sous la forme :

$$u(t+j) = \lambda(t)e(j) + \mu(t)r(j) \quad (6.86)$$

En supposant à chaque instant le couple moteur constant sur l'horizon de prédiction, la formule (6.82) et l'expression de la commande ci-dessus permettent de prédire la valeur de la dérivée de la vitesse du volant moteur  $x_m(t+j)$ .

Le calcul de la sortie prédite (6.82) et (6.85), le calcul de la trajectoire de référence (6.83), permettent de minimiser le critère :

$$D = \sum_{j=1}^{n_h} \left[ x_p(t+h_j) - x_r(t+h_j) \right]^2 \quad (6.87)$$

où les  $h_j$  sont appelés points de coïncidences et sont les instants choisis pour minimiser l'écart entre la sortie du modèle et la trajectoire de référence. Ces points de coïncidence doivent être choisis au-delà de retards purs éventuels du système en boucle ouverte et, bien sûr, avant le temps de réponse choisi pour la réponse en boucle fermée du système volant moteur,  $T_r$ .

Les calculs devant être réalisés en temps réel, il est préférable de faire le choix de  $n_h=2$ , qui conduit, pour minimiser le critère (6.87), à la résolution d'un système carré d'ordre 2.

De nombreux calculs intervenant dans la recherche d'une commande prédictive peuvent être fait off-line. L'implantation dans ces conditions de la commande prédictive dans un véhicule est donc possible et même relativement simple.

Les premiers résultats obtenus par la commande prédictive n'ont pas amélioré le comportement de la transmission. Les recherches se poursuivent cependant dans le cadre de l'automatisation complète de la boîte de vitesse mécanique, où la rapidité du changement de vitesse, donc des manoeuvres d'embrayage et de débrayage prennent une importance plus grande.

### 6.3.5.3. Finalement

Nous avons finalement retenu le PID présenté plus haut. Nous avons en particulier été fortement motivé dans ce choix par l'interprétation fonctionnelle simple de cette commande. Cette argument sera illustré dans le chapitre 7 de cette thèse, où l'on montre que le principe évoqué au paragraphe 6.3.4, basé sur la commande PID, se décline à toutes les situations de fonctionnement de la transmission (démarrage, arrêt, changement de vitesse et traitement de l'à-coup de réattelage).

Cette unicité eut été plus difficile à mettre en œuvre et à adapter à différents véhicules avec un autre type de commande.

## 6.4. Stratégie de traitement de l'à-coup

### 6.4.1. Plusieurs stratégies possibles

#### 6.4.1.1. Remarques préliminaires

Un principe de commande de la transmission en fonctionnement glissant ayant été mis en évidence, plusieurs stratégies de commande sont possibles pour le mettre en œuvre sur le véhicule. Rappelons en effet que dans le cas courant, la transmission est collée et ne peut être commandée.

En particulier, les réflexions des paragraphes précédents admettent qu'un glissement a été généré pour permettre l'asservissement souhaité, sans qu'il ait été précisé comment ce glissement est obtenu. Nous revenons dans les paragraphes suivants sur ce point.

Nous donnons ici trois stratégies conduisant au décollage de la friction, permettant la commande de la transmission, et évoquons les limites de chacune d'elle

#### 6.4.1.2. Le contrôle d'un glissement permanent : une commande continue

Une première solution consiste à contrôler l'embrayage de sorte que les discontinuités du couple moteur ne perturbent pas le système. Pour ce faire, on asservit la vitesse moteur pour que la friction soit en perpétuel glissement. Aucune dynamique désagréable (voir chapitre 2) n'est alors générée dans la transmission.

La commande se fait en continu et peut être précisée par le schéma de la figure 6.8

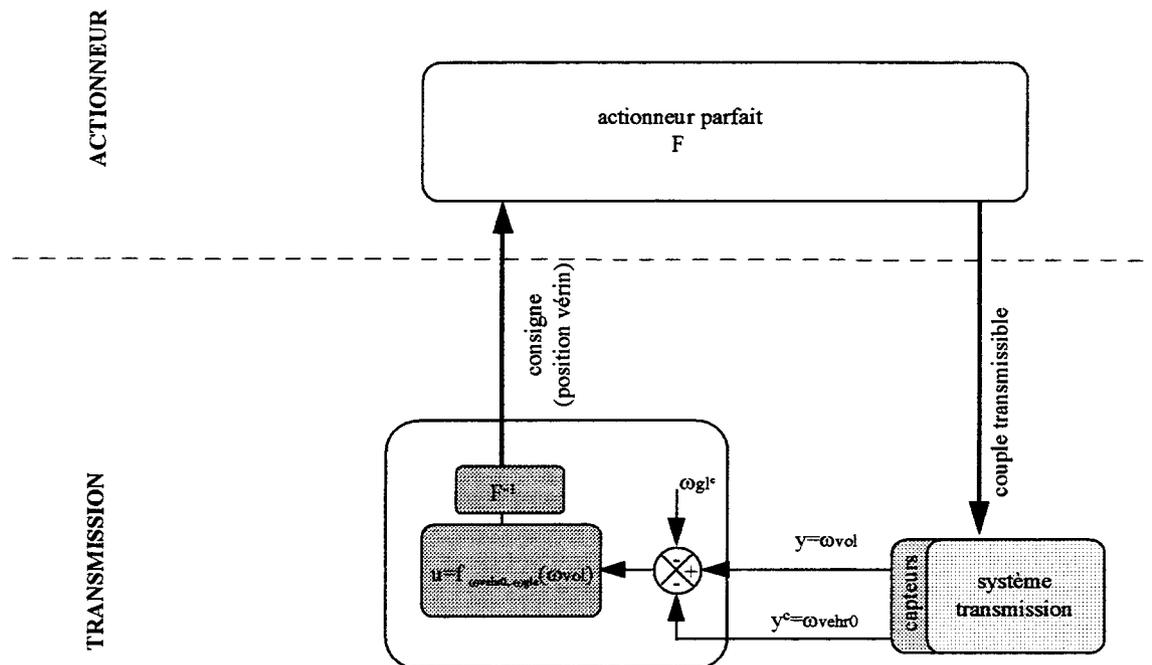


Figure 6.8 : Schéma de la commande par glissement permanent

Cette solution présente deux inconvénients :

- La friction en perpétuel glissement risque de connaître une usure accélérée, bien qu'une étude plus poussée des phénomènes d'usure de friction soit nécessaire pour conclure plus définitivement.
- La dynamique en boucle fermée du sous-système volant moteur est limitée par la dynamique de l'actionneur (que nous avons supposée jusqu'ici infinie). Pour certains scénarii de sollicitations en couple moteur, comme par exemple, la succession d'échelons positifs et négatifs, un collage de la friction est obtenu entraînant les oscillations indésirables.

6.4.1.3. Commande par prédiction de la perturbation

Une deuxième solution consiste à utiliser des informations supplémentaires permettant de prédire l'occurrence d'une discontinuité de couple moteur, et de rechercher le glissement après cette détection.

Les lois construites dans les précédents paragraphes sont alors appliquées. On a vu qu'elles conduisaient au recollage de la friction, sans générer d'oscillation.

La position de la pédale d'accélérateur est, pour la mise en oeuvre d'une telle stratégie, l'information la plus en amont du processus de transmission de puissance ; elle est également la seule. Elle permet de prédire une éventuelle discontinuité du couple moteur. La commande peut alors être schématisée par la figure 6.9 :

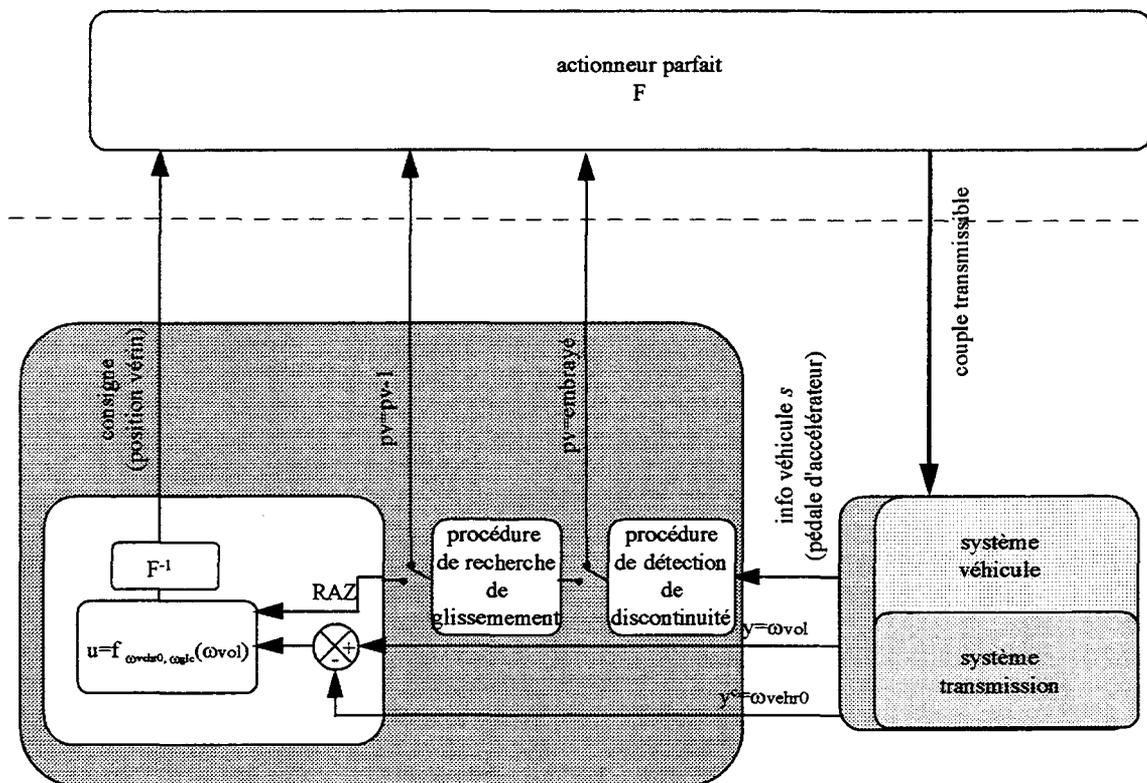


Figure 6.9 : Schéma de principe de la commande par prédiction de la discontinuité

La recherche du glissement de la friction après détection de la discontinuité de couple peut se faire par décrets successifs de la consigne position de vérin. Le glissement étant détecté, l'asservissement proprement dit peut prendre effet. Un pré-conditionnement de la variable de commande  $u$  doit être réalisé afin d'assurer sa continuité à la transition des différentes procédures.

Cette solution présente l'avantage de ne solliciter l'actionneur que lorsqu'une perturbation en couple moteur est susceptible de générer une oscillation de la transmission.

En revanche, l'utilisation d'une information supplémentaire est un inconvénient. Elle nécessite tout d'abord l'installation d'un capteur supplémentaire (le capteur de pédale d'accélérateur). En second lieu, l'utilisation de cette information supplémentaire, qui n'est pas une variable d'état du système à commander, peut nuire à l'adaptabilité de la commande à différents types de véhicule. En effet, contrairement à une variable d'état, l'information position de la pédale d'accélérateur ne caractérise pas l'état physique du système. La relation entre cette information et le couple moteur dépend fortement du véhicule considéré. La prédiction d'une discontinuité du couple moteur par observation de l'information position de la pédale d'accélérateur requiert une adaptation, automatique éventuellement, de la commande.

#### *6.4.1.4. Commande par suivi du couple moteur*

Une troisième solution peut être envisagée, si l'on met de côté pour un temps les contraintes de coût et d'adaptabilité que nous nous sommes fixés.

Supposons que la commande dispose d'un modèle du moteur, le modèle statique délivré par une cartographie par exemple, ainsi que d'un modèle précis de l'actionneur. Une commande peut alors être réalisée suivant le principe décrit par le schéma de la figure 6.10.

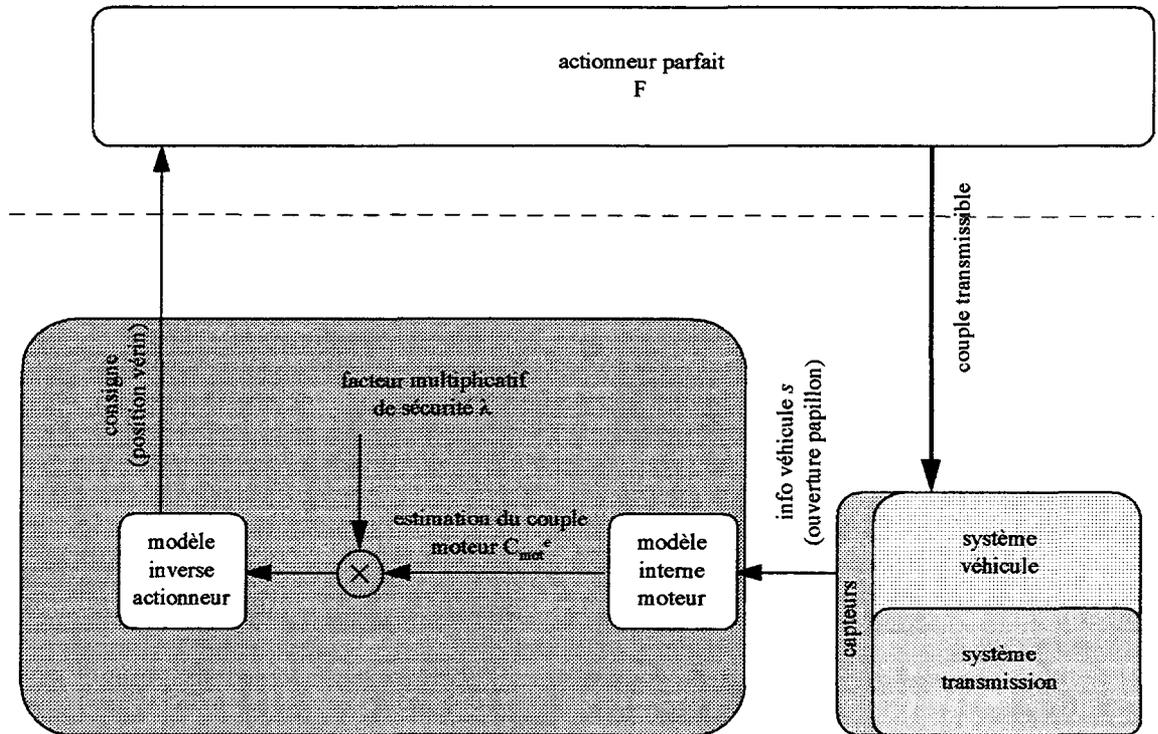


Figure 6.10 : Schéma de principe d'une commande par suivi du couple moteur

Dans l'hypothèse où cette commande est stable, on démontre à l'aide des équations (6.70-6.74), qu'en régime permanent et sous certaines conditions pour  $\lambda$ , l'état stable correspond au collage de la friction. Lorsque la friction est collée en revanche, l'occurrence d'une discontinuité dans le couple moteur génère le décollage de la friction, et l'oscillation de la transmission est limitée.

Cette commande nécessite que l'on bénéficie d'informations coûteuses. En particulier, l'inclusion dans le calculateur du modèle du moteur rend la commande spécifique à un véhicule donné. En outre, la modélisation de l'actionneur, en particulier du mécanisme d'embrayage, a montré les incertitudes dont il était entaché. Un mécanisme d'embrayage **spécifique**, permettant un contrôle de l'effort transmis, est donc nécessaire à la mise en oeuvre de cette commande. Cette solution, qui promet malgré ses exigences, a vraisemblablement fait l'objet de quelques études : [HERENT et al., 87] envisage la réalisation de tels embrayages.

#### 6.4.1.5. Choix d'une solution dans un contexte particulier

Différentes stratégies permettent de mettre en oeuvre la commande de la transmission. Les objectifs que nous nous sommes fixés en terme de prix et d'adaptabilité, ainsi que les contraintes d'usure, nous invitent à étudier avec un intérêt particulier la commande par prédiction de discontinuité (paragraphe 6.4.1.3).

### 6.4.2. Premiers résultats en simulation de la stratégie de traitement de l'à-coup

La figure suivante présente les résultats obtenus en simulation sur le modèle complet de la transmission, avec la stratégie évoquée au paragraphe 6.4.1.3 et la loi de commande correspondant à la formule (6.67).

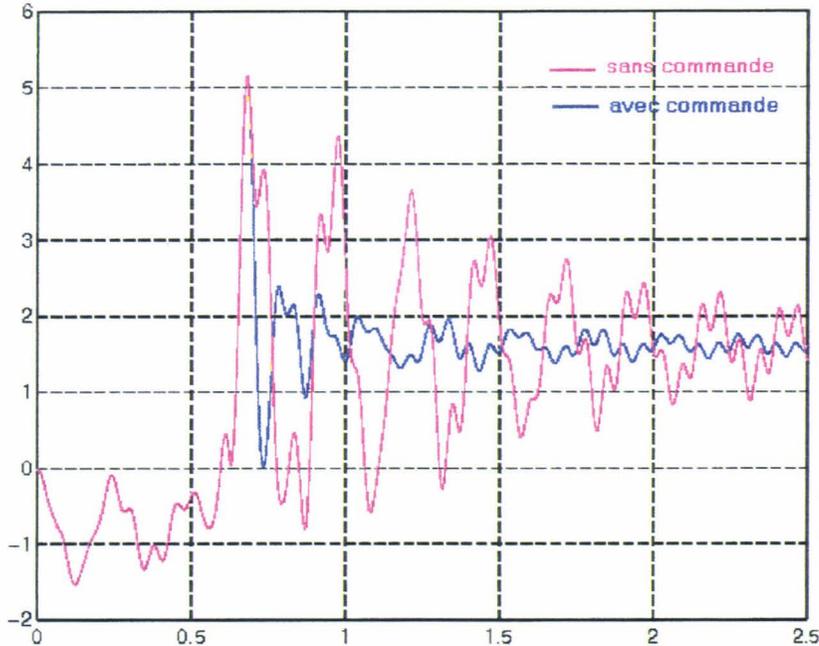


Figure 6.11 : Réponse à une discontinuité du couple moteur sur l'accélération longitudinale de la caisse

La discontinuité de la position de la pédale d'accélérateur intervient à l'instant  $t=0.5s$ . La commande proposée ne modifie pas, dans un premier temps le comportement dynamique du véhicule, l'embrayage restant collé. La première montée en accélération est donc identique pour la transmission commandée et pour la transmission non commandée. Les deux courbes d'accélération se distinguent quand le glissement de l'embrayage intervient. La dynamique du système alors effectivement commandé est plus rapide et plus amortie. Le recollage de la friction intervient rapidement et le système reprend sa dynamique initiale. L'amplitude des oscillations après recollage est alors fortement diminuée.

Nous reviendrons dans les paragraphes suivants sur la quantification du confort généré par cette commande. On constate par ailleurs que la commande contribue, sur une telle sollicitation, à améliorer l'agrément de conduite tel qu'il a été quantifié au paragraphe 2.3.2.2.4. du chapitre 2.

## 6.5. Etude de la stabilité et de la robustesse de la commande

L'étude de la stabilité des systèmes a fait l'objet de nombreux travaux, et de nombreux outils existent pour l'étude des systèmes linéaires. Le système qui nous intéresse est particulièrement riche en non linéarités. L'étude de la stabilité des systèmes non linéaires reste un

problème ouvert tant sont nombreuses les non-linéarités auxquelles sont confrontés les automaticiens.

[BORNE et al., 93] donne un aperçu général des différentes méthodologies d'étude de stabilité.

Nous commencerons l'étude de la stabilité de la commande dont nous avons évoqué plus haut le principe, sur un modèle linéaire, et en considérant l'actionneur comme parfait. Nous essaierons ensuite d'intégrer dans l'étude, les non linéarités du système ainsi que la dynamique de l'actionneur.

L'importance des non linéarités dans un système nous invite à confirmer et moduler les résultats obtenus de façon formelle sur un modèle mathématique, par les observations faites en simulation. Cette analyse en simulation de la stabilité fera l'objet d'un deuxième paragraphe.

D'un point de vue général, l'étude de la stabilité d'un tel système ne permet pas de tirer de conclusion précise quant aux valeurs numériques des paramètres de la commande. En revanche, l'étude, théorique et en simulation, permet d'acquérir une expertise déductive (voir chapitre 3) du système commandé, en particulier sur l'influence des différents paramètres de la commande.

Nous mènerons l'étude théorique de la stabilité sur le modèle dérivé, où la dérivée de la vitesse moteur est asservie et la variable de commande est  $w = \dot{C}_{tr}$ . Ce système est représenté figure 6.12.

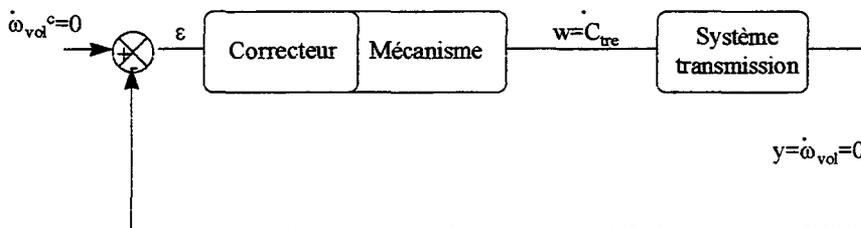


Figure 6.12 : Schéma de la régulation du sous-système volant moteur

Cette représentation permet d'avoir une commande nulle quand l'erreur  $\epsilon$  est nulle.

## 6.5.1. Point de vue théorique sur le modèle de commande

### 6.5.1.1. Cas d'un actionneur parfait

Nous avons souligné dans la présentation du principe de commande, que le sous-système en aval de la friction d'embrayage fonctionnait en boucle ouverte. La dynamique de ce sous-système étant connue, sa stabilité est acquise.

L'étude de la stabilité de la commande se résume donc à l'étude de la stabilité du sous-système volant moteur, d'ordre 1 en boucle ouverte. Nous reprenons les hypothèses du paragraphe 6.3.5.1, et étudions la stabilité de la variable  $\dot{\omega}_{vol}$  (impliquant la stabilité de  $\omega_{vol}$ ).

La commande (6.67) peut être enrichie d'une composante dérivée, ce qui conduit à la forme dérivée :

$$w = \dot{C}_{tr} = k_p^t \dot{\omega}_{vol} + k_i^t \omega_{vol} + k_d^t \ddot{\omega}_{vol} \quad (6.88)$$

L'équation du système volant moteur (bond-graph de la figure 4.31) en boucle fermée devient :

$$(I_{vol} + k_d^t) \ddot{\omega}_{vol} + (R_{vol} + k_p^t) \dot{\omega}_{vol} + k_i^t \omega_{vol} = 0 \quad (6.89)$$

Le discriminant du système en boucle fermée est :

$$\Delta = (R_{vol} + k_p^t)^2 - 4k_i^t(I_{vol} + k_d^t) \quad (6.90)$$

Si l'on veut que la variable commandée rejoigne la consigne sans dépassement, ce discriminant doit être positif, ce qui conduit à la première condition :

$$(R_{vol} + k_p^t)^2 \geq 4k_i^t(I_{vol} + k_d^t) \quad (6.91)$$

Les valeurs propres du système en boucle fermée sont alors :

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{-(R_{vol} + k_p^t) + \sqrt{\Delta}}{2(I_{vol} + k_d^t)} \\ \sigma_2 = \frac{-(R_{vol} + k_p^t) - \sqrt{\Delta}}{2(I_{vol} + k_d^t)} \end{cases} \quad (6.92)$$

Ces deux valeurs propres sont réelles et la stabilité du système est assurée si elles sont négatives. Cette condition conduit aux inégalités :

$$\begin{cases} k_d^t \geq -I_{vol} \\ k_p^t \geq \sqrt{\Delta} - R_{vol} \end{cases} \quad (6.93)$$

Par ailleurs, la convergence vers l'état d'équilibre est d'autant plus rapide que les valeurs propres sont grandes en valeur absolue.

Sous ces hypothèses, on est donc guidé vers le choix de gains intégral et dérivé nuls et d'un gain proportionnel le plus grand possible. En théorie, il est ainsi possible d'atteindre une dynamique de convergence infinie.

### 6.5.1.2. Introduction de la dynamique de l'actionneur

Afin d'introduire la dynamique de l'actionneur, nous noterons  $u$  le couple transmis par la friction,  $u^c$  le couple consigne, issu du calculateur. L'hypothèse d'une relation linéaire entre la position du vérin  $pv$  et  $u$  est conservée.

Nous avons considéré jusqu'ici un actionneur parfait, c'est-à-dire, entre autres conditions, infiniment rapide. L'introduction d'une dynamique linéaire d'actionneur peut se faire par l'intermédiaire d'une fonction de transfert du premier ordre :

$$\frac{u}{u^c}(s) = \frac{C_{tr}}{C_{tr}^c}(s) = \frac{1}{1 + \tau s} \quad (6.94)$$

$\tau$  s'identifiant à la constante de temps de l'actionneur. En donnant à  $u^c$  la même formulation que précédemment, il vient de (6.80), en temporel :

$$w + \tau \dot{w} = k_p^t \dot{\omega}_{vol} + k_i^t \omega_{vol} + k_d^t \ddot{\omega}_{vol} \quad (6.95)$$

L'équation du système en boucle fermée devient :

$$\mathcal{I}_{vol} \ddot{\omega}_{vol} + (I_{vol} + k_d^t + \tau R_{vol}) \dot{\omega}_{vol} + (k_p^t + R_{vol}) \omega_{vol} = 0 \quad (6.96)$$

L'équation caractéristique du système est donc :

$$\mathcal{I}_{vol} \lambda^3 + (I_{vol} + k_d^t + \tau R_{vol}) \lambda^2 + (k_p^t + R_{vol}) \lambda + k_i^t = 0 \quad (6.97)$$

Le système est stable si tous les termes de la première colonne du tableau de Routh associé sont positifs, ce qui se traduit par :

$$I_{vol} + k_d^t + \tau R_{vol} \geq 0 \quad (6.98)$$

$$0 \leq k_i^t \leq (k_p^t + R_{vol}) \frac{I_{vol} + k_d^t + \tau R_{vol}}{\mathcal{I}_{vol}} \quad (6.99)$$

Pour  $k_d^t$  fixé satisfaisant la condition (6.98), la zone de stabilité est délimitée dans le demi-plan de l'espace défini par  $k_p^t$ ,  $k_i^t$ , par deux droites. La première isole le demi plan  $k_i^t \geq 0$ , la seconde est une fonction affine dont les coefficients dépendent du dernier paramètre de commande  $k_d^t$  et des paramètres du système :

$$k_i^t = (k_p^t + R_{vol}) \frac{I_{vol} + k_d^t + \tau R_{vol}}{\mathcal{I}_{vol}} \quad (6.100)$$

Plus précisément, on peut étudier l'influence des différents paramètres de commande ou du système en considérant la fonction (6.100) ci-dessus comme une fonction des différents paramètres  $\rho_i$  qu'elle met en jeu et par l'étude du signe des fonctions  $\frac{\partial k_i^t}{\partial \rho_i}$ .

Cette étude permet d'obtenir le tableau suivant :

| <i>Paramètres</i>             | <i>Influence sur la stabilité</i> |
|-------------------------------|-----------------------------------|
| <i>Paramètres de commande</i> |                                   |
| $k_p^t$                       | +                                 |
| $k_d^t$                       | +                                 |
| <i>Paramètre actionneur</i>   |                                   |
| $\tau$                        | -                                 |
| <i>Paramètres du système</i>  |                                   |
| $I_{vol}$                     | -                                 |
| $R_{vol}$                     | +                                 |

Tableau 6.1 : Influence des paramètres de commande et du système transmission sur la stabilité

Ces résultats peuvent être visualisés dans le plan  $k_p^t, k_i^t$  :

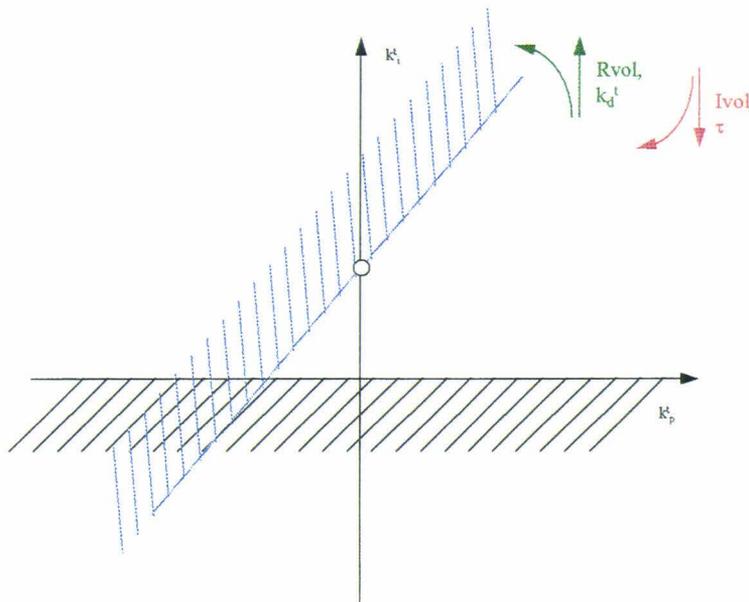


Figure 6.13 : Visualisation dans le plan  $k_p^t, k_i^t$ , de l'influence des paramètres considérés (évolution de la zone de stabilité quand les paramètres augmentent)

Cette première approche permet d'extraire les zones de stabilité du système en boucle fermée, sans toutefois en donner la dynamique. Les courbes suivantes donnent la dynamique du système en boucle fermée en fonction des gains  $k_p^t$  et  $k_i^t$ . Pour caractériser cette dynamique, nous utilisons la pulsation naturelle  $\Omega_n$ , l'amortissement  $\Sigma$  et la valeur propre réelle  $\Lambda$  de l'équation différentielle :

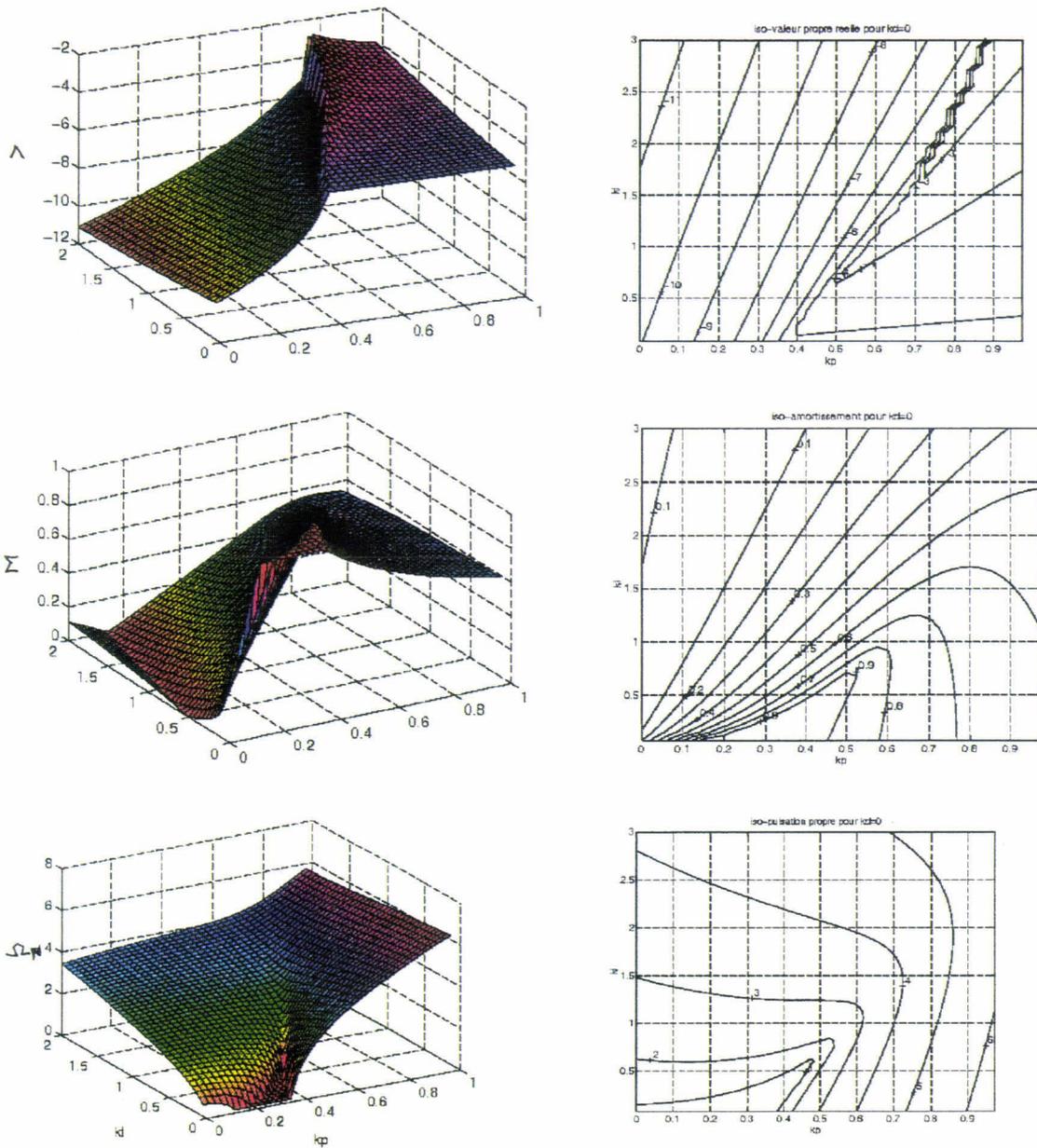


Figure 6.14 : Caractérisation de la dynamique du système en boucle fermée en fonction des gains  $k_p^t$  et  $k_i^t$ , pour  $k_d^t = 0$

Les courbes en trois dimensions permettent une vision synthétique et qualitative de l'évolution de la dynamique du système en fonction des paramètres de commande considérés. Les courbes de niveau autorisent une vision plus quantitative des mêmes résultats.

L'efficacité du principe de commande énoncé repose, comme nous l'avons vu, sur une convergence rapide et sans dépassement de la vitesse moteur vers la vitesse consigne. La rapidité de la convergence entraîne à la fois un recollage rapide de l'embrayage, donc une usure réduite, et

une oscillation réduite après le recollage ; le non dépassement assure que la friction ne recollera pas avant que l'état ne corresponde à des conditions initiales favorables pour le recollage.

Ainsi, nous sommes à la recherche d'une valeur propre réelle de valeur absolue la plus grande possible, d'une pulsation propre du mode oscillant la plus faible possible (voire nulle) et d'un amortissement du mode oscillant le plus grand possible

Ces critères étant donnés, on constate :

- qu'il existe pour le couple  $k_p^t$ ,  $k_i^t$  une zone favorable correspondant à un amortissement élevé et à une oscillation nulle,
- que cette zone de dynamique favorable s'élargit quand  $k_d^t$  augmente,
- que l'augmentation de  $k_d^t$  est favorable à la rapidité de convergence de la vitesse moteur vers la consigne.

### 6.5.1.3. La robustesse de la commande en tenant compte de la dynamique de l'actionneur

Nous utilisons les critères marge de gain et marge de phase pour évaluer la robustesse de la commande. Les figures suivantes proposent, pour différentes valeurs du gain  $k_d^t$ , les surfaces de marge de gain et marge de phase en fonction de  $k_p^t$ ,  $k_i^t$ , ainsi que les courbes d'iso-marge de gain et iso-marge de phase dans le plan  $k_p^t$ ,  $k_i^t$ .

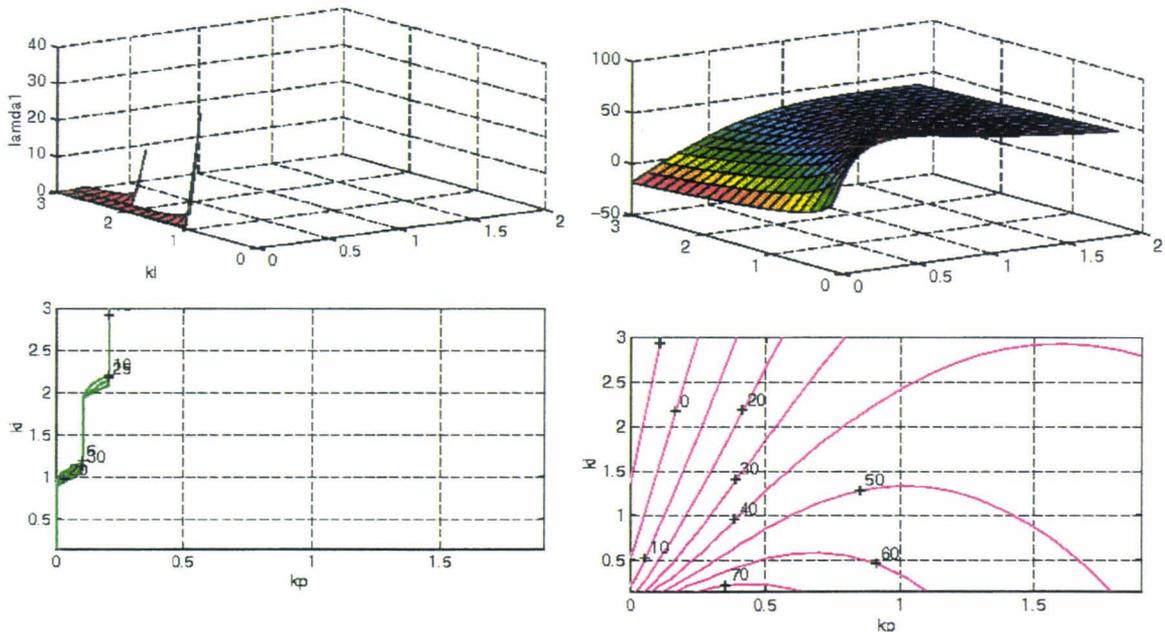


Figure 6.15 : Marge de gain et de phase et iso-marge de gain et phase en fonction de  $k_p^t$ ,  $k_i^t$

On constate que la modélisation considérée conduit à une marge de gain infini pour une large partie de l'espace  $k_i^t$ ,  $k_p^t$ .

La robustesse de la commande vis à vis des paramètres de commande est d'autant plus grande que les deux critères considérés sont élevés. Les zones de grande robustesse ainsi mises en évidence correspondent aux dynamiques les plus stables mises en évidence au paragraphe 6.5.1.2.

6.5.1.4. *Prise en compte d'une non-linéarité de l'actionneur*

Nous prenons en compte dans ce paragraphe, une non-linéarité de l'actionneur du type :

$$C_{tre} = C_{tre\ max} \left( 1 - \frac{pv^c}{pv_{deb}} \right)^n \tag{6.101}$$

où  $C_{tre}$  est le couple transmissible par la friction, correspondant à la forme observée en essai, sans hystérésis (voir figure 5.11), où  $pv_{deb}$  désigne la position du vérin d'embrayage correspondant à la transmission d'un couple nul,  $n$  est un entier supérieur ou égal à 2 et dépendant de la caractéristique de l'embrayage. Par ailleurs, l'actionneur est supposé infiniment rapide.

La prise en compte de cette non-linéarité d'actionneur correspond au fait que, comme nous l'avons vu, la variable d'actionneur contrôlée par les boucles primaire et secondaire (voir architecture de commande figure 6.1) est la position du vérin d'embrayage. La variable de commande du système transmission  $u=C_{tre}$  est la réponse en boucle ouverte du mécanisme d'embrayage à cette position.

Posons :

$$v = \frac{pv_{deb} - pv^c}{pv_{deb}} \tag{6.102}$$

Il vient :

$$C_{tre} = C_{tre\ max} v^n \tag{6.103}$$

La structure de commande est schématisée sur la figure 6.16 :

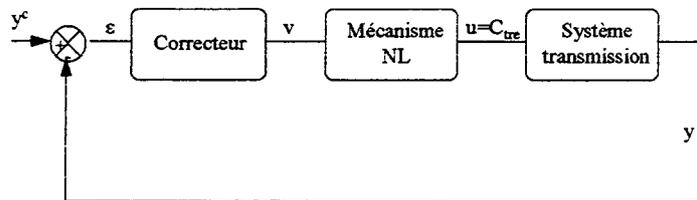


Figure 6.16 : Introduction d'une non-linéarité dans la boucle de régulation

6.5.1.4.1. *Stabilité sur un retour PID en position vérin*

On envisage ici une commande de type PID, réalisée sur la position du vérin. On pose :

$$v - v_0 = K_p (\omega_{vol} - \omega_0) + K_i \int_{t_0}^t (\omega_{vol} - \omega^c) dt + K_d \dot{\omega}_{vol} \tag{6.104}$$

où  $t_0$  désigne l'instant où la commande prend effet et  $v_0$  la valeur de  $v$  à cet instant.

Le schéma de la figure 6.16 peut être modifié en considérant les variables dérivées :

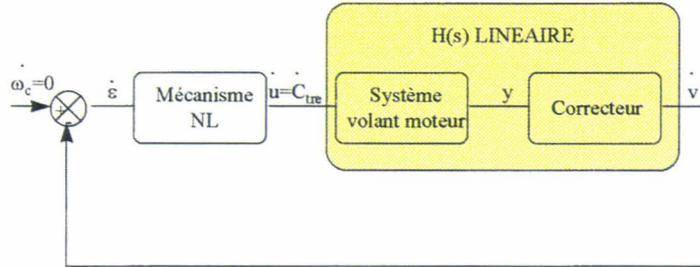


Figure 6.17 : Introduction d'une non-linéarité dans la boucle de régulation

On montre, à partir de l'équation (6.104) et du bond-graph de la figure 4.31 :

$$H(s) = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s(I_{vol} s + R_{vol})} \tag{6.105}$$

par ailleurs :

$$\dot{u} = n C_{tre \max} v^{n-1} \dot{v} \tag{6.106}$$

On peut supposer qu'au cours de la commande,  $v$  est compris entre  $\gamma$  et 1 c'est à dire que la position de l'embrayage se situe entre une position où un couple non-nul est transmis et la position complètement enclenchée. La non-linéarité est ainsi séparée et comprise entre deux constantes :

$$n C_{tre \max} \gamma^{n-1} \leq \frac{\dot{u}}{\dot{v}} \leq n C_{tre \max} \tag{6.107}$$

De nombreux critères ont été proposés pour étudier la stabilité de ce type de systèmes non-linéaires. Le critère de Popov, par exemple, propose une condition nécessaire de stabilité. Ce critère possède une interprétation géométrique dans le plan de Popov [POPOV, 73]. Le système que nous considérons est ainsi stable s'il existe un réel  $q$  tel que :

$$\text{Re} \left[ (1 + jq\omega) H(j\omega) \right] + \frac{1}{n C_{tre \max}} > 0 \tag{6.108}$$

Les lieux de Popov, non reproduits ici, montrent l'existence d'un tel réel  $q$  pour les valeurs du couple  $(K_i, K_p)$  assurant la stabilité du système linéaire. En outre, la condition (6.108) est d'autant plus facilement vérifiée que la non linéarité est faible c'est-à-dire  $n$  petit.

#### 6.5.1.4.2. Compensation de non-linéarité par retour d'état

Une autre façon d'aborder la stabilité du système en prenant en compte la non-linéarité est d'envisager une loi de commande compensant la non-linéarité. On peut ainsi envisager la commande :

$$v - v_i = K_p(v)(\omega_{vol} - \omega_{voli}) + K_i(v) \int_{t_i}^t (\omega_{vol} - \omega^c) dt + K_d(v) \dot{\omega}_{vol} \quad (6.109)$$

où :

$$K_l(v) = \frac{k_l^t}{nC_{tr\max} v^{n-1}}, \quad l \in \{i, p, d\} \quad (6.110)$$

L'hypothèse d'un actionneur infiniment rapide conduit à linéariser le système bouclé et retrouver la commande définie en (6.67).

D'un point de vue plus concret, la compensation de non-linéarité, permet d'adapter les gains de la commande à la pente de la fonction  $C_{tr} = f(pv)$  au point de fonctionnement considéré.

Dans le cas où l'on ne procède pas à cette adaptation, les gains  $k_p^t$ ,  $k_i^t$  et  $k_d^t$  doivent être calculés autour du point de fonctionnement le plus défavorable, c'est-à-dire celui où la pente est la plus forte. Ailleurs, ces gains ne seront donc pas optimaux, mais la commande résultante sera stable sur l'ensemble du domaine de fonctionnement du mécanisme d'embrayage.

### 6.5.2. Etude en simulation

Les réflexions théoriques des paragraphes précédents sont basées sur des hypothèses largement simplificatrices, mais permettant d'extraire des résultats qualitatifs dignes d'intérêt. Ces résultats, avant d'être confirmés sur un prototype, doivent être validés sur le modèle complet en simulation.

A ce titre, l'utilisation judicieuse de l'outil informatique, évoquée au chapitre 3 et impliquant des mises en écran interactives et conviviales constitue une aide précieuse.

L'étude de la commande en simulation est également l'occasion d'éprouver la robustesse du système commandé vis-à-vis de l'évolution de ses paramètres. Nous proposons de ranger ces paramètres en trois familles :

- les paramètres du système à commander, c'est-à-dire les différentes inerties, raideurs ou frottements de la transmission et du véhicule,
- les paramètres de l'actionneur comprenant la servo-valve et le mécanisme d'embrayage,
- les paramètres de la commande. On se limite ici à la commande décrite ci-dessus.

Nous avons privilégié, au sein de chaque famille, ceux des paramètres les plus influents, ou les plus susceptibles d'évoluer, tant dans le temps que d'un véhicule à l'autre.

Les résultats suivants sont basés sur la simulation de la commande sur les modèles complets de l'actionneur et du système à commander. Les non-linéarités oubliées dans l'étude théorique sont donc prises en compte, ainsi que les dynamiques plus élevées.

### 6.5.2.1. Robustesse vis-à-vis des paramètres du système

Nous considérons les trois paramètres suivants pour leur importance dans la tenue du système piloté dans le temps et dans la transportabilité du système sur des véhicules de types différents :

- $j_{eu}$  : le jeu total de la transmission ramené au volant moteur,
- $k_{trans}$  : la raideur de transmission dont on a vu qu'elle était à l'origine du mode de transmission le plus lent (notée RAITRA sur les courbes),
- $I_{veh}$  : la masse du véhicule,
- $I_{vol}$  : l'inertie du volant moteur.

La première figure montre l'évolution du critère  $J$  défini au chapitre 2 (et noté  $ax_{crit}$  sur les courbes suivantes), en fonction des deux premiers paramètres, la commande étant inactive. Le point correspondant à un véhicule de tourisme moyen est indiqué sur cette figure. La deuxième figure s'intéresse à la robustesse de la commande vis-à-vis de ces deux mêmes paramètres.

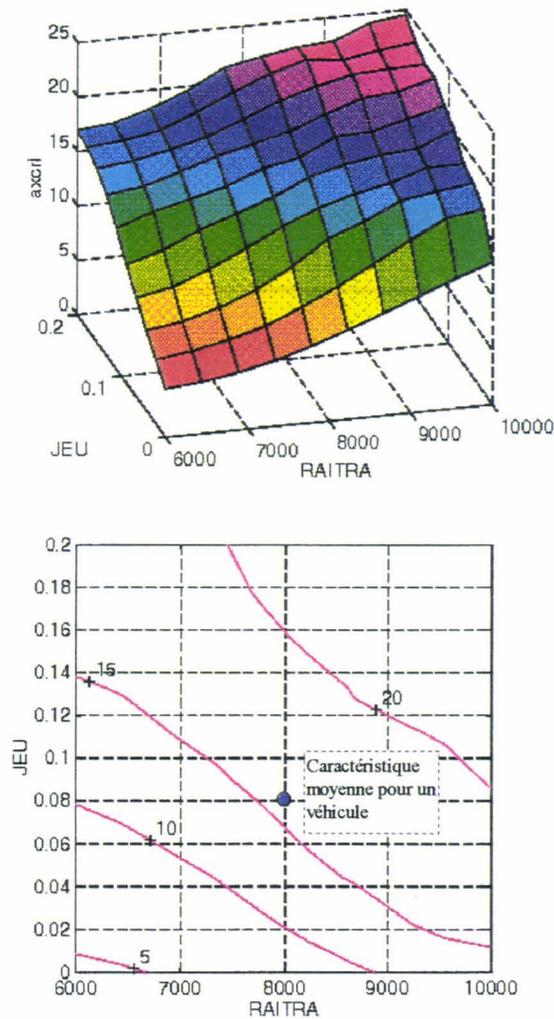


Figure 6.18 : Evolution du critère de confort en fonction du jeu et de la raideur de l'arbre de transmission, la commande étant inactive

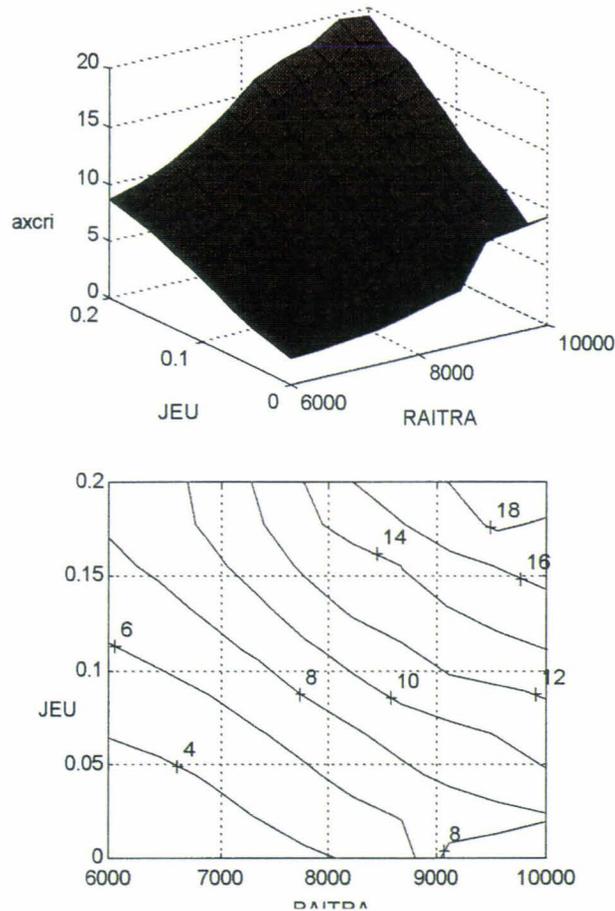


Figure 6.19 : Evolution du critère de confort en fonction du jeu et de la raideur de l'arbre de transmission, la commande étant active

La comparaison des résultats obtenus avec et sans commande permettent de constater l'amélioration apportée (le critère passe de 16 à 8 pour le point correspondant à un véhicule de caractéristiques moyennes). On constate également une même sensibilité à l'évolution des paramètres pour les fonctionnements actif et passif de la transmission : l'influence négative du jeu de transmission sur le confort est mise en évidence ; de même, une augmentation de la raideur de transmission détériore le confort vibratoire. Ce dernier résultat n'est vrai que dans la plage de variation de la raideur considérée : au delà, une rigidification des transmissions décale les modes propres vers le haut et contribue à diminuer la valeur du critère de confort.

Les courbes de la figure 6.20 s'intéressent à la sensibilité de la commande à l'évolution des principales inerties du système.

Remarquons qu'une inertie élevée du volant moteur s'avère ici favorable à l'efficacité de la commande. Cette propriété n'est pas vérifiée pour une transmission passive. Cette différence de comportement s'explique sur le modèle simple de commande : la diminution de l'inertie moteur augmente la dynamique en boucle fermée de la vitesse moteur. Le recollage intervient alors avant que ne soit stabilisé le mode généré sur le sous-système en aval de la friction et conduit à des amplitudes élevées de l'oscillation en fonctionnement collé.

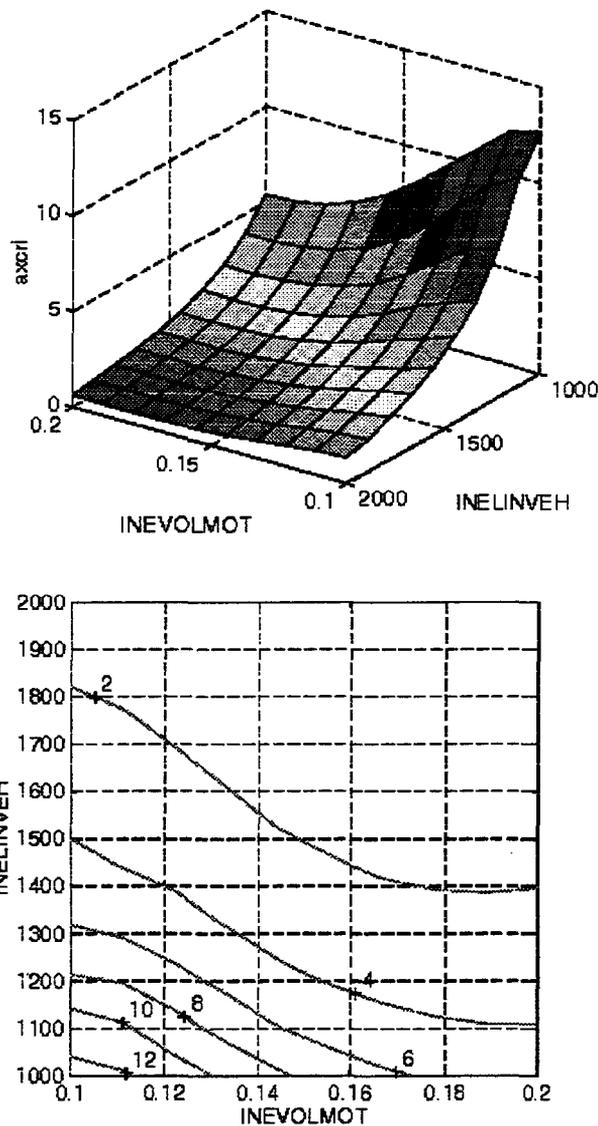


Figure 6.20 : Evolution du critère de confort en fonction des inerties moteur et véhicule

### 6.5.2.2. Robustesse vis à vis des paramètres de l'actionneur

Nous nous intéressons particulièrement aux paramètres suivants :

- $R_{bs}$  : le frottement sec sur la liaison butée-arbre primaire de boîte,
- $S_{vérin}$  : la section du vérin d'embrayage,
- $P_{alim}$  : la pression d'alimentation

#### Remarque :

Le jeu de friction (croissant en fonction de l'usure du disque) n'intervient pas sur le confort généré par la commande dans cette situation de fonctionnement. En effet, la commande de l'à-coup de couple maintient, comme nous l'avons déjà évoqué au paragraphe 6.5.1.4.1., le vérin

d'embrayage dans une zone de fonctionnement où  $C_{tre} > 0$ . Le jeu de la friction d'embrayage n'est pas un point de fonctionnement rencontré au cours de la commande.

La figure 6.21 donne l'évolution du critère de confort  $J$  en fonction du premier paramètre lié à l'actionneur  $R_{bs}$ . Ce paramètre est d'ailleurs susceptible d'une dérive temporelle ce qui rend l'étude particulièrement intéressante.

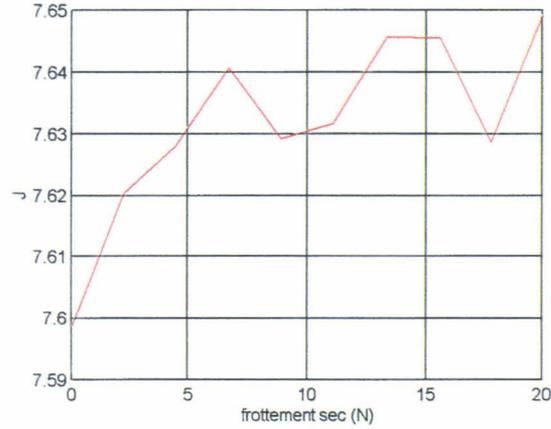


Figure 6.21 : Evolution du critère de confort  $J$  en fonction du frottement sec sur la butée d'embrayage

On constate que la commande n'est que faiblement dégradée par l'augmentation du frottement sec de la butée. La robustesse que confère la servo-valve à la commande en position de la butée d'embrayage contribue à rendre insensible la commande de niveau supérieure (stratégique) à la variation de ce paramètre.

La figure 6.22 donne l'évolution de la réponse en fonction des deux autres paramètres de l'actionneur considérés : la pression d'alimentation de la servo-valve et la section du vérin d'embrayage. Ces paramètres sont susceptibles de varier d'un type de véhicule à l'autre. L'évolution du paramètre de confort vis-à-vis de la variation de ces paramètres témoignent de la transportabilité du système.

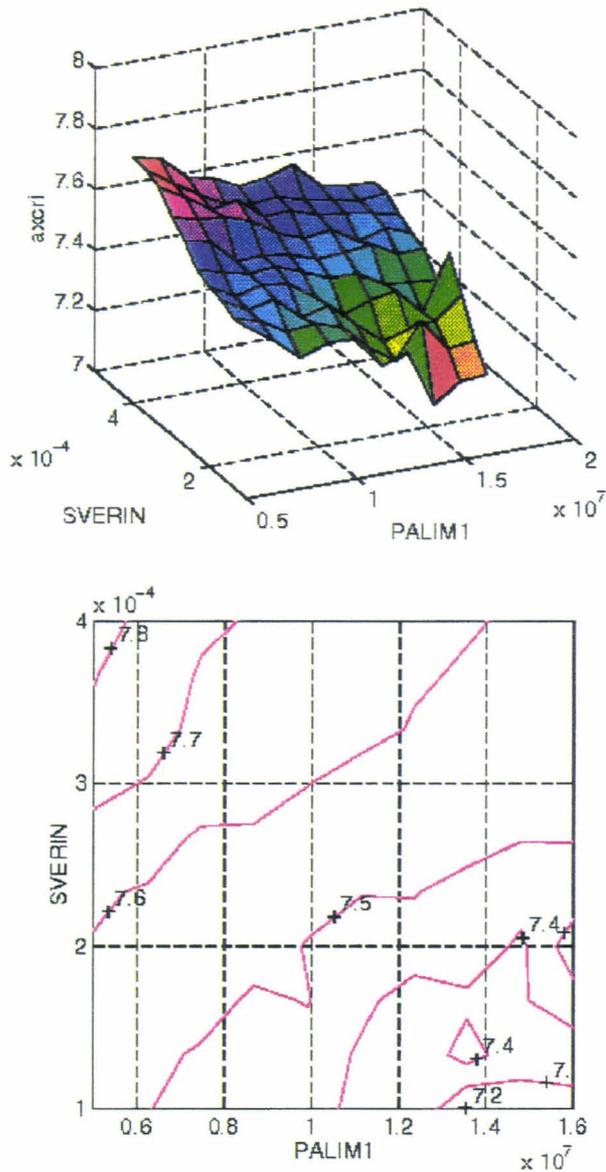


Figure 6.22 : Evolution du critère de confort  $J$  en fonction de la pression d'alimentation de la servo-valve et de la section du vérin

On constate la grande robustesse de la commande vis à vis de l'évolution de ces paramètres, le critère  $J$  de confort restant sensiblement constant.

### 6.5.2.3. Robustesse vis à vis des paramètres de la commande

La commande considérée est décrite par :

$$p\dot{v} = -k_p \dot{\omega}_{vol} - k_i \omega_{vol} - k_d \ddot{\omega}_{vol} \quad (6.111)$$

Les figures ci-dessous présentent la surface décrite par le critère de confort  $J$  en fonction des paramètres  $k_i$  et  $k_p$ , pour un  $k_d$  nul.

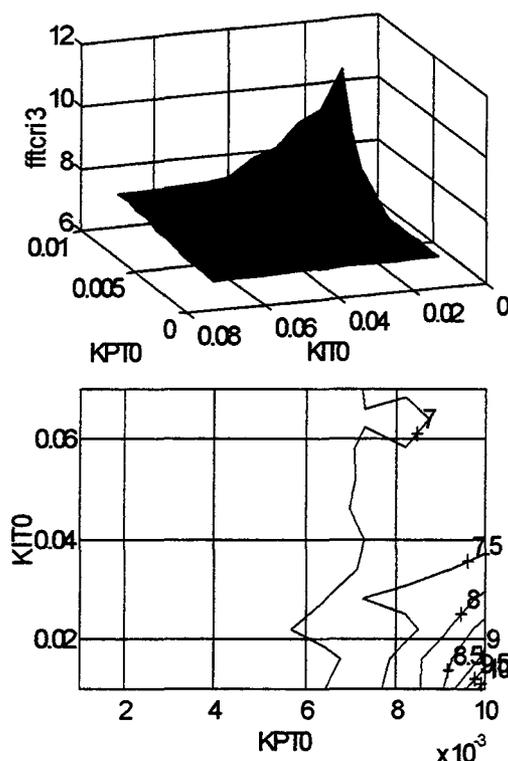


Figure 6.23 : Représentation dans l'espace des paramètres de commande du critère de confort  $J$

Les résultats obtenus témoignent d'une bonne robustesse vis-à-vis des paramètres de la commande : le critère de confort reste, pour des variations grandes des paramètres de commande, dans un domaine de l'espace restreint (comparativement aux domaines observés figures 6.19 et 6.21).

#### 6.5.2.4. Bilan de l'étude de robustesse

Une bonne robustesse vis à vis du confort est montrée par l'analyse en simulation sur le modèle complet. Cette robustesse est grande vis-à-vis des paramètres de l'actionneur et des paramètres de commande, tandis que les paramètres du système transmission ont une incidence plus importante.

## 6.6. Conclusion du chapitre 6

Ce chapitre a introduit les principes de base d'une commande originale de la transmission en vue d'améliorer le confort. Cette commande est basée sur la commutation d'état permise par la caractéristique de la friction d'embrayage.

En fonctionnement glissant, l'asservissement de la vitesse moteur vers une vitesse consigne conduit l'état du système vers un point correspondant à des conditions initiales de fonctionnement collé optimales du point de vue oscillatoire. En outre, la dynamique du fonctionnement glissant est exploitée pour amortir rapidement les oscillations du transitoire générés par un à-coup de couple.

Cette stratégie de commande, conçue sur le modèle de commande, a été éprouvée sur un modèle plus complet du véhicule, en particulier du point de vue de la robustesse vis à vis du confort.

Dans cette démarche, nous avons privilégié le confort. Nous nous sommes restreints pour ce faire à l'étude de l'à-coup. Le chapitre 7 présente de façon plus pragmatique, la mise en oeuvre de ces principes de commande sur les autres situations de fonctionnement de la transmission. L'aspect agrément de conduite sera alors étudié.

## Chapitre 7 : Mise en œuvre et résultats

### 7.1. Introduction

L'étude du « réattelage » a permis d'extraire les grands principes de lois de commande permettant d'éliminer, lors d'une discontinuité de couple moteur, la dynamique lente générée par la transmission.

Ces grands principes doivent être appliqués dans les autres situations de fonctionnement où l'embrayage est sollicité :

- Le démarrage du véhicule
- L'arrêt du véhicule
- Les changements de rapport de boîte

Dans ces différentes situations de fonctionnement, les principes énoncés au chapitre précédent doivent être adaptés afin de prendre en compte un certain nombre de contraintes supplémentaires, en particulier les contraintes d'agrément de conduite précisées au chapitre 2.

Nous présentons dans un premier temps l'organigramme épuré de la commande complète de l'embrayage. L'analyse de cet organigramme sera l'occasion de mettre l'accent sur les étapes importantes de la mise en œuvre

Enfin, la production de cette commande sera présentée pour les différentes situations de fonctionnement de la transmission, tant par la simulation du modèle complet que par les premiers essais du mulet.

## 7.2. L'algorithme de commande

### 7.2.1. Organigramme de la commande complète

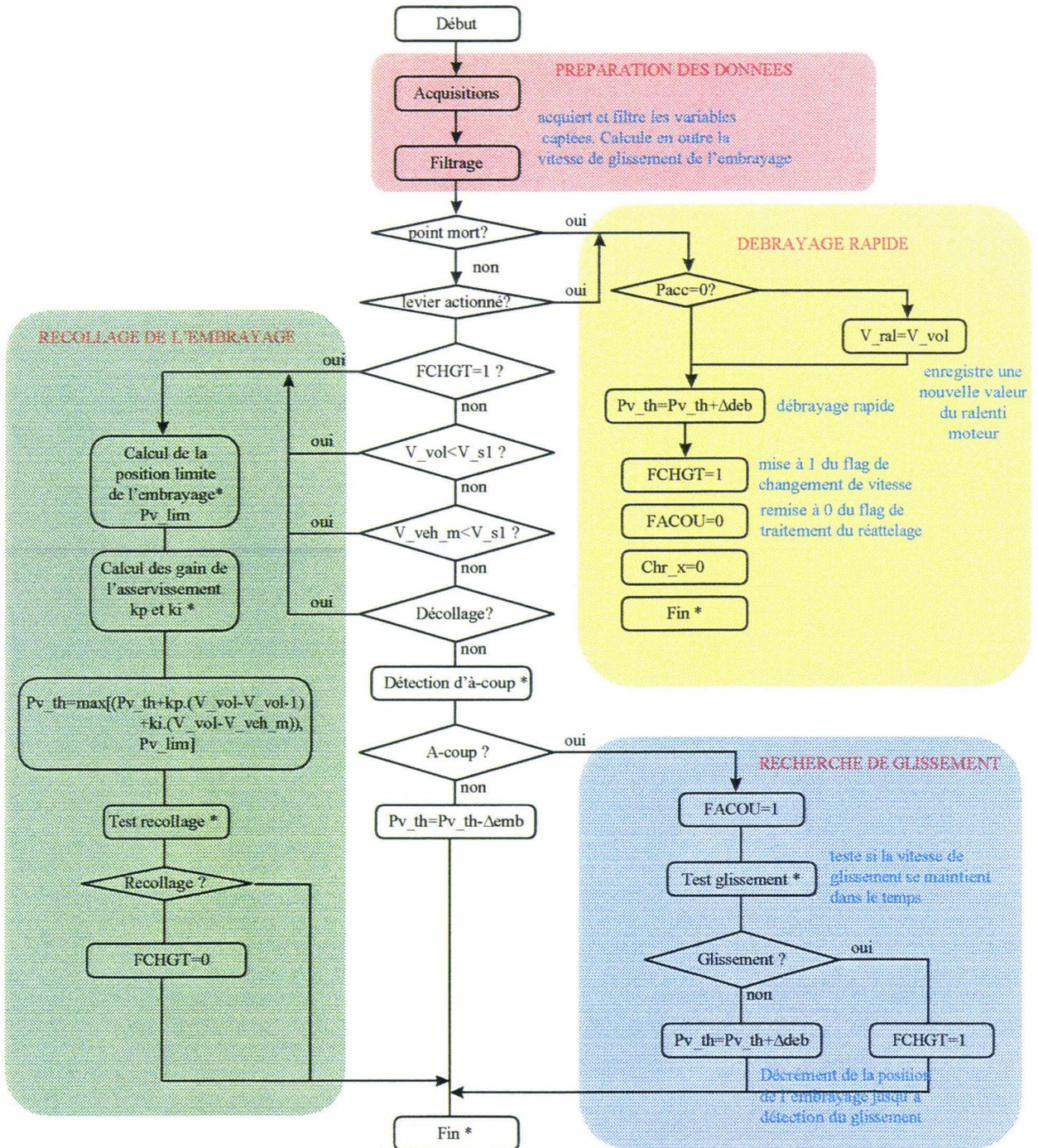


Figure 7.1 : Organigramme de la commande de l'embrayage piloté

- $Pv_{th}$  désigne la position théorique que doit prendre le vérin d'embrayage. C'est la sortie de la troisième boucle d'asservissement (voir figure 6.5).
- $kp$  et  $ki$  désignent respectivement le gain proportionnel et le gain intégral. Nous verrons dans les paragraphes suivants comment les gains issus de l'analyse du chapitre 6 sont adaptés aux différentes situations de fonctionnement de la transmission.
- $Adeb$  désigne un incrément appliqué à la position de vérin consigne lors d'un débrayage rapide.
- $Vvol$ ,  $V_{ral}$  et  $V_{veh\_m}$  désignent respectivement la vitesse du moteur, la vitesse de ralenti du moteur, et la vitesse du pont (du véhicule à un coefficient multiplicatif près), ramené au moteur (donc divisé par les rapports de transformation du pont et de la boîte de vitesse (voir paragraphe 4.3.3., formule (4.28))).
- $Pv_{deb}$  est la position du vérin d'embrayage correspondant à un débrayage complet.
- $Pv_{lim}$  est une position du vérin d'embrayage, fonction de l'état de la transmission, en dessous de laquelle ne doit pas se situer  $Pv_{th}$ . Cette variable intermédiaire est précisée dans le paragraphe 7.2.5.1 de ce chapitre.
- FCHGT et FACOU sont des booléens. FCHGT est mis à 0 quand le recollage est détecté, et mis à 1 lorsque le débrayage est provoqué par action sur le levier ou quand un décollage est détecté. FACOU est mis à 1 quand un à-coup est détecté sur la pédale d'accélérateur. Cette détection entraîne un débrayage incrémental. A chaque pas, la présence d'un glissement est testée. En cas de glissement, FACOU est mis à 0 et FCHGT à 1.

Des précisions sur ces variables seront apportées dans les paragraphes suivants.

On distingue sur l'organigramme, 4 grandes parties :

- La préparation des données, en charge en particulier des filtrages et de la construction des paramètres évolutifs de la commande.
- Le débrayage rapide commandé par une action sur le pommeau ou par la détection du point mort.
- La recherche de glissement, dans le cadre du traitement de l'à-coup.
- L'asservissement de l'embrayage dans la fermeture de celui-ci. Cette partie de la commande conduit au recollage de la friction et tient compte des considérations sur la dynamique issues de l'étude du chapitre 6.

L'architecture de cette commande est simple et montre, par la présence d'une seule boucle d'asservissement, que le même principe de base, issu des réflexions sur la dynamique du système (chapitre 6), est utilisé pour toutes les situations de fonctionnement de la transmission.

Nous reviendrons sur chacune de ces parties de la commande dans les paragraphes suivants.

### 7.2.2. Préparation des données

La préparation des données comprend, outre la mesure :

- Le filtrage des mesures.
- La construction de variables nécessaires à la commande.

### 7.2.2.1. Les bruits d'échantillonnage et de discrétisation

Deux capteurs permettent de mesurer des variables d'état de la transmission : le capteur de vitesse moteur et le capteur de vitesse véhicule. Ces deux capteurs utilisent la même technologie : un capteur à effet Hall est placé devant une roue dentée, solidaire de l'arbre dont on veut mesurer la vitesse. Le passage des dents devant le capteur déclenche des fronts. L'horloge interne du calculateur calcule le temps qui sépare le passage de deux fronts consécutifs. Plus précisément le calculateur compte le nombre  $N_{th}$  de périodes internes  $\tau_h$  séparant le passage de deux dents de la roue. Si  $N_{dents}$  est le nombre de dents sur la roue considérée, on calcule la vitesse de celle-ci par :

$$\omega = \frac{2\pi}{N_{th} \tau_{th} N_{dents}} \quad (7.1)$$

La technologie induit donc une erreur et un retard. Ces deux paramètres évoluent en fonction de la vitesse considérée, dans des directions différentes. Par ailleurs, le nombre de dents sur la roue, ainsi que la fréquence d'horloge utilisée ont une influence sur le retard et sur l'erreur obtenus.

Les figures 7.2 et 7.3 donnent l'évolution du temps de retard et de l'erreur de l'information vitesse véhicule en fonction de la vitesse du pont en sortie de boîte et du nombre de dents que possède la roue.

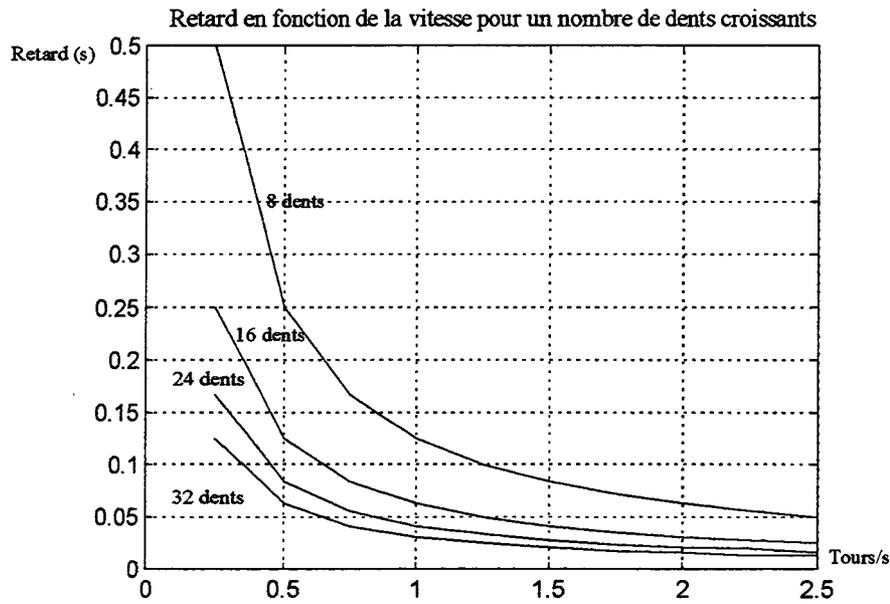


Figure 7.2 : Retard de l'information en fonction de la vitesse de la roue, pour différentes roues dentées

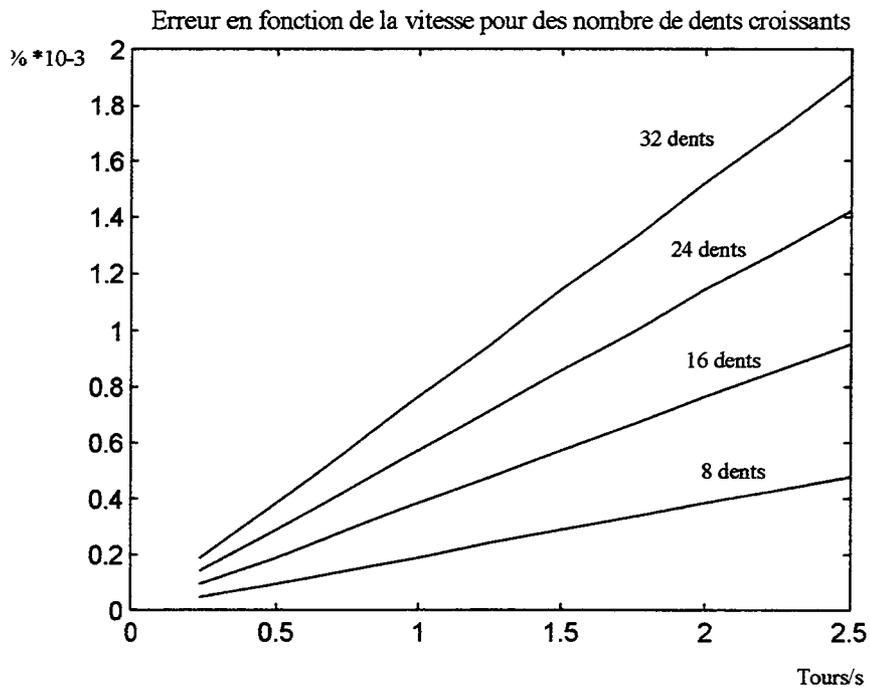


Figure 7.3 : Erreur en fonction de la vitesse de rotation, pour des roues dentées différentes

On constate qu'un grand nombre de dents est favorable à un retard faible, mais nuit à la précision de l'information obtenue. L'erreur liée à la technologie est cependant négligeable, en particulier devant les erreurs de géométrie des roues dentées et devant les bruits électriques.

On constate également que cette technologie ne permet pas de capter une vitesse nulle. Cette limitation se manifeste pour les vitesses faibles du véhicule.

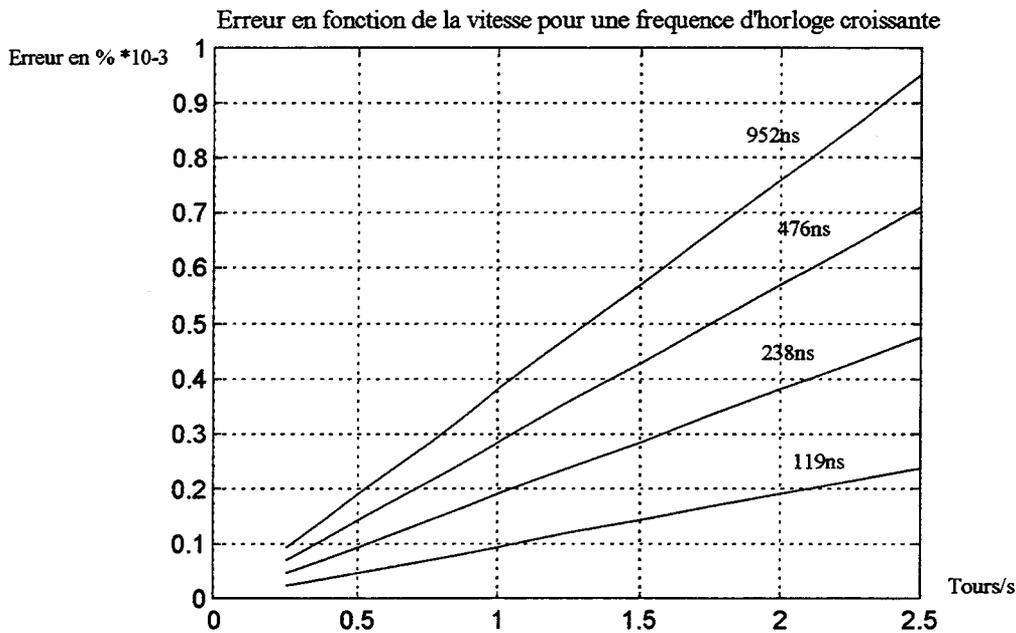


Figure 7.4 : Evolution de l'erreur sur l'information en fonction du choix de la période d'horloge choisie

Le choix d'une période d'horloge faible conduit à une meilleure précision, mais limite la capacité du calculateur à calculer des vitesses faibles. En effet, pour des vitesses faibles, le nombre  $N_{th}$  peut dépasser la valeur maximale permise par le nombre de bits qui lui a été alloué.

Ainsi, plus l'on veut capter des vitesses faibles pour le véhicule, plus une période d'horloge grande devra être choisie, au détriment de la précision obtenue.

#### 7.2.2.2. Les acyclismes du moteur

Nous avons évoqué, au chapitre 1, les acyclismes moteur. Nous avons vu en particulier comment ceux-ci donnaient à la vitesse du volant moteur une composante de fréquence élevée mais proportionnelle à la vitesse moyenne du volant moteur. Cette composante doit être filtrée, de sorte qu'elle ne se répercute pas sur la commande de l'embrayage, engendrant du bruit et une dépense d'énergie parasite.

On réalise un filtre variable avec la fréquence des acyclismes en moyennant les vitesses instantanées obtenues sur un demi tour de volant, c'est-à-dire sur une période entière de l'acyclisme.

#### 7.2.2.3. La vitesse de glissement

La vitesse de glissement est, dans les phases d'asservissement, l'erreur entre la vitesse du moteur et sa consigne, c'est-à-dire la vitesse du véhicule, ramenée au moteur par les différents rapports de démultiplication.

$$\omega_{glis} = \omega_{vol} - \eta_{bv} \cdot \omega_{as} \quad (7.2)$$

Le calcul du rapport de démultiplication total nécessite la connaissance du rapport de boîte enclenché. C'est pourquoi, un capteur est nécessaire sur la tringlerie de la boîte de vitesses. Différentes technologies permettent d'obtenir cette information.

Les éléments dynamiques présents entre le disque d'embrayage et le pont de sortie de boîte, (en particulier, les jeux de boîte et le moyeu amortisseur d'embrayage), font de la valeur obtenue une approximation grossière de la vitesse de glissement d'embrayage. Cette approximation constituera une difficulté dans la recherche du glissement permettant le traitement de l'à-coup.

### 7.2.3. Le débrayage rapide

Lors d'un débrayage, la transmission fonctionne en boucle ouverte. La position du vérin d'embrayage est simplement incrémentée à chaque boucle de calcul, jusqu'à ce que soit atteinte la position totalement débrayée.

Cette boucle de programme est activée en deux occasions :

- Le levier de changement de vitesse est actionné.
- La boîte de vitesse est en position neutre.

Lorsqu'elle est activée, cette partie du programme ajuste un certain nombre de booléens :

- FCHGT=1 indique qu'on est en phase de changement de vitesse, au sens large . Lorsque l'état du système sera tel que l'on quitte cette boucle, la partie de la commande en charge du recollage de la friction sera appelée.
- Les différents chronomètres éventuellement déclenchés dans des procédures de la commande sont remis à 0. C'est ce qu'indique l'instruction  $chr\_x=0$ .
- FACOU=0 interrompt l'éventuel traitement d'un à-coup.

Par ailleurs, les situations de fonctionnement qui la sollicitent sont l'occasion de calculer la vitesse de ralenti moteur : la vitesse de ralenti est la vitesse du moteur quand aucune action n'est exercée sur la pédale d'accélérateur.

### 7.2.4. La recherche du glissement

Cette partie de la commande est activée lorsqu'un à-coup sur la pédale d'accélérateur a été détecté dans une situation de fonctionnement où il peut générer une oscillation inconfortable.

La position du vérin d'embrayage est incrémentée jusqu'à ce que soit détecté un glissement de la friction. Comme nous l'avons souligné au paragraphe 7.2.2.3., cette vitesse de glissement n'est pas mesurée. On utilise l'erreur  $\omega_{glis}$  pour estimer la présence d'un réel glissement. Le traitement réalisé sur cette variable est schématisé figure 7.5.

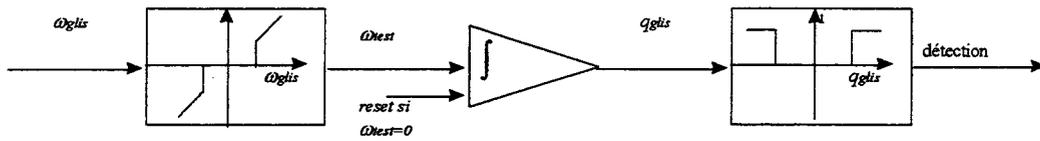


Figure 7.5 : Algorithme de détection du glissement

La vitesse de glissement définie au paragraphe 7.2.2.3. est intégrée quand elle est supérieure à un seuil donné. Dans le cas contraire, l'intégration est stoppée et la condition initiale maintenue à 0. Un glissement est diagnostiqué quand le déplacement de glissement  $q_{glis}$  est, en valeur absolue, supérieur à un seuil fixé.

### 7.2.5. La gestion du recollage de l'embrayage

#### 7.2.5.1. Calcul d'une position limite du vérin d'embrayage : la gestion de l'arrêt du véhicule

Le calcul d'une position limite de l'embrayage en fonction des variables vitesse moteur et vitesse véhicule permet de gérer l'arrêt du véhicule. La figure 7.6 montre la procédure de calcul de cette position.

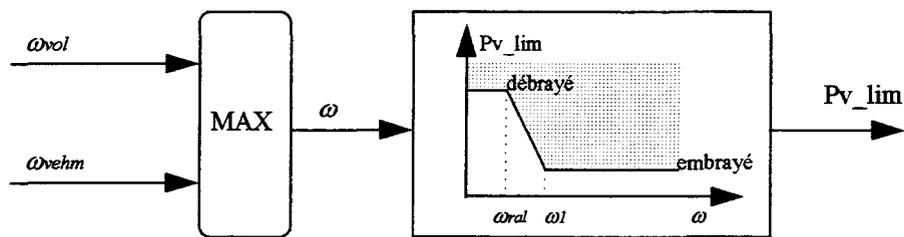


Figure 7.6 : Calcul d'une position limite pour gestion de l'arrêt du véhicule

Pour un état donné de la transmission, la position du vérin sera toujours supérieure à  $Pv\_lim$ , de telle sorte que le moteur ne peut être entraîné par l'inertie du véhicule à une vitesse inférieure à celle du ralenti. Sauf anomalie propre au moteur, celui-ci ne peut donc pas caler.

Inversement, le véhicule ne peut pas être entraîné par le moteur tournant au ralenti. Le véhicule, en fonctionnement stabilisé et sur route plane, ne roule pas si le conducteur n'exerce pas d'action sur la pédale d'accélérateur.

### 7.2.5.2. Le calcul des gains de la commande

Si la structure de l'algorithme de commande révèle une stratégie unifiée, c'est dans le calcul des gains de commande que sont prises en compte les particularités liées à chaque situation de fonctionnement de la transmission.

#### 7.2.5.2.1. Calcul du gain intégral $k_i$

La figure 7.7 illustre sous forme de schéma-bloc la construction du gain intégral de la commande.

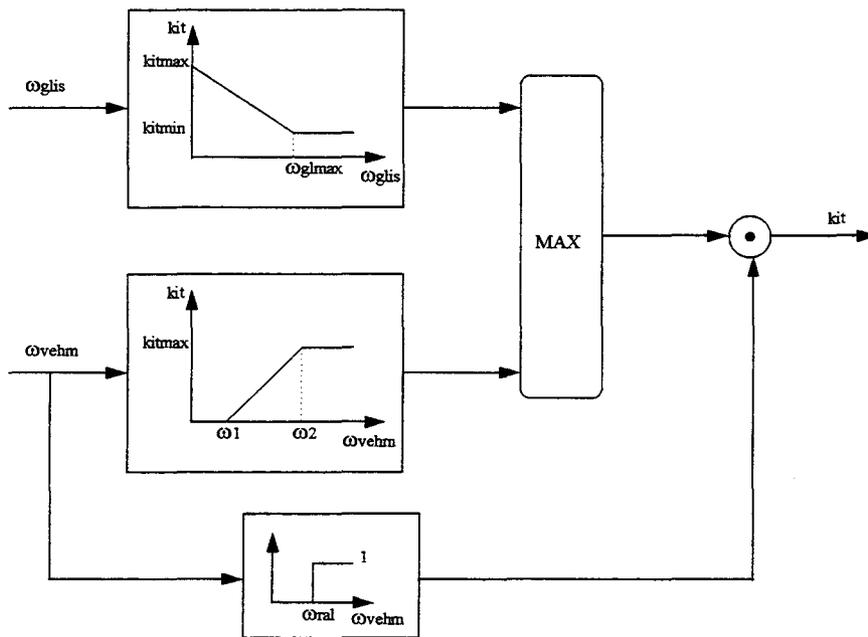


Figure 7.7 : Calcul du gain intégral de la commande

La procédure de calcul du gain intégral se présente comme une fonction à deux entrées : la vitesse véhicule ramenée au moteur  $\omega_{vehm}$ , et la vitesse de glissement  $\omega_{glis}$ .

Pour  $\omega_{vehm}$  inférieure à la vitesse du ralenti moteur, le gain  $k_i$  est nul. Cette situation est rencontrée au démarrage du véhicule. Dans cette situation, la position de l'embrayage est donc une fonction algébrique de la vitesse moteur. Par suite, en régime établi et en première approximation, il existe une relation algébrique entre la position de la pédale d'accélérateur et la vitesse du véhicule. L'existence de cette relation confère au véhicule une grande maniabilité aux faibles vitesses (dans les manoeuvres délicates par exemple).

Pour  $\omega_{vehm}$  supérieure à la vitesse du ralenti moteur, le gain  $k_i$  est le maximum de deux valeurs  $k_1$  et  $k_2$ .

$k_1$  est une fonction décroissante de  $\omega_{glis}$  lorsque la vitesse de glissement reste inférieure à une valeur seuil  $\omega_{glmax}$  et reste égale pour des valeurs supérieures du glissement à une valeur résiduelle  $kit_{min}$ . Cette fonction est prévue, dans les phases finales de démarrage, où la vitesse du

véhicule est faible et le glissement encore important, pour faire croître progressivement l'effet d'intégration dans la commande. Concrètement, plus l'écart est faible entre la vitesse moteur et sa consigne, plus on impose le serrage de l'embrayage.

Lors d'un démarrage, le passage instantané d'un gain intégral nul à un gain intégral maximum serait ressenti comme une discontinuité du comportement dynamique du véhicule : la présence du gain intégral fait converger rapidement la vitesse moteur vers la vitesse véhicule, faible. Outre une variation du bruit du moteur non sollicitée, et donc mal ressentie par le conducteur, cette plongée de la vitesse moteur limiterait, de par la caractéristique des moteurs thermiques, le couple disponible pour accélérer le véhicule. Le conducteur se retrouverait rapidement dans une situation non désirée et désagréable.

$k_2$  est une fonction croissante de la vitesse du véhicule ramenée au moteur. Cette fonction est bornée pour les grandes valeurs de cette vitesse. Cette loi conduit à un réembrayage complet d'autant plus rapide que le véhicule possède une vitesse grande devant le ralenti moteur. Un gain intégral faible pour les petites vitesses  $\omega_{vehm}$  permet de ne pas générer un réembrayage trop rapide conduisant le moteur vers des vitesses ne permettant pas d'obtenir de couple.

Le maximum de ces deux valeurs est utilisé comme gain intégrale de façon à obtenir un compromis entre l'agrément de conduite lié à une relation directe entre la pédale d'accélérateur et le couple transmis aux roues, et l'usure de la friction limité par un réembrayage rapide.

#### 7.2.5.2.2. Compensation de non-linéarité

Comme nous l'avons vu dans le chapitre 6, la non-linéarité de la caractéristique d'embrayage peut être partiellement compensée par une évolution des gains de la commande en fonction du point de fonctionnement de l'actionneur.

Nous avons réalisé, sur le prototype, la compensation illustrée sur la figure 7.8.

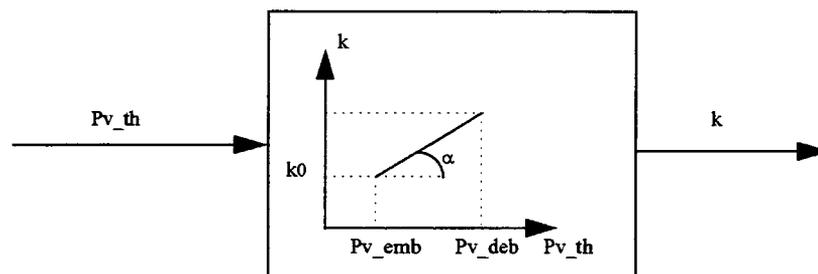


Figure 7.8 : Compensation de non-linéarité

Cette « compensation de non-linéarité » simple conduit à de bons résultats, comme le montreront les résultats de simulation.

#### 7.2.6. Détection de l'à-coup sur la pédale d'accélérateur

La détection de l'à-coup sur la pédale d'accélérateur intervient dans le cadre de l'algorithme présenté figure 6.8 du chapitre 6, en vue de traiter les conséquences des discontinuités de couple moteur, lorsque l'embrayage est collé.

Nous avons vu que la commande de la transmission par l'embrayage n'était effective qu'en cas de glissement de la friction (paragraphe 6.3.3.3.). Lorsque la friction est collée, le passage de l'état collé à l'état glissant, obtenu par décrement successif de la position du vérin d'embrayage requiert un temps  $\tau$  dépendant de l'état du système, du pas d'incrément et du temps de cycle du programme de commande. La détection de l'à-coup par observation de l'état du système conduit donc à un retard de la commande.

La détection de l'à-coup sur la pédale d'accélérateur constitue donc une anticipation de la discontinuité de couple moteur. On observe sur la cartographie moteur de la figure 7.9, l'évolution du couple de frottement s'exerçant sur le volant moteur.

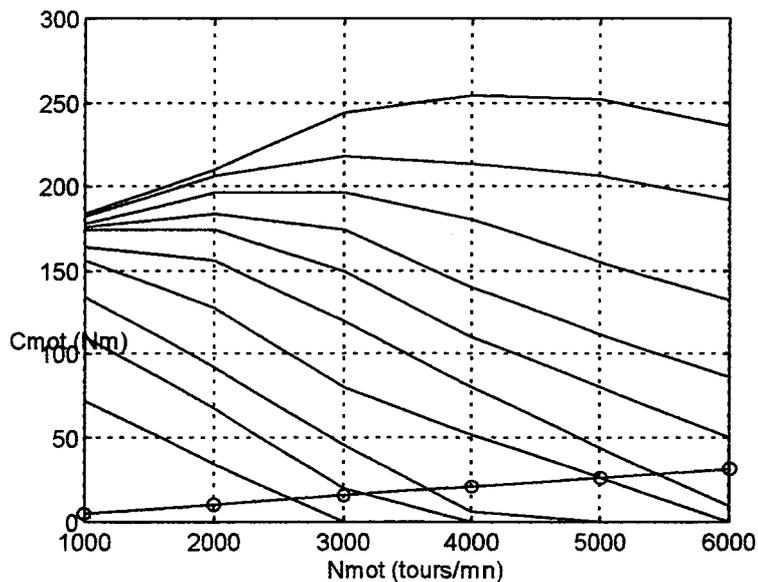


Figure 7.9 : Couple résistant sur le volant moteur représenté sur une cartographie moteur

Lorsque l'ouverture du papillon est telle que le couple moteur est inférieur au couple de frottement, c'est le véhicule qui entraîne le moteur (on est en « rétro »). Dans le cas contraire, c'est le moteur qui tire le véhicule (on est en « tirage »). Le passage de rétro à tirage sollicite le jeu de la transmission et conduit, comme nous l'avons vu au paragraphe 6.3.4.3., à de fortes oscillations de la transmission dans les rapports de boîte faibles.

C'est donc ces discontinuités de l'ouverture papillon qui devront être particulièrement détectées. La connaissance de la relation entre la position de la pédale d'accélérateur et l'ouverture du papillon, produite par la liaison mécanique qui les unit, permet de connaître les discontinuités correspondantes sur la pédale d'accélérateur.

Idéalement, ces réflexions nous conduisent à construire deux fonctions linéaires de la vitesse moteur encadrant la courbe de couple de frottement moteur. Ces deux courbes définissent, dans le plan vitesse moteur couple, deux demi-plans et une bande. La détection d'un à-coup sur la pédale d'accélérateur correspond au passage d'un demi-plan à un autre.

Pour ne se limiter qu'aux à-coups les plus sensibles, on ne considère que les passages d'un demi-plan à un autre s'effectuant en un temps inférieur à un temps seuil fixé.

La mise en œuvre que nous proposons est une simplification de cette approche : les fonctions limitant les sous-espaces du plan vitesse-couple, sont des fonctions constantes de la vitesse moteur.

### 7.2.7. Adaptation à l'usure

L'un des problèmes de mise en œuvre de la commande d'un embrayage piloté réside en l'évolution dans le temps des caractéristiques d'embrayage. En particulier, l'usure de la friction conduit à la présence d'un jeu comme montré figure 5.12. Les lois de démarrage du véhicule explicitée dans le paragraphe 7.2.5.2.1., conduisent, sans adaptation à cette usure, à des comportements dégradés. Les courbes de la figure 7.10 donnent la vitesse moteur pour un démarrage « pied léger », c'est à dire pour une ouverture du papillon de 30°, en première, pour plusieurs valeurs du jeu de friction. Ces résultats sont donnés par la simulation.

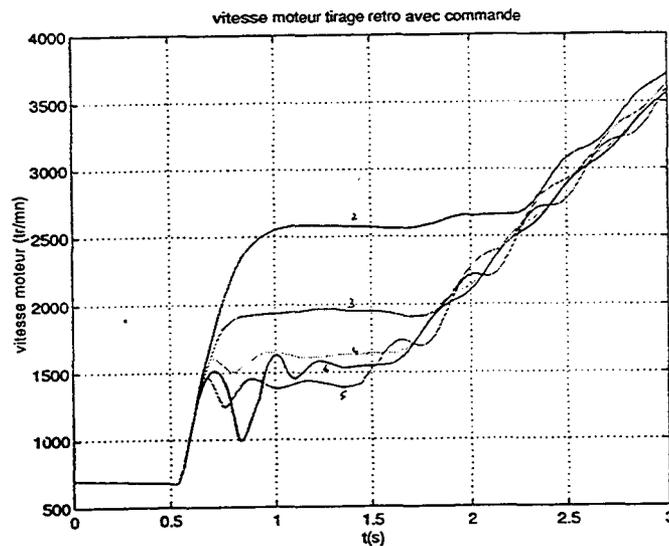


Figure 7.10 : vitesse moteur au démarrage pour plusieurs valeurs du jeu de friction

On constate une élévation de la vitesse d'équilibre qui précède le recollage des deux parties de l'embrayage lorsqu'augmente le jeu de friction. Cette dérive est ressentie par le conducteur par un bruit élevé du moteur, en désaccord avec sa sollicitation sur la pédale d'accélérateur. L'agrément de conduite est de ce fait dégradé.

Pour pallier cette dérive, il est nécessaire de réaliser une adaptation à l'usure de la friction. La procédure réalisant cette adaptation ne doit pas perturber le comportement dynamique du véhicule afin de n'être pas ressenti par le conducteur.

On envisage les solutions suivantes :

#### 7.2.7.1. Cas où il existe un capteur de vitesse sur l'arbre primaire de boîte

Lors du démarrage du véhicule et si les conditions suivantes sont réunies :

- Pas de sollicitation du conducteur.
- La boîte est au point mort.

on réalise un décrétement de la position du vérin d'embrayage, suffisamment lentement pour pouvoir faire en permanence l'hypothèse d'un comportement statique, jusqu'à détection d'une vitesse non nulle de l'arbre primaire. L'arbre primaire, soumis par ailleurs aux seules forces de frottements, est mis en mouvement par un couple transmis  $C_{tr}$  faible. La position du vérin correspondante est proche de la position complètement débrayée et peut être utilisée pour corriger la variable  $Pv\_deb$ .

Cette solution n'a pas été mise en œuvre sur notre prototype qui ne disposait pas du capteur de vitesse de l'arbre primaire. Cette solution semble cependant de réalisation simple.

### 7.2.7.2. Cas où le couple moteur est donné au calculateur d'embrayage : adaptation par modèle interne

La commande adaptative par modèle interne fait l'objet de recherche en automatique mais son application dans l'industrie tarde à émerger ([SEKOZAWA et al., 91]). Dans l'automobile qui plus est, les contraintes de calcul en temps réel, les contraintes de coûts, ne permettent d'exploiter ces méthodes que dans des cas particulièrement simples et souvent sous une forme dégradée.

L'adaptation des algorithmes de commande de l'embrayage piloté à l'usure de la friction peut donner lieu à une telle réalisation.

Dans le cas où le couple moteur est connu, il est possible d'effectuer une adaptation à l'aide d'un modèle interne. Le modèle, considéré en glissement, est alors le modèle du sous-système volant moteur, présenté dans le chapitre 4, figure 4.31. D'ordre 1, ce modèle autorise l'implantation dans un calculateur de dimension automobile, d'un algorithme d'adaptation.

La dynamique du volant moteur est, en glissement (par exemple au cours d'un démarrage), régie par l'équation différentielle (7.2).

$$I_{vol} \dot{\omega}_{vol} = C_{mot} - C_{tr} - R_{vol} \omega_{vol} \quad (7.2)$$

L'identification précise des paramètres  $I_{vol}$  et  $R_{vol}$ , la mesure et le calcul des variables  $\omega_{vol}$  et  $\dot{\omega}_{vol}$  et la connaissance de  $C_{mot}$ , permet de calculer le nuage de points ( $C_{tr}, Pv\_th$ ) (voir figure 5.11 du chapitre 5). La compensation du jeu d'usure est réalisée en donnant à  $Pv\_deb$  la valeur de  $Pv\_th$  la plus petite correspondant à un couple transmis nul.

### 7.2.7.3. Adaptation par traitement des données

L'analyse des données constitue également un sujet de recherche et son application dans l'automobile ne se fait que dans les stades amonts de la recherche.

Il est possible d'envisager la détection d'usure de la friction d'embrayage par traitement des données issues des capteurs vitesse moteur, position du vérin d'embrayage et position de la pédale d'accélérateur. La décision prise à la détection d'usure est le décrétement de la valeur de  $Pv\_deb$ .

Remarque :

L'usure de l'embrayage est un phénomène à dynamique lente et l'adaptation des algorithmes de commande qu'elle implique ne subit pas les contraintes du temps réel.

#### 7.2.7.4. Mise en œuvre sur véhicule d'une adaptation à l'usure

La mise en œuvre que nous avons adoptée utilise de façon continue le seul capteur de vitesse moteur. Les capteurs vitesse véhicule et pédale d'accélérateur sont utilisés afin de s'assurer que le véhicule est à l'arrêt et que le conducteur n'exerce aucune action sur l'accélérateur.

Le principe est, lorsque ces deux dernières conditions sont réunies et qu'un rapport est engagé, de décrémente la position du vérin d'embrayage de la même façon que précisé au paragraphe 7.2.7.1. et de détecter une légère diminution de la vitesse moteur. En effet, lorsque le jeu de friction est dépassé, on a  $C_r \neq 0$  qui entraîne une diminution de la vitesse moteur. La position du vérin correspondant peut être retenue pour  $Pv\_deb$ .

### 7.3. Résultats de simulations et d'essais

La réalisation d'un prototype (Xantia 1,9L Diesel turbocompressé) nous a permis d'apprécier subjectivement la qualité de la commande dans les différentes situations de fonctionnement de la transmission. Nous avons également pu réaliser des mesures de la vitesse moteur, dont on a vu qu'elle mettait en évidence les modes lents inconfortables de la transmission.

Ce paragraphe donne également quelques résultats de simulation dans les situations de fonctionnement démarrage et changement de vitesse.

#### 7.3.1. Démarrages

La figure 7.10 montre la vitesse moteur (la courbe qui ne part pas de 0) et la vitesse de l'arbre primaire de boîte lors d'un démarrage en première. Les trois courbes correspondent à des valeurs différentes du gain proportionnel de la commande. Un gain proportionnel fort privilégie la rapidité du recollage de l'embrayage au détriment du confort tandis qu'un gain faible conduit à retarder le recollage, qui intervient après mise en route de l'effet d'intégration (schéma figure 7.7).

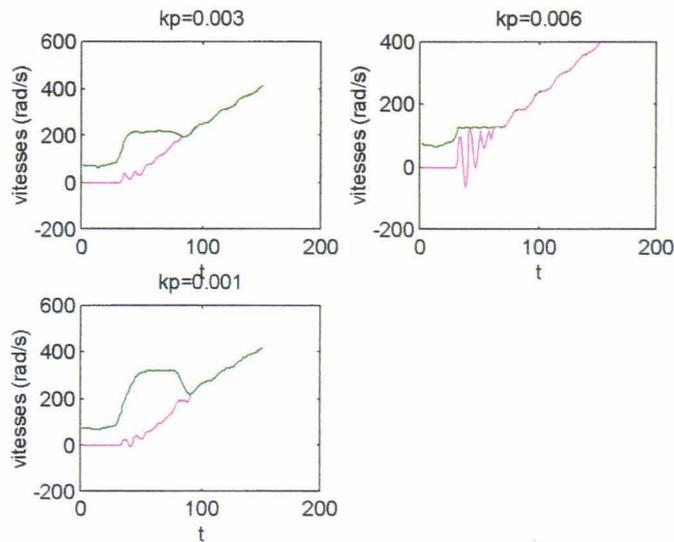


Figure 7.11 Vitesses moteur et arbre primaire au démarrage en simulation

La figure 7.12 présente un démarrage en première obtenu en essai.

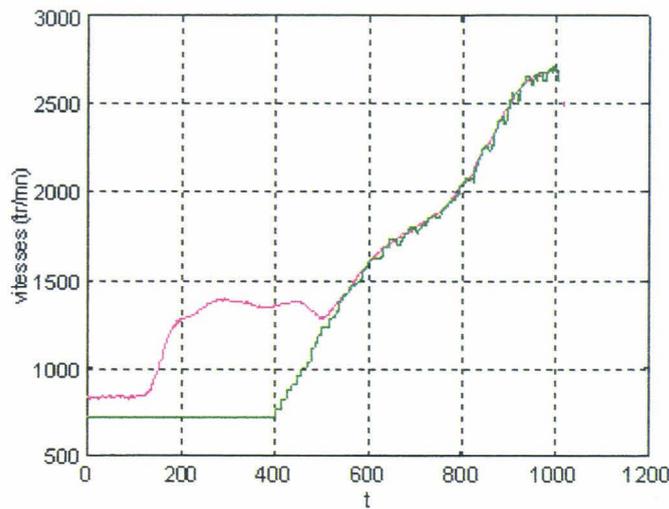


Figure 7.12 Vitesses moteur et arbre primaire au démarrage sur véhicule

Remarque :

La vitesse véhicule (courbe verte) ne part pas de 0 en raison de l'impossibilité de capter les vitesses faible évoquée au paragraphe 7.2.2.1.

### 7.3.2. Changements de vitesse

La figure 7.13 présente 3 changements de vitesse simulés, où apparaissent trois phases : une phase d'accélération des deux arbres solidaires, une phase de débrayage désolidarisant les deux arbre, et une phase de recollage. La première discontinuité sur l'arbre primaire correspond

au changement de rapport de boîte. Dans les trois cas, le recollage se fait sans entraîner d'oscillation de la vitesse moteur et témoigne d'un bon confort.

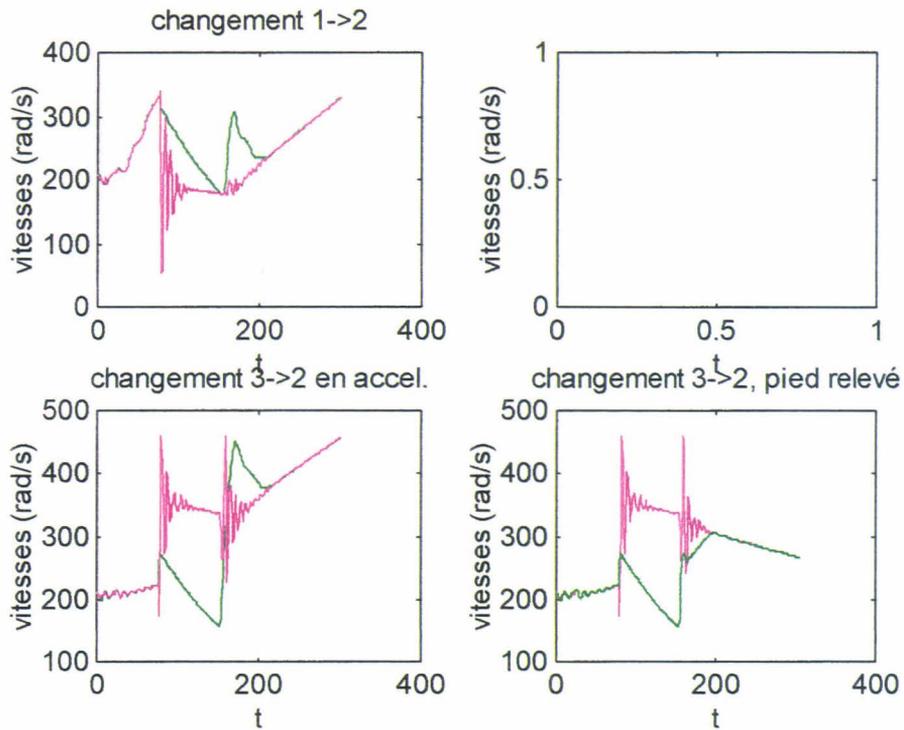


Figure 7.13 : changement de vitesses simulés

La figure 7.14 montre un changement de vitesse 1-2 sur véhicule. Vitesses moteur et véhicule sont représentées, ainsi que la position de l'embrayage (2500 correspond à la position embrayée, 10000 à la position débrayée).

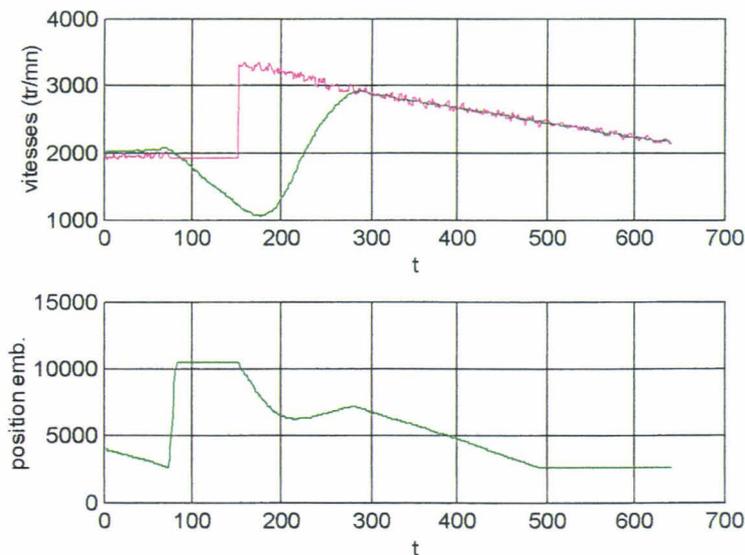


Figure 7.14 : Changement de vitesse relevé en essai sur véhicule

### 7.3.3. Réattelage

La figure 7.15 présente les résultats de la commande en simulation sur un échelon positif de la position de la pédale d'accélérateur, suivi d'un échelon négatif. Ces résultats sont présentés sur la vitesse moteur et sur l'accélération longitudinale de la caisse. La position du vérin d'embrayage durant la commande est également représenté (0 correspond à une position complètement embrayée, 6 correspond à la position débrayée).

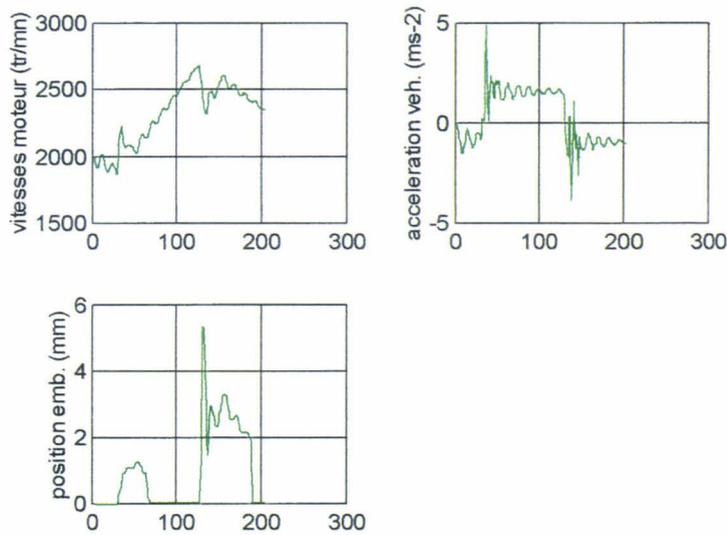


Figure 7.15 : Effet de la commande lors d'à-coups sur la pédale d'accélérateur

La figure 7.16 montre la vitesse moteur obtenue sans commande lors d'un à-coup sur la pédale d'accélérateur.

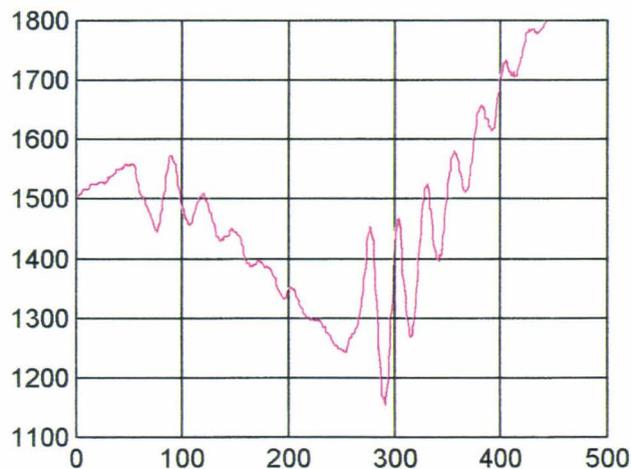


Figure 7.16 : Effet du réattelage sur la vitesse moteur, sans commande. Essai

La figure 7.17 montre l'effet de la commande sur une sollicitation du même type, en essai. Les courbes de vitesse moteur et vitesse du véhicule sont représentées. On montre

également la position de l'embrayage pendant la commande : 2500 est la position embrayée, 10000 la position débrayée.

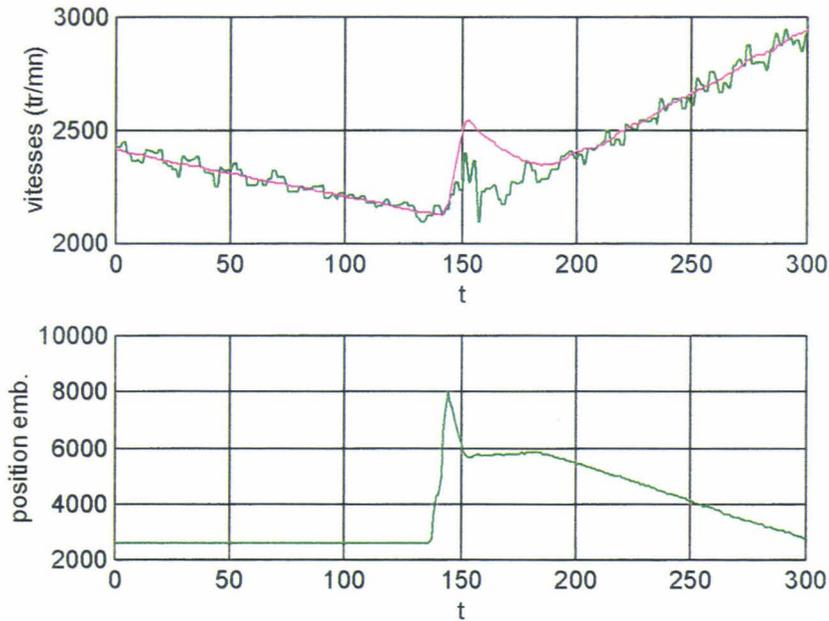


Figure 7.17 : Résultat de la commande observé sur la vitesse moteur (mesures sur véhicule)

Enfin, la figure 7.18 montre le résultat obtenu lors d'un relevé brutal de la pédale d'accélérateur.

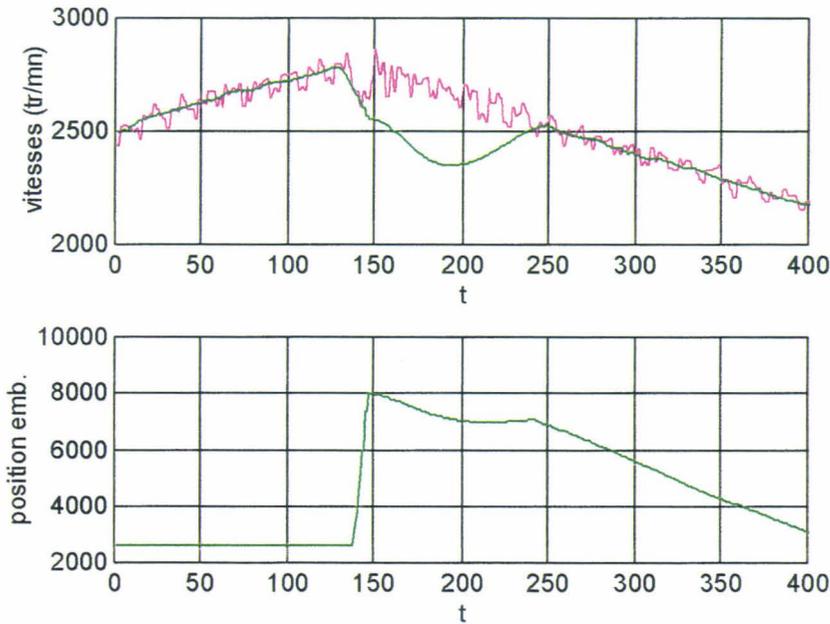


Figure 7.18 : Résultat de la commande sur la vitesse moteur lors d'un relevé brutal de la pédale d'accélérateur (mesures sur véhicule)

## **7.4. Application des méthodologies de modélisation à l'étude de la sûreté de fonctionnement de l'embrayage piloté**

### **7.4.1. La sûreté de fonctionnement dans l'automobile**

La sûreté de fonctionnement est une science appliquée émergente dans le milieu automobile. La complexité introduite par l'électronique et l'informatique embarquée, le couplage de plus en plus important entre différents sous-systèmes automobiles, impose des méthodologies rigoureuses pour l'étude de la sûreté de fonctionnement.

Par ailleurs, il s'avère nécessaire d'initier une étude sûreté de fonctionnement dès l'amont de la conception d'un sous-système embarqué. En effet, ces études menées trop tardivement peuvent conduire à des recommandations de mises en oeuvre coûteuses (c'est le cas par exemple si une recommandation sur la géométrie d'une pièce intervient après la réalisation des outils permettant d'industrialiser cette pièce).

C'est pourquoi il est intéressant d'envisager l'apport des méthodologies de conception en simulation, illustrées dans cette thèse par une application à la conception d'un embrayage piloté.

Pour l'automobile, [ZIEGLER, 1996] explicite la terminologie spécifique à la sûreté de fonctionnement, présente les différentes méthodes et modélisations pouvant guider l'étude, et en propose une comparaison sur une application aux réseaux multipléxés automobiles. [HENAULT, 1996] donne également un état de l'art complet et propose en particulier une application intéressante des méthodes sur le système boîte de vitesses automatique.

### **7.4.2. La modélisation bond-graph et la sûreté de fonctionnement**

Dans cet esprit, une des activités de la recherche automobile consiste à rechercher comment les langages de modélisation utilisés en conception pourraient être un support à l'étude sûreté de fonctionnement.

Il convient donc de mentionner, relativement au formalisme bond-graph, utilisé dans notre étude, les travaux du LAIL portant sur la surveillance des systèmes. La surveillance [COCQUEMPOT, 93] est une science appartenant au champ plus vaste de la sûreté de fonctionnement. La surveillance vise à détecter la défaillance éventuelle des capteurs et des actionneurs d'un système.

[TAGINA et al., 95] montre comment le formalisme bond-graph, dont l'aspect graphique met en évidence simplement la structure des systèmes, constitue un outil d'aide à la surveillance. En particulier, les relations de redondance analytiques, à la base des algorithmes de surveillance, sont extraits des modèles bond-graph de façon simple et sûre.

### **7.4.3. Application de la modélisation bond-graph à la surveillance de la transmission pilotée**

Nous appliquons ici les résultats de [TAGINA et al., 95] au modèle de transmission issu du chapitre 4 et reproduit figure 7.11, avec une causalité dérivée, pour rendre insensibles les équations issues de ce modèle aux variations de conditions initiales.

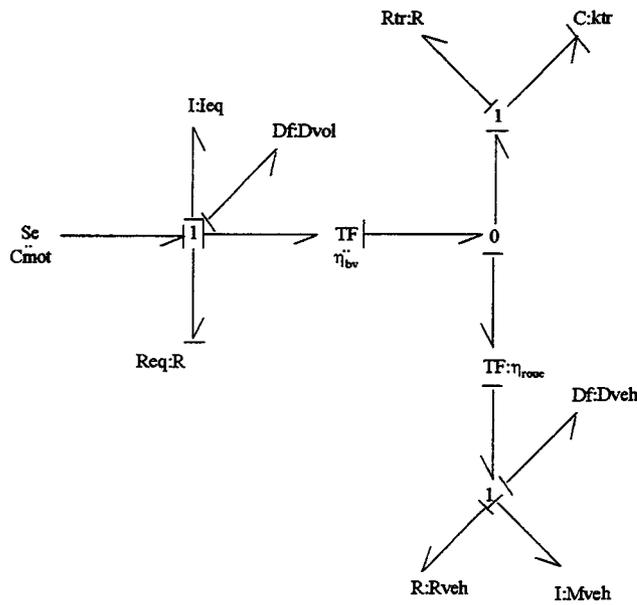


Figure 7.19 : bond-graph de la transmission, friction collée

Les éléments  $Df:D_{vol}$  et  $Df:D_{veh}$  désignent les capteurs présents sur la transmission : respectivement le capteur de vitesse moteur et le capteur de vitesse véhicule.

Sans indication sur le couple moteur, l'analyse des chemin causaux sur le bond-graph conduit à une relation de redondance analytique liant les variables connues :

$$-\eta_{bv}(sR_{tr} + k_{tr})D_{f1} + (s^2I_{veh} + sR_{veh} + sR_{tr} + k_{tr})D_{f2} = 0 \tag{7.3}$$

La simulation en temps réel de cette équation dans le calculateur embrqué est susceptible de donner des informations sur pour détecter la défaillance d'un des capteurs. Cependant, cette seule équation est insuffisante pour donner à chacun des capteurs une signature propre, et donc ne permet pas de localiser, le cas échéant, la défaillance.

Dans le cas où le calculateur bénéficie de l'information couple moteur (par exemple fournie par le calculateur moteur, ce qui sera rendu possible par les prochaines générations de calculateurs), deux équations de redondances supplémentaires peuvent être extraites par simple lecture sur le bond-graph.



## Conclusion générale

Dans une première partie, le contexte de l'étude a été précisé. Sur le plan technologique d'abord, l'embrayage piloté est une technologie de pilotage partiel de la transmission, alternative à des solutions déjà existantes : la BVA et le variateur. Cette technologie se distingue par un coût envisagé faible et une robustesse grande vis-à-vis des caractéristiques du véhicule. Ces deux caractéristiques constituent donc les premiers objectifs industriels du système étudié.

Dans le chapitre 2 de cette première partie, les notions de confort automobile et d'agrément de conduite ont été précisées et mises en lumière dans le contexte de l'étude d'un embrayage piloté. Ces deux notions, qui constituent l'essentiel de l'attente du client, sont également au centre du problème d'automatique relatif à l'embrayage piloté en ce qu'elles concernent la dynamique du véhicule. Pour ces deux notions, des critères objectifs ont été donnés. Ces critères ont permis de mesurer l'apport de la commande de la transmission, au delà de la simple suppression de la pédale d'embrayage.

La deuxième partie de ce rapport est consacrée à la modélisation. Le chapitre 3 a montré l'importance de la modélisation dans la conception de systèmes automobiles. Plus précisément, le choix d'une modélisation physique a été défendue et l'importance de l'acquisition d'une expertise déductive des phénomènes montrée. On a proposé dans ce chapitre une démarche de modélisation pour la conception amont de systèmes mécatroniques.

Le chapitre 4, dans cette seconde partie, a présenté les modèles du système à commander : la transmission. Partant des modèles physiques de chaque entité fonctionnelle constituant la transmission, on donne un modèle simplifié de la transmission, appelé modèle de commande. Ce modèle, en fait constitué de deux modèles commutants, met en évidence l'aspect discontinu du système transmission. Une étude de la dynamique de ce modèle fait apparaître l'existence d'une dynamique favorable au confort vibratoire de la caisse dans un mode de fonctionnement de la transmission, le mode de fonctionnement « glissant ».

Le chapitre 5 présente la modélisation de l'actionneur permettant la commande de la transmission. Nous avons défini l'actionneur comme le système physique transformant le signal issu du calculateur en l'entrée de commande de la transmission : le couple transmissible par la friction d'embrayage.

La troisième et dernière partie de ce rapport concerne la commande. Le chapitre 6 reprend le modèle de commande construit au chapitre 4, et utilise les propriétés dynamiques du système mises en évidence dans ce même chapitre. Après avoir constaté que le système n'est pas commandable lorsque les perturbations qu'il subit sont susceptibles de dégrader le confort c'est-à-dire dans le mode de fonctionnement « collé », l'intégration de l'équation d'état montre formellement l'influence des conditions initiales à la commutation d'un mode de fonctionnement à l'autre. On a ensuite montré comment la commande d'une variable d'état dans le mode de fonctionnement « glissant », conduisait l'état du système à des conditions initiales favorables pour le mode de fonctionnement « collé ». La stabilité et la robustesse de cette commande originale ont ensuite été étudiés, de façon théorique sur le modèle de commande, puis en simulation sur le modèle complet de la transmission.

Le chapitre 7 a montré dans un premier temps comment les grands principes extraits du chapitre 6 pouvaient être appliqués aux différentes situations de fonctionnement de la transmission. Nous avons ensuite vu comment ces principes de commande doivent être déclinés à partir d'une structure de commande commune, pour améliorer l'agrément de conduite dans les différentes situations de fonctionnement particulière du véhicule. L'interprétation fonctionnelle simple des paramètres de la commande retenue contribue à conférer à la commande globale de la transmission cette homogénéité. Les points délicats de la mise en œuvre ont également été présentés dans ce chapitre.

Nous nous sommes efforcés de prendre en compte, dans cette étude, les recommandations issus de l'Ingénierie Système. Ainsi, dans le chapitre 2 et dans le chapitre 7, nous avons tenté d'extraire d'attentes clients supposées, des critères objectifs d'évaluation du confort et de l'agrément de conduite. Ces attentes clients, ainsi que la technologie retenue pour l'embrayage piloté ont conduit à des spécifications techniques pour les sous-systèmes impliqués dans l'embrayage piloté.

Cette démarche doit être approfondie pour des travaux futurs pouvant porter sur l'automatisation complète de la fonction changement de vitesse sur une technologie « BVM ». En particulier, les attentes clients sont difficiles à prévoir, pour une solution aussi novatrice. De même, la validation de critères objectifs, permettant d'évaluer le confort et l'agrément de conduite procurés par une automatisation ou une semi-automatisation de la transmission mécanique, nécessite un travail important des services d'essais et de synthèse de PSA-Peugeot-Citroën.

La méthodologie développée au cours de ce travail a conduit à des résultats probants. En particulier, la mise en œuvre et le réglage du prototype ont été particulièrement rapides. Le chapitre 3 de cette thèse montre comment l'utilisation du bond-graph dans une démarche rigoureuse, contribue à améliorer le processus de conception des systèmes mécatroniques. En particulier, nous avons déjà insisté sur l'expertise issue de l'étude guidée par ces outils et méthodologies.

Cette expertise nous permet d'envisager en confiance, une modification éventuelle du contexte de l'étude. Certaines de ces modifications pourront être liées à l'évolution des attentes clients. Le compromis entre les différentes contraintes liées au système embrayage piloté pourra alors évoluer, comme nous l'avons envisagé au chapitre 3, figure 3.2.

D'autres évolutions du contexte sont également à prévoir dans le domaine technologique. En particulier, le pilotage « en couple » du moteur par le calculateur moteur, permet d'envisager plus précisément d'autres types de commande, comme nous l'avons évoqué au chapitre 6, paragraphe 6.4.1.4. Il est également dans la logique de l'Ingénierie Système que soit envisagé à moyen terme le contrôle du groupe motopropulseur (moteur, embrayage, boîte de vitesses) de façon globale, par un unique calculateur.

Cette thèse contribue donc à montrer l'intérêt de la définition d'une stratégie d'entreprise autour de nouvelles méthodologies de conception basées sur la modélisation et la simulation.

En particulier, les nouvelles attributions de la modélisation conduisent à envisager une autre place de celle-ci dans l'entreprise. Longtemps, la modélisation n'a eu comme unique objectif que la simulation. A ce titre, la modélisation était une discipline à part entière et pouvait être fortement centralisée dans l'entreprise, voire même sous-traitée. La compréhension rigoureuse des systèmes physiques qui accompagne la modélisation aujourd'hui, impose que la modélisation ne soit plus considérée comme une discipline mais comme une compétence, dont chaque entité de l'entreprise doit se doter.

Cette évolution s'inscrit, dans le contexte automobile, dans le cadre plus large d'un transfert de l'étude vers l'amont, c'est-à-dire vers la recherche et l'avance de phase ([Ciavaldini, 1996]). Les changements qu'elle implique touchent directement l'organisation de l'entreprise. Ainsi, nous avons évoqué plus haut l'importance pour la conception en simulation, de « l'objectivation » des critères d'évaluation d'une solution automobile ; cette démarche nécessite de repenser et de réorienter l'utilisation des moyens d'essais et de mesures disponibles dans l'entreprise.

## Bibliographie

ANNEQUIN JL., et al., *L'embrayage piloté (EASY)*, BT Renault - 94/12 n°73.

BORNE, P., DAUPHIN-TANGUY, G., RICHARD, J.P., ROTELLA, F., ZAMBETTAKIS, I. (1990); *Commande et optimisation des processus*, Ed. Technip, Collection "Methodes et Pratiques de l'ingénieur", 1990.

BORNE, P., DAUPHIN-TANGUY, G., RICHARD, J.P., ROTELLA, F., ZAMBETTAKIS, I. (1992); *Modélisation et Identification des processus*, chapitre 5 : Modélisation des Systèmes Physiques par Bond-Graphs, Ed. Technip, Collection "Methodes et Pratiques de l'ingénieur", Tome 2, pp 25-78.

BORNE, P., DAUPHIN-TANGUY, G., RICHARD, J.P., ROTELLA, F., ZAMBETTAKIS, I. (1993); *Analyse et régulation des processus industriels*, Ed. Technip, Collection "Methodes et Pratiques de l'ingénieur", Tome 1, 1993.

COCQUEMPOT V. : *Surveillance des processus industriels complexes, génération et optimisation des relations de redondance analytiques*. Thèse de doctorat, Université de Lille, fev. 93.

CVT *Transmission analysis*, ASME 87 - Vol.3 pp.461-465.

DAUPHIN-TANGUY G. : *Failure detection by decentralized observers for complex multi-time scale systems*, Proc. of the 7<sup>th</sup> International Conference on « Analysis and optimisation of systems », Lecture Notes in Control and Information Sciences, Springer Verlag, pp. 668 679, 1986.

DAUPHIN-TANGUY G., BORNE, P. LEBRUN M. : *Order reduction of multi-time scale systems using bond-graphs, the reciprocal system and the singular perturbation method*, J. of The Franklin Institute, 319, pp. 157-171, 1985.

DELESALLE J., GISSINGER G. L., RENARD P. : *Modern Methods of Modelling and their Contribution in the Design of a Diesel Governor*, CIMAC/VARSOULE, 87, D77, 22 p.

DERREUMAUX : *Les Transmissions*, Etai 91, 208 pg. (V2139).

DESPLAND M. : *Le Confort en Automobile; Sa Psychologie*, Journal de la SIA, Février 1950.

DROZDZ W., PACEJKA H.B. : *Development and Validation of a Bond-Graph Handling Model of an Automobile*, Journal of the Franklin Institute, Vol. 328, No 5/6, pp. 941-957, 1991.

ENGJA H., STRAND K. : *Modelling for Transient Performance Simulation of Diesel Engines using Bond-graphs, ???*

- FAN J. : *Fahr- und Schwingungsverhalten bei der Umstellung von Voll- auf Hohlantriebswellen - Neue Prüfstandmethoden*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 97 (1995) 1.
- FRITZSON D. : *Friction of Elastomer Composites : Influence of Surface Temperature, Sliding Speed and Pressure*, Wear, 139 (1990) 17-32.
- GUILLEMARD, F., DORE, J., DAUPHIN-TANGUY, G. (1995); *Automotive Applications and Simulations of a New High Bandwidth Servovalve*, Workshop on Intelligent Components for Autonomous and Semi-Autonomous Vehicles, Congres IFAC-ICASAV, Oct. 95, Toulouse, pp 23-28.
- GUILLON M. : *Intérêt de la Transmission Hydraulique*, Techniques de l'ingénieur, Vol. B5 IV, B6070.
- HAESSIG D. A., FRIEDLAND B., : *On the Modeling and Simulation of Friction*, Transaction of ASME, Vol. 113, p. 354-362, septembre 1991.
- HERENT, FOCQUEUR : *Embrayage commandé en effort*, Le journal de la SIA, Avril 1987. ???, p. 79-84.
- HERNETTE, V. (1995); *Apport de la modélisation Bond-Graph à la conception d'une suspension active*, Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon 1.
- HERRERA C., GORLA B., MARE J.-C. : *Vers la commande adaptative d'un actionneur électrohydraulique de position*, Revue d'automatique et de productique appliquées, Vol.4, n°2/1991, p. 123-140.
- HROVAT D., ASGARI J. : *Bond-Graph Modeling of Automotive Dynamic Systems*, Proceedings of the Advanced Vehicle Controls Conference (AVEC'94) Tsukuba city, Japan, Oct. 1194.
- HROVAT D., TOBLER W.E. : *Bond Graph Modeling of Automotive Power Trains*, Journal of the Franklin Institute Vol. 328, No 5.6 pp. 623-662, 1991..
- IDE T., UDAGAWA A., KATAOKA R. : *Simulation Approach to the Effect of the Ratio Changing Speed of a Metal V-Belt CVT on the Vehicle Response*, Vehicle System Dynamics, 24 (1995) p. 377-388.
- KARNOPP D. : *An Approach to Derivative Causality in Bond-Graph Models of Mechanical Systems*, ???
- KARNOPP D. : *Bond-Graphs for vehicle Dynamics*, Vehicle System Dynamics, Vol. 5, p. 175-184, 1976.
- KARNOPP D. : *Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems*, Transactions of ASME, Vol. 107, p. 100-103, mars 1985.
- KARNOPP D.C. : *Bond Graphs for Vehicle Dynamics*, Vehicle System Dynamics, Vol. 5, no.3, pp. 171-184, 1976.
- KARNOPP D.C., ROSENBERG R. : *System Dynamics: a unified Approach*, John Wiley, New York, 1975.
- KROHM H., GHEORGHIU : *Hardware-in -the-loop Simulation for an Electronic Clutch Management System*, SAE 95, 950420, pp. 149-160.

LINDAS R. : *Embrayages : étude théorique et constitution générale*, Les Techniques de l'Ingénieur, B 5 850, 1987.

MAILLARD : *Cours théorique et technologique de la transmission pour véhicules automobiles*, Ecole Supérieure d'Electricité et de Mécanique, ???

Mitchell and Gauthier Associates (1987); *ACSL Manual*, Concord., Mass.

NORDGARD K., HOONHORST H. : *Developments in Automated Clutch Management Systems*, ???

OGASAWARA T., YONEKAWA T. : *A Study of Vehicle Acceleration Shock*, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 8, nos. 4/5/6, 1987.

OGASAWARA, YONEKAWA : *Etude des chocs produits par l'accélération (réattelage)*, JSAE Review, 86, NR 270, pp. 66-71.

ORZELOWSKI S. : *Optimization of Dynamic Properties of a Power Transmission System of a motor vehicle*, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 16, N) 2/3, 1995.

PACEJKA H. B.: *Bond Graphs in Vehicle Dynamics*, Vehicle System Dynamics, Suppl. n°2 et 3/87.

PERUZZETTO P. : *Evaluation of Comfort with Respect to tyres mounted on Vehicles*, Thesis, University of Southampton, janvier 1989.

PIGNARD D. : *Paramètres Agrément de Conduite*, Etude interne PSA, SSP/EXV/GMP, 28 janvier 1994.

POPOV, V. M. : *L'hyperstabilité des systèmes automatiques*, Dunod, 1973.

POTVIN, A : *Matlab Nonlinear Control Design Toolbox Guide*, Natick, Mass

RAKHEJA S., AFEWORK Y., SANKAR S. : *An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-seat-Suspension System*, Vehicle Systems Dynamics, 23 (1994), pp. 501-524.

RAULT A, BEZARD Y., COUSTRE A., HALCONRUY T. : *Systems Integration in the Car Industry*, ???.

RAULT, A. (1993); *La conception mécatronique : méthodologie et expérience de l'industrie automobile*.

RNUR : *Technologie de l'automobile - le moteur Diesel*, Etai, 79, 32 pg. + 56 pg.

ROSENBERG C., KARNOPP D. : *Introduction to physical systems dynamics*, Series in mechanical engineering, Mac Graw Hill, 1993.

SEKOZAWA T., SHIOYA M., ATAGO T. : *An Adaptative Engine Control Algorithm for Acceleration Response*, , ???

SHERIF H.A., KOSSA S.S., VIALARD S. : *Etude paramétrique des vibrations induites par le frottement*, Mécanique Matériaux Electricité n°435, Septembre Octobre Novembre 1990.

SRINIVASAN A. V., CASSENTI B. N. : *A Non Linear Theory of Dynamic Systems with Dry Friction Forces*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, juillet 1986.

STEMMELEN, T., GISSINGER, G.L., MENARD, C. (1996); *Bond-Graph Based Modelling of a Multipurpose Servovalve Automotive Applications*, SAE Paper no. 960995, Int. Congress & Exposition, Detroit, Michigan, Fev 26-29, pp 97-104.

SVENKE P., NORDGARD K., BRATLAND O. : *The Kongsberg automotive clutch management system*, EAES, 3ème Conférence Internationale, Vehicle Dynamics, 11-13 juin 91.

TAGINA M., CASSAR J. P., DAUPHIN-TANGUY G., STAROSWIECKI M. : *Bond-graphs models for direct generation of formal fault detection systems*, Systems analysis modelling and simulation, 1995. ???

TAGINA M., CASSAR J.-P., DAUPHIN-TANGUY G., STAROSWIECKI M.: *Surveillance des systèmes complexes par approche Bond-Graph*, ???

TAKEMURA A. : *Analyse de la sensation d'accélération par une procédure d'évaluation sensorielle*, JSAE Review, 90, VL 11, NR 2, pp. 38-44.

TAKEUCHI H. : *Pull-Type Clutch (Diaphragm Type)*, *Products Technology*, Document DAIKIN, ???

TANAKA H., WADA H. : *Fuzzy Control of Clutch Engagement for Automated Manual Transmission*, *Vehicle System Dynamics*, 24 (1995), pp. 365-376.

The MathWorks Inc. (1994); *MATLAB User's Guide*, Natick, Mass.

THOMA J. U. : *Simulation by Bond-Graphs « Introduction to a graphical Method »*, 1991.

*Transmission and Driveline developments*, SAE/SP-94/1032.

TROTIN, D., DEQUENNE, M., DAUPHIN-TANGUY, G. (1996); *Clutch Management and Driving Comfort*, *Congres CESA'96 IMACS Multiconference, Symp. of Modelling, Analysis and Simulation*, Lille Juillet 96, Vol. 1, pp 172-177.

WASSMER C. : *Objet : Le confort automobile aujourd'hui. Enjeux et évolutions. Etude interne PSA DMP/DSM*, Juin 1995.

WATANABE A., KUROYANAGI J., HATTORI T. : *Microcomputer Mechanical Clutch and Transmission Control*, *SAE Technical Paper Series*, International Congress ans Exposition Detroit, Michigan, fev. Mars 1984.

YOUNES, CHAMPOUSSIN, LIAZID : *Modélisation du moteur Diesel suralimenté*, *Entropie*, 93, NR 174/175, pp. 31-42.

ZIEGLER C., *Sûreté de fonctionnement d'architectures embarquées sur automobile*, Thèse, Laboratoire d'Analyse et d'Architecture des Systèmes du C.N.R.S., 1996

