

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

Franck GUILLEMARD
Ingénieur Centrale Lille

PRESENTATION D'UNE METHODOLOGIE GENERALE
POUR L'ANALYSE ET LA COMMANDE
DES SYSTEMES PHYSIQUES :
APPLICATION AU CAS DE
LA SUSPENSION OLEOPNEUMATIQUE ACTIVE

Soutenue le 05 Novembre 1996 devant le Jury d'examen :

P. BORNE	Président du Jury
M. LEBRUN	Rapporteur
A. OUSTALOUP	Rapporteur
D. CAMON	Examineur
J.P. CASSAR	Examineur
G. DAUPHIN-TANGUY	Examineur
N. LARTIGUE	Examineur
A. RAULT	Examineur

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

SCD LILLE 1



D 030 301811 8

A ma famille
A Claudine



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.

Tout d'abord, je tiens à remercier chaleureusement Geneviève DAUPHIN-TANGUY pour son soutien et l'enseignement qu'elle m'a apporté. Avec elle, j'ai découvert la modélisation par Bond-Graphs et je lui en suis particulièrement reconnaissant.

Je remercie sincèrement Pierre BORNE, Directeur Scientifique à l'Ecole Centrale de Lille, d'avoir accepté de présider le Jury. Ses conseils me seront très utiles.

Un grand merci à Michel LEBRUN pour avoir accepté de juger ce travail. Mon entrée chez PSA a été entre autres l'occasion de faire sa connaissance. Son avis sur ces travaux me sera très précieux.

Mes remerciements vont également à Alain OUSTALOUP. Je suis heureux qu'il est accepté de juger ces travaux. Je connais par ailleurs son intérêt pour les suspensions...

Qu'il me soit permis de remercier également Jean Philippe CASSAR 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 Henri LACHAIZE qui m'a engagé dans son service pour ces travaux. Je lui suis tout particulièrement reconnaissant d'avoir pressenti avant tous l'intérêt de ces nouvelles méthodes de conception. Il m'a beaucoup appris et a su me faire partager sa passion de l'automobile et de CITROËN en particulier par sa grande expérience.

Je suis flatté de compter parmi les membres du Jury Norbert LARTIGUE, responsable de la mécanique à la Direction des Etudes et Techniques Automobiles. J'espère le convaincre du bien-fondé de ces méthodes par mon travail.

Je remercie également André RAULT d'avoir accepté d'être membre de ce Jury. Je connais sa volonté d'introduire ces nouvelles méthodes de modélisation au sein du groupe. J'espère que ces travaux contribueront à cette action.

Je remercie très sincèrement Daniel CAMON avec lequel j'ai poursuivi ce travail. Lui aussi croit à l'émergence de nouvelles méthodes de conception. Sa confiance et son soutien tout au long de cette étude m'ont été précieux.

Je n'oublie pas toutes les personnes de RSM qui ont contribué à la réalisation de ce projet.

Tout d'abord, je remercie sincèrement Jacques DORE et Michel DEQUENNE avec lesquels j'ai largement collaboré autour du projet servovalve. Leurs expériences m'ont été précieuses.

Merci à Vincent HERNETTE qui m'a précédé sur ce sujet et qui est pour beaucoup dans sa mise en oeuvre.

J'adresse également tous mes remerciements à l'ensemble des autres membres de l'équipe, Vincent ABADIE, Frédéric VASSAL, Denis TROTIN et tous les autres.

REMERCIEMENTS.....	2
SOMMAIRE.....	3
RESUMES.	7
INTRODUCTION GENERALE.....	9
MOTS CLEFS.....	13
CHAPITRE 1. GENERALITES SUR LES SUSPENSIONS ACTIVES.	14
1.1. Introduction.....	14
1.2. Les fonctions d'une suspension automobile.	14
1.3. Les différents types de suspension.....	15
<i>1.3.1. Les suspensions passives.....</i>	<i>15</i>
<i>1.3.2. Les suspensions adaptatives.</i>	<i>17</i>
<i>1.3.3. Les suspensions actives.....</i>	<i>19</i>
1.4. Les différentes fonctions réalisées par l'activation.	19
1.5. Les stratégies de commande actives.	21
1.6. Exemples de réalisations technologiques.	22
1.7. Objectifs visés par la suspension hydraulique CITROEN active.	25
1.8. Conclusion.	26
CHAPITRE 2. LA NOTION D'ATELIER LOGICIEL EN TANT QU'APPLICATION D'UNE METHODOLOGIE GENERALE DE CONCEPTION.....	28
2.1. Description du chapitre.	28

2.2.La démarche classique de conception d'un système et ses limitations.	28
2.2.1.La nécessité d'échanges pluridisciplinaires.	29
2.2.2.La maîtrise des modèles.	29
2.3.Une solution : Les Bond-Graphs.....	30
2.4.La démarche de conception intégrée.	30
2.5.L'outil informatique comme support principal de conception : notion d'atelier logiciel.	32
2.5.1.Avantages de l'utilisation de tableaux de bord.	33
2.5.2.Application au cadre de l'étude de la suspension active hydraulique.	37
2.6.Conclusion.	38

CHAPITRE 3. MODELISATION DE LA SERVOVALVE 40

3.1. Introduction.....	40
3.1.1. Justification de l'utilisation d'une servovalve.....	40
3.1.2. Description du chapitre.	40
3.2. Description, schéma de principe.	41
3.3. Etude linéaire de la servovalve.	43
3.3.1. Introduction.....	43
3.3.2. Mise en place d'un modèle Bond-Graph.....	44
3.3.3. Caractéristique en boucle ouverte.....	46
3.3.4. Caractéristiques en boucle fermée.	48
3.3.5. Identification de chaque paramètre caractéristique.....	48
3.3.6. Etude de stabilité de la servovalve.	57
3.3.7. Optimisation de l'asservissement.....	61
3.3.8. Etude de la robustesse de la servovalve.....	74
3.3.9. Influence des efforts de perturbations sur l'asservissement.	78
3.4. Etude non linéaire de la servovalve.	82
3.4.1. Construction du Bond-Graph.....	82
3.4.2. Identification du système non-linéaire sans hydraulique.	85
3.4.3. Influence des non-linéarités (hors ressort) sur l'asservissement.....	93
3.4.4. Etude de l'influence non-linéaire du ressort de rappel.....	99
3.4.5. Etude des caractéristiques hydrauliques de la servovalve.....	102
3.5. Etude de la servovalve en tant que source de débit pilotée.....	109

3.4.1. Etude du gain statique en débit de la servovalve.....	110
3.4.2. Etude dynamique du gain en débit.....	113
3.6. Conclusion.....	116

CHAPITRE 4. LE MODELE DE SUSPENSION MONOROUÉ..... 118

4.1. Introduction et objectifs du chapitre.....	118
4.2. Présentation des différents modèles 1/4-véhicule et des non-linéarités.....	118
4.2.1. Justifications et limitations du modèle.....	118
4.2.2. Description du modèle monoroué activé par la servovalve.....	119
4.2.3. Les différents modèles monoroué.....	121
4.2.4. Description des principales non-linéarités.....	123
4.3. Enoncé des critères de performances.....	131
4.3.1. Critères de confort.....	131
4.3.2. Critères de comportement.....	133
4.4. Etude du filtrage de l'activation.....	136
4.4.1. Rappel des caractéristiques de la suspension asservie en position vitesse.....	136
4.4.2. Etude numérique du filtrage.....	144
4.5. Etude de l'anticipation de l'activation.....	159
4.5.1. Formulation et vérification d'une loi de commande à partir du modèle 1ddl.....	160
4.5.2. Influence de défauts d'estimations de la sollicitation inertielle sur l'anticipation.....	162
4.5.3. Effet d'une variation de la masse suspendue sur l'anticipation.....	179
4.6. Prise en compte de la dynamique de l'actionneur.....	185
4.7. Conclusion.....	186

CHAPITRE 5. LE MODELE SUSPENSION COMPLET 3C.....188

5.1. Introduction, Objectifs.....	188
5.2. Présentation du la suspension 3C.....	188
5.2.1. Description.....	188
5.2.2. Fonctionnement.....	190
5.3. Le modèle 3C passif.....	193

5.3.1. <i>Le modèle 3C linéaire 3ddl</i>	193
5.3.2. <i>Le modèle 3C 7ddl</i>	218
5.3.3. <i>Conclusion et perspective sur l'étude de la suspension 3C passivel</i>	226
5.4. <i>Le modèle 3C actif</i>	227
5.4.1. <i>Mise en place de la commande</i>	227
5.4.2. <i>Caractéristiques de la suspension par rapport au sol</i>	232
5.4.3. <i>Caractéristiques en correction d'assiette</i>	235
5.5. <i>Résultats expérimentaux</i>	249
5.5.1. <i>Un premier prototype</i>	249
5.4.2. <i>Un second prototype activé par les servovalve PSA-Thomson</i>	252
5.6. <i>Conclusion et perspectives d'évolution de la suspension active CITROEN</i>	253
CONCLUSION GENERALE	255
BIBLIOGRAPHIE	257
ANNEXES	261

Résumé

Ce mémoire développe une nouvelle approche de conception en vue d'aboutir à l'élaboration d'une suspension active. Cette approche repose sur la constitution et l'exploitation d'une chaîne hiérarchisée de modèles Bond-Graph et le développement d'un accès convivial et interactif aux différents modèles de conception par l'intermédiaire de tableaux de bord logiciels.

Le chapitre 1 introduit le lecteur aux particularités des suspensions actives et aboutit à l'établissement des objectifs visés par la suspension oléopneumatique CITROËN.

Le chapitre 2 propose une méthodologie de conception à travers la modélisation par Bond-Graph et la notion d'atelier logiciel en développant les avantages de ce choix.

Les trois autres chapitres sont consacrés à l'étude de la suspension active.

Le chapitre 3 aborde la modélisation d'une nouvelle servovalve dit Direct-Drive compatible avec les exigences de la suspension active.

Le chapitre 4 développe à partir d'un modèle monoroue des lois de commande d'asservissement de l'assiette du véhicule. L'accent est porté sur le filtrage et sur l'adjonction d'une boucle anticipatrice.

Le dernier chapitre présente une architecture complète véhicule originale comportant 3 circuits hydrauliques. Après avoir étudié les caractéristiques passives de cette structure, des lois de commande sont déterminées en s'appuyant sur une décomposition en sous-modèles de type monoroue. Des résultats expérimentaux obtenus sur plusieurs prototypes confirment les résultats de simulation et valident la démarche de conception suivie.

Abstract

This report deals with a new approach to design, with the aim of leading to the development of active suspension.

This approach is based on the formation and use of a hierarchical line of Bond-Graph dynamic models and the development of easy and interactive access by the use of software boards.

The first chapter introduces the reader to active suspension features and states the targets for the CITROËN hydraulic suspension.

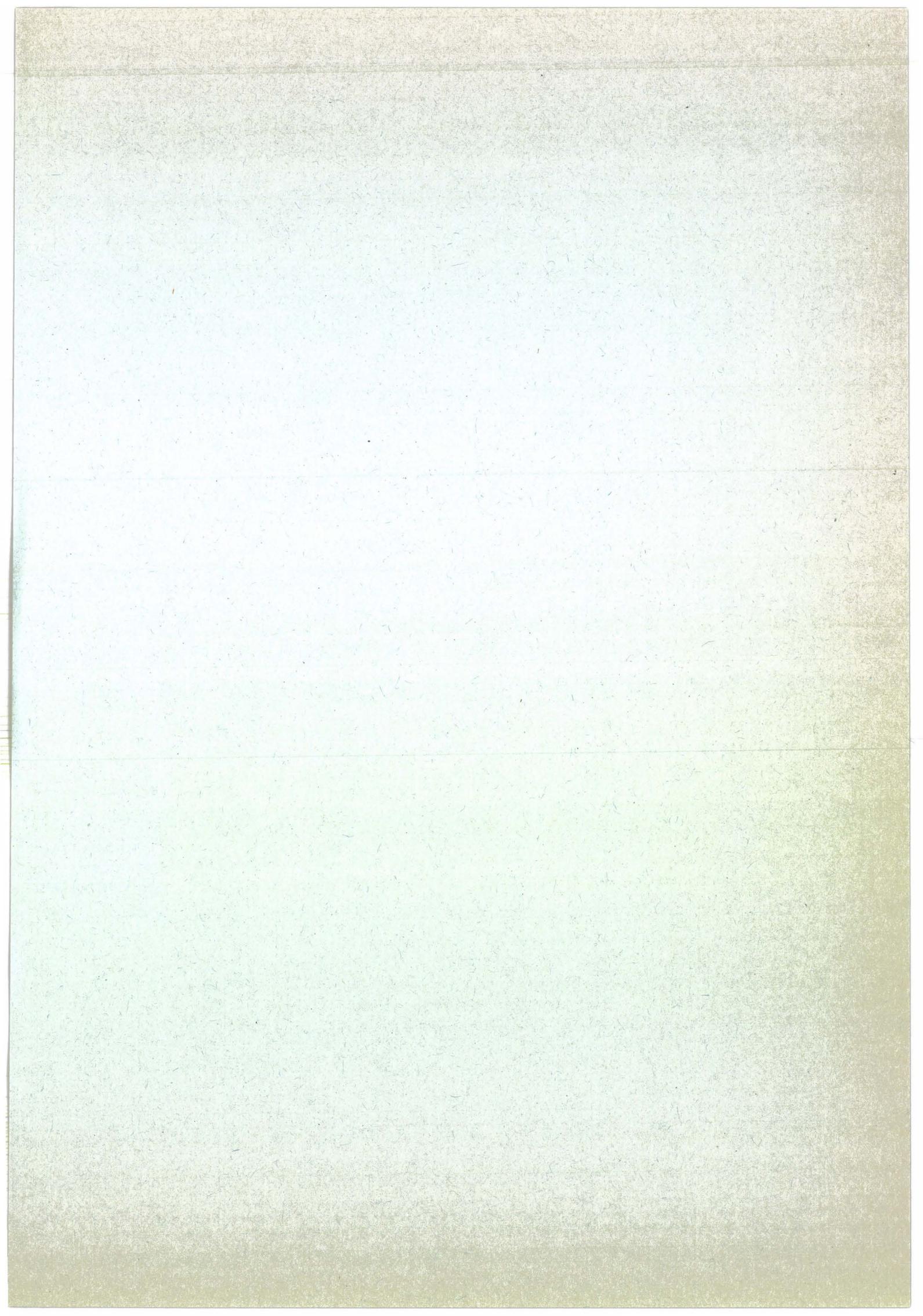
The second chapter suggests a design methodology based on the use of Bond-Graph models linked with the development of computer aided design software.

The other chapters are about the design of a new active suspension.

The third chapter deals with the modeling of a new servovalve based on direct drive architecture suitable for active suspension requirements.

Load leveling control laws are developed in the fourth chapter using a quarter-car model. Particular emphasis is placed on road filtering and the addition of an anticipative loop.

The last chapter describes original hydraulic suspension architecture containing three hydraulic circuits. After investigating the passive properties of such an architecture from different linear models, active control laws are given in separating these models into quarter-car sub-models. Experimental data recorded on several prototypes confirm simulation results and ratify the whole design methodology.



Introduction générale

Un des enjeux majeurs des constructeurs automobiles aujourd'hui consiste à réaliser des véhicules capables de répondre parfaitement aux exigences en agrément de conduite et en sécurité de tous les types de conducteur.

L'agrément de conduite est une notion complexe et subjective dont la définition varie considérablement en fonction de l'usage que veut faire chaque personne de son automobile.

D'une part, elle fait appel à des éléments de type « passif » se rattachant au confort dans toutes ses dimensions (confort corporel, ergonomie, silence) et au bien-être du conducteur et des passagers, d'autre part à des composantes « actives » (puissance, freinage, maniabilité) qui s'expriment par la notion de tenue de route et de maîtrise de la dynamique du véhicule par le conducteur.

Ainsi, un véhicule doit savoir répondre à ces deux attentes qui suivant l'humeur du conducteur à l'instant présent sont plus au moins privilégiées : tantôt, le conducteur recherchera à se relaxer au volant, à se faire conduire, tantôt il aura le désir de maîtriser son véhicule, de « vivre » la conduite.

Dans ce souci permanent, la suspension d'un véhicule automobile doit savoir répondre à ces deux notions : confort et tenue de route.

C'est un fait établi que le dimensionnement d'une suspension passive faite de ressorts et d'amortisseurs résulte obligatoirement d'un compromis entre ces deux notions et par là ne peut répondre totalement aux exigences en agrément de conduite de tous.

Voilà pourquoi, l'avenir appartient clairement aux suspensions intelligentes ou « actives » qui sont capables d'intégrer ces deux aspects par une adaptation des caractéristiques du véhicule face aux desiderata du conducteur et à l'état de la route. Il en résulte alors une meilleure harmonie entre les éléments de confort et les éléments dynamiques et par là l'amélioration des qualités du véhicule en agrément de conduite.

Si de nombreuses études ont été menées sur l'élaboration de suspensions actives depuis 20 ans, peu de réalisations technologiques ont vu le jour. La plupart de ces travaux sont restées purement théoriques en se centrant sur les techniques de commande de l'automatique et la simulation. Ce sujet constitue, il est vrai, pour les automaticiens un support idéal pour tester et valider de nouvelles lois.

En fait, la réalisation d'une suspension active est limitée par de nombreuses contraintes : des contraintes techniques, des contraintes énergétiques, des contraintes de sécurité, des contraintes de coûts de fabrication... autant de points durs qui expliquent le nombre limité de réalisations technologiques.

Une solide expérience dans les technologies de l'hydraulique acquise dès les années 50 au sein d'Automobiles CITROËN a conduit tout naturellement le groupe PSA PEUGEOT-CITROËN à se pencher sur l'élaboration d'une telle suspension.

La commercialisation de véhicules à suspensions oléopneumatiques de type « Hydractif » et plus récemment de type « Activa » constitue une première réponse à l'obtention d'un meilleur agrément de conduite. Mais ces systèmes ne sont pas à proprement dit actifs, dans la mesure où ils ne réalisent que des actions non asservies ou bien des actions sans apport énergétique. Leurs performances sont alors dans ce sens limitées.

Une autre solution a été développée depuis la fin des années 80 basée sur une nouvelle architecture comportant 3 circuits de suspension. De nombreux travaux de recherche ont été effectués en vue de mettre au point des lois de commande capables de réaliser une activation du véhicule compatible avec les exigences du conducteur et les contraintes technologiques. Ces travaux ont donné lieu à la rédaction de deux mémoires de thèse ([Allirand, 91] et [Hernette, 95]) et la mise au point d'un premier prototype roulant.

Ce prototype a mis en évidence un haut potentiel en se basant sur une stratégie globale d'activation propre à améliorer le compromis confort-tenue de route tout en évitant une consommation excessive. La philosophie adoptée dans la conception de ce premier prototype a été celle du « juste nécessaire ». Ainsi, le niveau de confort est principalement fixé par les caractéristiques passives de suspension et éventuellement par une activation « basse fréquence ». En revanche, lorsqu'il s'agit de contrer les reports de charge induits par les actions du conducteur en phase de freinage, d'accélération ou de virage, le système devient actif « haute fréquence ». En somme l'isolation est assurée par la suspension oléopneumatique, souple par essence, et l'activation, en contrant les sollicitations inertielles de caisse, évite les désagréments propres à cette suspension.

Malgré des résultats satisfaisants, ce premier prototype a trouvé sa limitation dans une commande exclusivement hydromécanique, difficilement industrialisable et ne permettant pas l'implémentation d'une commande trop sophistiquée.

Voilà pourquoi, nous avons décidé de poursuivre cette expérience par le remplacement de ce premier système de commande par un calculateur électronique embarqué. Le formidable développement de l'électronique et de l'informatique ces dernières années et la diminution massive du prix des composants justifient d'autre part ce choix qui a déjà fait son apparition pour d'autres applications telles que le contrôle moteur, les systèmes d'antiblocage de roues ou encore plus récemment le contrôle de traction et de stabilité du véhicule ou encore l'embrayage piloté.

Outre les nombreuses contraintes technologiques que posent la mise au point de cette nouvelle suspension active, apparaissent également des difficultés d'ordre méthodologique. La mise au point de ce produit à haut contenu technologique nécessite le rapprochement de plusieurs disciplines et notamment la mise en place d'une passerelle entre l'électronique et la mécanique. Ainsi, en associant les disciplines peut-on bénéficier des avantages de chaque spécialité sans en supporter les inconvénients.

Notre démarche s'appuie sur la modélisation et la simulation en utilisant systématiquement l'outil informatique comme support. Après avoir rappelé la stratégie d'activation retenue pour l'élaboration de la suspension active, et avant d'aborder la conception de la suspension à proprement parler, il nous a semblé nécessaire de définir les moyens à mettre en oeuvre pour utiliser correctement l'outil informatique.

D'une part, il apparaît indispensable de faire appel à un langage multidisciplinaire de modélisation pour intégrer tous les domaines physiques concernés. D'autre part ce langage doit être adapté à une démarche hiérarchisée de conception basée sur la construction de modèles de plus en plus sophistiqués capables d'accompagner le produit depuis sa phase de validation de principe jusqu'à sa mise au point définitive.

Le Bond-Graph répond à ces deux conditions. Ce langage de modélisation décrivant sous une forme graphique les échanges énergétiques au sein d'un système physique multidisciplinaire a déjà été largement utilisé lors des travaux menés précédemment. Ses avantages sont multiples et c'est pourquoi nous l'avons utilisé tout au long de notre étude pour concevoir une chaîne hiérarchisée de modèles. Les chapitres se découpent ainsi suivant les trois modèles clefs qui ont guidé la conception de cette suspension : modèle de l'actionneur, modèle monoroue et enfin modèle complet. Chaque modèle clef comporte également plusieurs niveaux de définition.

Un autre aspect fondamental concerne l'ergonomie et la convivialité d'accès de l'utilisateur aux différents modèles. La création de tableaux de bords interactifs de commande et de visualisation des différents modèles de conception répond à cette attente et laisse entrevoir ce que pourrait être demain l'interface entre l'homme et les prototypes numériques. Véritables documents de synthèse actifs, ces prototypes peuvent ainsi être mis à la disposition de tous ceux qui participent à l'élaboration d'un produit. Ils sont évolutifs, riches d'enseignements et permettront à terme l'optimisation rapide de tous nouveaux produits.

La conception d'une suspension active constitue un excellent exemple de projet multidisciplinaire et un support idéal de démonstration du bien-fondé de cette démarche centrée autour d'un outil logiciel interactif de modélisation, de simulation et d'optimisation. Ainsi, pour chaque modèle clef, nous avons construit un tableau de bord qui à chaque fois a facilité la compréhension, la maîtrise et l'optimisation des lois de commande exposées dans ce mémoire ainsi que la diffusion de la connaissance.

En définitive, ce travail s'articule en cinq grands chapitres.

Le premier chapitre contient des généralités sur les suspensions et aboutit à la description des objectifs recherchés par la suspension active CITROËN.

Le second chapitre propose une méthodologie générale de conception à travers la modélisation par l'outil Bond-Graph et la notion d'atelier logiciel pour accroître l'interactivité et la convivialité d'accès aux modèles.

Les trois derniers chapitres sont consacrés à l'élaboration progressive de la suspension active. Les résultats exposés reposent sur l'utilisation des outils logiciels décrits précédemment. L'exposé suit alors exactement la démarche hiérarchique proposée au début de ce mémoire pour initier progressivement le lecteur et le mener en fin de compte à une parfaite connaissance de l'ensemble du système.

Le chapitre trois est consacré à la modélisation d'un nouvel actionneur électrohydraulique ou servovalve. La mise au point d'une partie de ce modèle s'est faite en collaboration avec THOMSON (**[Stemmelen et al, 96]**).

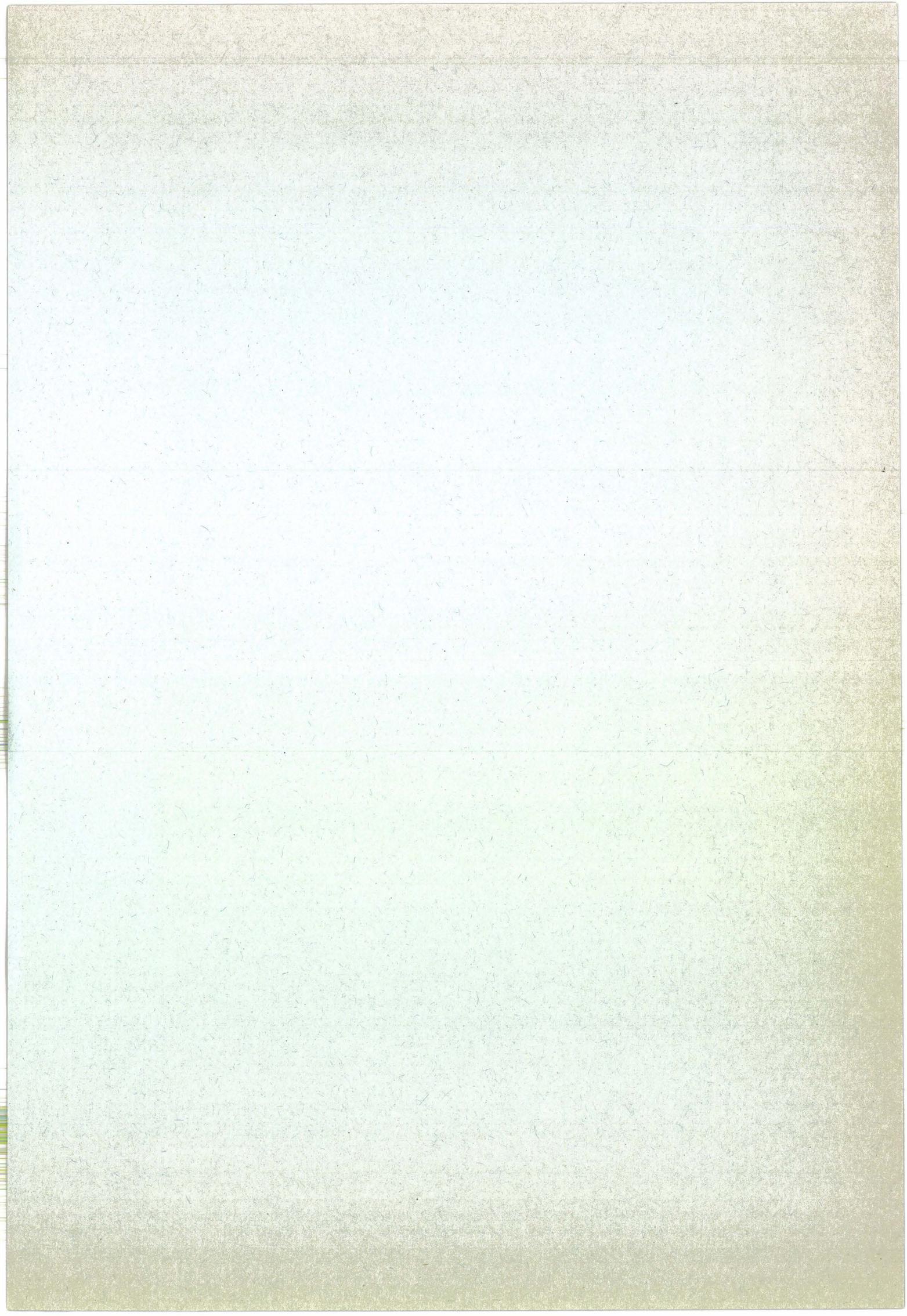
De nombreuses limitations technologiques ajoutées à un coût exorbitant de fabrication des servovalves ont empêché jusqu'à présent la mise au point de systèmes embarqués sur les véhicules de tourisme. En effet, même si les calculateurs électroniques sont suffisamment rapides, même s'il est aujourd'hui possible d'intégrer des algorithmes de commande sophistiqués, la dynamique du système est toujours imposée par l'élément le plus lent dans la boucle de régulation et dès qu'il est nécessaire de générer des puissances importantes, il s'agit des actionneurs ou amplificateurs de puissance.

C'est pourquoi en collaboration avec THOMSON, nous avons décidé de développer une nouvelle servovalve. Celle-ci, en se basant sur une architecture Direct-Drive simple et par là même, robuste et adaptée à une production en grande série, constitue la passerelle indispensable entre la logique de commande électronique et la puissance hydraulique.

Ainsi, elle répond complètement aux exigences dynamiques et énergétiques de la suspension active de même qu'aux attentes de toute autre application qui associe la rapidité de calcul de l'électronique à la génération de fortes puissances par l'utilisation de l'hydraulique.

Le chapitre quatre est centré autour du modèle monoroue. Les algorithmes de commande développés dans les travaux précédents sont complétés par l'adjonction d'un filtrage sur le débattement et d'une boucle supplémentaire d'anticipation à partir de la connaissance de la sollicitation inertielle de caisse. Une réflexion est notamment menée sur les possibilités d'estimation de la sollicitation dans les différents modes de suspension.

Le chapitre cinq est axé autour du modèle complet de la suspension comportant 3 circuits hydrauliques et appelée 3C. La première partie de ce chapitre est consacrée à la compréhension de la dynamique de cette suspension passive et fournit les moyens d'atteindre un premier dimensionnement. L'exposé se poursuit par la description de la commande complète qui ne fait qu'étendre celle obtenue sur le modèle monoroue. Quelques résultats expérimentaux obtenus sur le premier prototype clôturent alors ce chapitre en validant la démarche de modélisation complète et la stratégie d'activation.



Mots Clefs

Suspension

Bond-Graphs

Commande

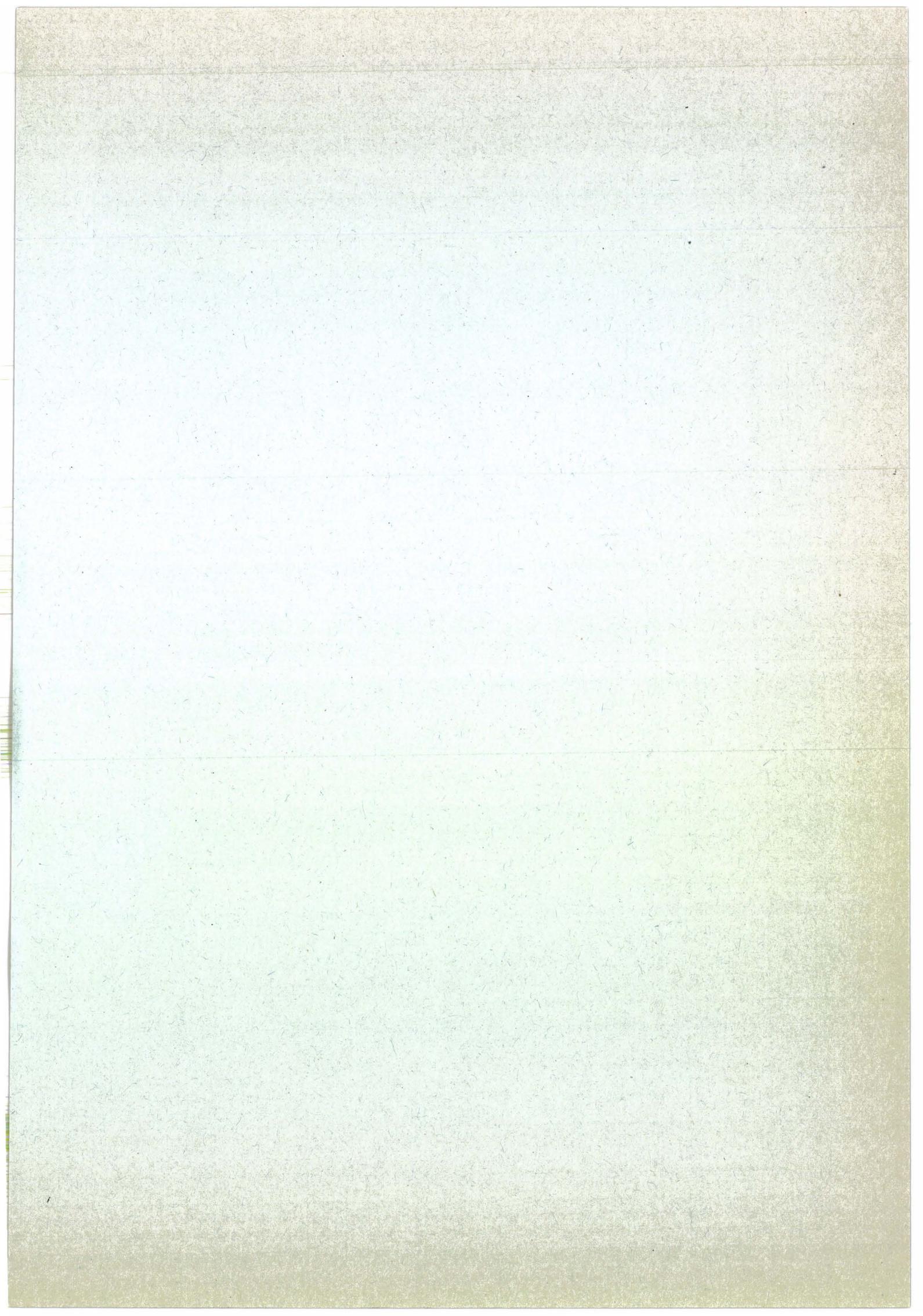
Modélisation

Simulation

Hydraulique

Servovalve

Actionneur



Chapitre 1

Généralités sur les suspensions actives.

1.1. Introduction.

Ce chapitre débute par le rappel des fonctions d'une suspension et énumère les différents types de suspension existants pour aboutir aux suspensions actives et à l'inventaire des avantages qu'elles apportent.

Beaucoup d'articles ont été écrits sur ce sujet et nous avons essayé d'en dégager les principales tendances actuelles. Une excellente bibliographie est parue récemment ([Elbeheiry et al, 95]) et la plupart des articles cités dans ce chapitre y sont répertoriés.

De même, nous avons essayé de faire le point sur les réalisations technologiques effectuées à ce jour.

Enfin, concernant la suspension active CITROËN décrite dans cet ouvrage, ses principaux principes de fonctionnement sont énumérés et justifiés.

1.2. Les fonctions d'une suspension automobile.

Placée entre la caisse et les éléments non-suspendus du véhicule, la suspension doit assurer le meilleur confort possible en toute sécurité. Les six points suivants décrivent plus précisément les fonctions d'une suspension.

Isoler les passagers du véhicule des irrégularités de la route, à l'instar des pneumatiques et des sièges. La suspension doit se comporter comme un filtre passe-bas qui réduit et même élimine sur la caisse les vibrations hautes fréquences (au-delà du Hertz) issues de la route, ce qui améliore le confort. Au contraire, aux basses fréquences, les roues comme la caisse doivent suivre les entrées verticales du sol pour obtenir une tenue de route correcte. Il en résulte, en particulier que la suspension doit amortir la fréquence de résonance de la caisse de l'ordre du Hertz.

Amortir les mouvements des roues dans leur plage fréquentielle de résonance de 12 à 16 Hz afin d'obtenir un contact sol-pneumatique suffisant sur les surfaces accidentées. Ce contact assure une propulsion, une stabilité et une commande de direction correcte en évitant tout glissement des roues sur le sol. Cette fonction améliore le comportement du véhicule.

Limiter les mouvements de pompage, de roulis et de tangage induits par les efforts inertiels appliqués directement à la caisse lors de virages, de freinages ou d'accélération. Cette fonction améliore le comportement en réduisant les mouvements de caisse.

Maintenir le véhicule à une hauteur moyenne constante pour assurer la garde au sol malgré les variations de charges du véhicule. Cette fonction est liée au comportement routier.

Maintenir les débattements de la suspension dans une plage de fonctionnement donnée entre les butées.

□ Assurer une répartition des efforts au sol correcte entre l'avant et l'arrière en roulis lors des virages, pour fixer le caractère sous-vireur ou survireur du véhicule. Ainsi, le comportement est mieux maîtrisé.

1.3. Les différents types de suspension.

Toute suspension doit assurer un confort et une tenue de route correcte. Les suspensions passives de part leur architecture ne peuvent remplir ce rôle intégralement. La seule possibilité consiste alors à utiliser des capteurs, des actionneurs, et un système de commande pour réaliser un asservissement ou un pilotage de la suspension. Suivant les lois de commandes envisagées, la suspension devient adaptative ou bien active.

1.3.1. Les suspensions passives.

1.3.1.1. Les suspensions mécaniques.

Les suspensions passives mécaniques sont constituées de ressorts métalliques et d'amortisseurs de type visqueux auxquels sont adjoints la plupart du temps des ressorts complémentaires pour assurer la fonction anti-roulis (barre de torsion). La plupart des véhicules routiers d'aujourd'hui sont munis d'une telle suspension. Elle offre l'avantage d'être simple et fiable.

1.3.1.2. La suspension hydropneumatique.

En 1953, avec la DS, CITROËN développait le premier véhicule de série à suspension hydropneumatique (figure (1-1)).

Une masse de gaz (de l'azote) est enfermée dans une sphère en acier et constitue le ressort de la

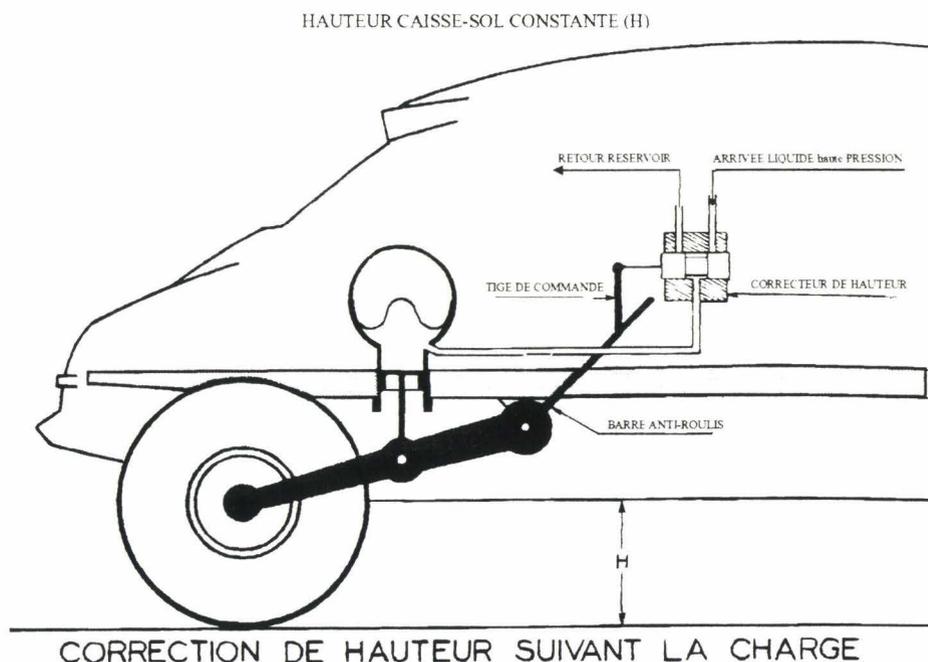


Figure 1-1 Principe de la suspension oléopneumatique de la DS

suspension. Le liquide (de l'huile minérale), constitue la liaison entre les éléments mobiles des essieux et le ressort pneumatique (la sphère) relié à la masse suspendue. Il est amorti par une restriction placée entre le vérin de suspension et la sphère porteuse. Par ailleurs, un correcteur de hauteur du véhicule permet de maintenir le véhicule à une hauteur constante par rapport au sol, malgré les variations de charge de la masse suspendue. Il est constitué d'un tiroir hydraulique et d'une centrale à pression.

Par rapport à une suspension mécanique classique, une telle suspension offre l'avantage:

- D'une garde au sol constante, malgré les variations de charge.
- D'une flexibilité élevée permettant un bon filtrage des irrégularités de la route.

1.3.1.3.Limitations des suspensions passives.

Généralités.

Une suspension passive conventionnelle est constituée de l'association d'éléments porteurs (de type ressort) et d'éléments amortissants (les amortisseurs).

La principale limitation des suspensions conventionnelles réside dans le fait qu'une amélioration de l'isolation de la masse suspendue du véhicule ne peut être obtenue qu'avec des éléments porteurs souples, ce qui entraîne des débattements excessifs tant en pompage qu'en roulis lors de prise de virages ou en tangage lors des freinages et des accélérations. Au contraire, un bon comportement routier, tant sur les mouvements verticaux de la route que sur les efforts inertiels sera obtenu avec des ressorts de suspension raides, donc nuisant au confort.

Par ailleurs, l'utilisation d'amortisseurs durs améliore le contact sol-pneumatique, mais détruit l'isolation de la caisse aux hautes fréquences.

Par conséquent, l'ingénieur est obligé de faire un compromis dans le dimensionnement des suspensions. Ainsi un véhicule sportif, privilégiant la tenue de route sera muni d'éléments porteurs raides et bien amortis. Au contraire, un véhicule de faible motorisation privilégiant le confort de ses passagers possédera des ressorts de suspension souples et moins amortis.

Malgré les nombreuses améliorations effectuées sur les suspensions passives tant dans l'architecture des bras et des trains de suspension que dans l'utilisation de ressorts et d'amortisseurs à caractéristiques non-linéaires, dans l'utilisation de barres de torsion pour contrer le roulis, et quel que soit le type de suspension utilisé, mécanique ou oléopneumatique, les performances du véhicule seront toujours limitées en confort comme en tenue de route puisque avantager l'un détruit l'autre.

Cas des suspensions hydrauliques.

Dans le cas particulier des véhicules à suspension hydraulique, l'utilisation de sphères oléopneumatiques comme éléments porteurs conduit à une suspension plus souple qu'une suspension mécanique, entraînant des débattements plus importants qui nuisent au comportement.

En particulier, lors d'une variation de la charge du véhicule, sa distance à la route varie considérablement, ce qui constitue un inconvénient majeur tant au niveau aérodynamique, qu'au niveau des passagers.

CITROËN a résolu le problème en dotant le véhicule d'un correcteur de hauteur statique asservi en position chargé de maintenir le véhicule à une hauteur constante par rapport au sol malgré les variations de charge. Ainsi, les plages de fonctionnement de la suspension entre les butées sont respectées.

Néanmoins, l'inconvénient d'une suspension plus flexible apparaît surtout sur les mouvements inertiels de la caisse provoqués par une mise en virage, un freinage ou une accélération.

Certes, l'utilisation de barres antiroulis, à l'instar des suspensions mécaniques a permis de réduire les débattements du véhicule en roulis lors des prises de virage en augmentant la raideur, mais en contrepartie, cela a détruit l'isolation entre la caisse et la route en introduisant un mode de résonance peu amorti.

Afin d'obtenir un confort et une tenue de route excellente, il est donc nécessaire de modifier dynamiquement les caractéristiques de la suspension en fonction des exigences de la situation. Autrement dit, il est nécessaire d'avoir une commande active de la suspension, ou encore, de faire appel

à une source extérieure d'énergie qui va permettre de transformer les réponses de la suspension pour répondre au mieux aux actions extérieures.

1.3.2. Les suspensions adaptatives.

Certains auteurs les désignent aussi par le terme « semi-active ».

1.3.2.1. Les suspensions à amortissement variable.

L'intérêt des suspensions à amortissement variable est qu'il permet de lier les avantages d'un réglage de la suspension en confort à celui d'un réglage de la suspension en comportement.

Par ailleurs, il ne nécessite que très peu d'énergie de commande et peut s'implanter sur une suspension mécanique comme sur une suspension hydraulique.

La plupart des véhicules de tourisme vendu aujourd'hui et disposant d'une option "suspension active" sont de ce type. En fait, bien évidemment, il ne s'agit pas de suspension active à proprement parlé. On parlera plutôt de véhicule à amortissements variables ou pilotés.

Suspensions à amortissement discrètement variable.

Cette première famille se compose des systèmes de suspension dont les caractéristiques d'amortissement comprennent plusieurs états commutables automatiquement en fonction des actions du conducteur ou de l'état de la route.

Ces systèmes permettent entre autres de diminuer les débâtements de la caisse en roulis lors des virages ou bien en tangage lors des freinages et des accélérations ou encore sur des routes en mauvais état.

Généralement, le système permet l'obtention de deux états d'amortissement SOFT / HARD, l'un privilégiant le confort et l'autre le comportement routier.

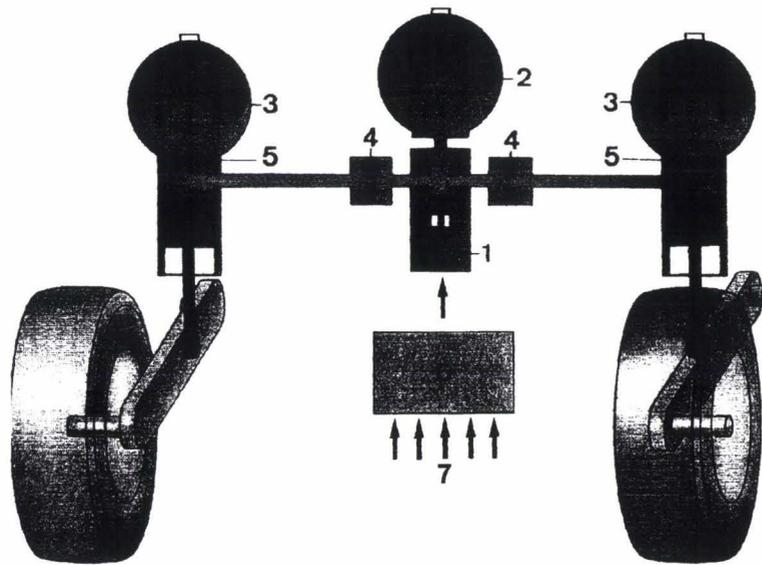
La loi d'amortissement SOFT est suffisante dans la majorité des cas (Peu d'amortissement) mais peut devenir limite en comportement routier lors de manoeuvres exceptionnelles (Virages serrés, évitement, freinage...). Un système adaptatif bien conçu détecte ces situations afin de passer en état d'amortissement HARD lors de telles situations, ce qui améliore le comportement du véhicule au détriment du confort des passagers.

Suspensions à amortissement continûment variable.

Cette seconde famille désigne tous les systèmes de suspension munis d'amortisseurs offrant une infinité d'état d'amortissement possible. Ce type de suspension a été étudié théoriquement, mais à ce jour, force est de constater qu'il ne semble pas exister énormément de réalisations technologiques. En effet seul le constructeur CADILLAC a sorti en série sur des véhicules très haut de gamme (Allanté) une suspension disposant d'amortisseurs pilotés électroniquement (système CV-RSS) et possédant apparemment une infinité d'états possibles d'amortissement [Keebler, 92], [Scheinder, 92], [Markus, 95].

1.3.2.2. Les suspensions à amortissement et à raideur variable.

Un système plus performant consiste à rendre à la fois l'amortissement et la raideur variable. Dans ce domaine, les suspensions hydrauliques sont nettement mieux adaptées à une telle architecture. Il suffit d'ajouter ou de soustraire au circuit de suspension une (ou plusieurs) sphère(s) supplémentaire(s) pour pouvoir changer la raideur de suspension et de même un ou plusieurs amortisseurs pour modifier l'amortissement. La transition entre deux raideurs ou bien deux amortissements de suspension s'effectue alors par une électrovanne.



- | | |
|---------------------------------------|-------------------------------|
| 1. Régulateur de passage souple/ferme | 4. Amortisseurs additionnels. |
| 2. Sphère additionnelle. | 5. Amortisseurs principaux. |
| 3. Sphères principales. | 6. Calculateur. |
| 7. Capteurs. | |

Figure 1-2 Schéma de la suspension hydractive

Lors de virages serrés ou bien lorsque la route est en mauvais état ou encore lors de freinages ou d'accélération brutaux, l'électrovanne transforme le système de suspension pour qu'il soit plus raide et plus amorti.

Ce principe est celui utilisé sur les véhicules CITROËN de type XM et plus récemment Xantia muni de l'option "Hydractive" (figure (1-2)).

Le système de suspension des véhicules "hydractifs" se compose de trois sphères par essieu. La sphère additionnelle est placée entre les deux autres sphères propres à chaque vérin de suspension (Elles sont appelées sphères principales). Chacune des sphères principales est munie d'un amortisseur alors que la sphère additionnelle en voit deux. Une électrovanne permet l'obtention de deux états de suspension selon que l'on ajoute ou soustrait la sphère additionnelle et ses amortisseurs à chaque circuit de suspension.

- Un état dit "moelleux" souple et peu amorti qui privilégie le confort.
- Un état "ferme" raide et amorti déclenché lors des freinages, des accélérations et des virages qui privilégie le comportement routier et la sécurité en limitant les débattements de la caisse et la résonance des roues.

Ce système constitue une amélioration certaine par rapport à la suspension passive d'autant plus qu'il ne consomme que très peu d'énergie. Toutefois l'amortisseur ne peut que freiner les mouvements dans les périodes transitoires et le ressort ne peut que réduire les inclinaisons de la caisse dans les situations stables de virages, d'accélération et de freinages constants.

Si bien que si l'on souhaite perfectionner le système, et en particulier supprimer les inclinaisons de la caisse consécutives aux efforts d'inertie et aux effets dynamiques, il faut injecter dans la suspension des efforts ne pouvant venir que d'une source externe d'énergie. La suspension devient ACTIVE.

1.3.3. Les suspensions actives.

1.3.3.1. Les suspensions purement actives.

On appelle suspension active pure, tout système placé entre les roues et la caisse qui est muni d'un ensemble de capteurs permettant une connaissance suffisante de l'état dynamique du véhicule (déplacements, charges, vitesses, accélérations...), d'un système de commande (calculateur électronique ou analogique) chargé d'asservir le véhicule à un certain nombre de consignes ou bien de critères d'optimisation, de plusieurs actionneurs de type vérins commandés par des servovalves placées entre la caisse et les roues et remplaçant à la fois les ressorts et les amortisseurs et d'une source d'énergie extérieure de type centrale de pression comprenant une pompe et des accumulateurs montés en joncteurs-disjoncteurs.

Un tel système doit avoir un temps de réponse suffisamment faible et une puissance suffisamment importante pour répondre correctement aux efforts d'inertie et aux effets de la route. Or, il n'existe pas encore à ce jour d'actionneur dont la bande passante soit suffisamment large et dont le prix reste de l'ordre du raisonnable pour un véhicule de série et même de compétition.

Par ailleurs, les calculs ont montré que la puissance nécessaire pour activer la suspension représente une fraction importante de celle du moteur.

C'est pourquoi, une telle suspension est inconcevable.

1.3.3.2. Les suspensions actives avec ressorts.

Ce système utilise les mêmes composants que le système actif pur, avec en plus quatre ressorts passifs mécaniques ou hydrauliques montés en parallèle entre les roues et la masse suspendue pour supporter la masse statique du véhicule.

Par rapport au système purement actif, il permet une réduction de l'énergie d'activation ainsi qu'une sécurité supplémentaire en cas de défaillance du système actif.

C'est pourquoi, la plupart des prototypes de suspensions actives développées à ce jour se classent dans cette catégorie.

1.3.3.3. Les suspensions actives avec ressorts et amortisseurs passifs.

Une telle suspension permet de réduire encore d'avantage l'énergie d'activation du système et augmente sa sécurité d'utilisation.

En effet, lorsque le véhicule est soumis à des perturbations de faibles amplitudes, une suspension passive est suffisante pour assurer confort et tenue de route. L'énergie d'activation est alors réduite à néant. C'est seulement lorsque les perturbations deviennent plus importantes, que les actionneurs agissent pour respecter les consignes de commandes.

Par ailleurs, si le système actif tombe en panne, la suspension subsiste même si elle n'est plus que purement passive.

Les prototypes de suspension active CITROËN sont basés sur cette architecture.

1.4. Les différentes fonctions réalisées par l'activation.

L'intérêt des suspensions actives réside dans une amélioration possible à la fois du confort et du comportement du véhicule sans devoir effectuer de compromis. Les différentes fonctions réalisables par l'activation sont les suivantes :

Commande de la tenue de caisse : Le contrôle des mouvements basses fréquences de la masse suspendue peut être obtenu de plusieurs manières. Le système peut détecter et contrôler les

mouvements de tangage et de pompage de la caisse directement, ou bien une amélioration du confort caisse peut être obtenue plus indirectement par la réalisation des autres fonctions décrites ci dessous. En fait, les caractéristiques intrinsèques des suspensions passives sont telles qu'une amélioration de la tenue de caisse du véhicule se fera au détriment de sa qualité de filtrage. Il est absolument nécessaire de réaliser un compromis. Avec les suspensions actives, l'activation peut opérer uniquement au cours des manoeuvres de virage, de freinage ou d'accélération. Par conséquent, les performances en tenue de caisse n'ont pas besoin d'être modifiées dans les autres situations. Plus précisément, dans le cas où le véhicule se trouve en ligne droite et à vitesse constante, la suspension passive peut même être optimisée afin d'augmenter le confort sans aucun compromis à tenir avec la tenue de caisse.

Commande de hauteur : La commande de la hauteur de la caisse du véhicule offre plusieurs avantages. Maintenir la caisse à hauteur constante malgré les variations de masses et les effets aérodynamiques permet à la suspension de travailler dans sa zone optimale de fonctionnement en toutes circonstances, en disposant d'une zone de débattement maximum apte à négocier au mieux les obstacles. Cette disposition élimine également l'inconfort résultant du fonctionnement de la suspension à la limite de sa zone d'utilisation. La commande de hauteur peut servir à abaisser la caisse pour réduire la traînée du véhicule à grande vitesse ou bien à changer l'angle de tangage pour modifier l'effet de sol aérodynamique. De plus en augmentant la hauteur de la caisse par rapport au sol, il devient possible pour le véhicule de franchir de mauvais passages. Enfin une élévation de la hauteur caisse est utile pour le changement des pneus ou bien pour la mise en place de chaînes à neige.

Commande du roulis : Le maintien de la caisse en roulis dans les virages est généralement obtenu par l'augmentation de l'amortissement de suspension ou bien en appliquant des efforts de contre-roulis pendant le virage. La vitesse véhicule, l'angle au volant, ou l'accélération transversale sont autant de données captées pour déterminer le moment où il est nécessaire de contrôler les mouvements de roulis. Avec l'utilisation de composants générateurs d'efforts, il est possible d'éliminer entièrement le roulis en virage, et même les effets induits de sous-virage ou bien de survirage créés par les mouvements de roulis par l'intermédiaire des éléments de suspension. Qui plus est, la répartition des efforts entre l'avant et l'arrière du véhicule en virage peut être contrôlée pour modifier le caractère sous-vireur du véhicule.

Commande de la plongée : La commande de la plongée véhicule survenant en phase de freinage s'obtient par l'augmentation de l'amortissement ou bien en exerçant des efforts de contre tangage au sein de la suspension. La commande peut être initiée par l'allumage du feu stop, par la pression de freinage ou encore l'accélération longitudinale. La commande de la plongée véhicule par une suspension active peut remplacer la mise au point d'une géométrie de suspension de contre plongée.

Commande de cabrage : Le contrôle du cabrage pendant les phases d'accélération s'obtient par une augmentation de l'amortissement ou bien par la génération d'effort de contre tangage pendant l'accélération. La commande peut être initiée par la position papillon, la vitesse engagée, ou encore l'accélération longitudinale. A l'instar d'une commande en plongée, une commande active anti-cabrage décharge la suspension d'une géométrie adaptée anti-cabrage sur les roues motrices et peut permettre la maîtrise des mouvements des roues non motrices.

Tenue de route : En plus de la commande des mouvements caisse au cours des manoeuvres décrites précédemment, la suspension active peut améliorer la tenue de route en réduisant le battement de roue sur les chaussées en mauvais état. En général, les performances en virage du véhicule sont améliorées lorsque la variation des efforts au sol est réduite. De plus, les déformations de la chaussée produites par les véhicules de forts tonnages tels que les semi-remorques sont minimisées grâce à une diminution des variations de charge des pneumatiques.

1.5. Les stratégies de commande actives.

Après avoir défini les objectifs de la suspension active, rappelons l'état de l'art au niveau des stratégies existantes pour remplir ces objectifs.

En fait, à la lecture des différents articles dédiés aux suspensions actives, on constate que toutes les méthodes existantes de commande leur ont été appliquées :

La commande la plus utilisée est certainement **la commande optimale** par l'utilisation de critères de type linéaire quadratiques (LQR ou LQG) se ramenant à la résolution d'une équation de Riccati. Ces critères sont construits de manière générale dans un souci d'amélioration du confort véhicule en tenant compte dans la plupart des cas des contraintes de débattement de la suspension et des pneumatiques, ou bien de l'accélération du siège conducteur, ou encore des limitations en effort de suspension. Leur réalisation nécessite bien souvent la connaissance de l'ensemble des variables d'état du système, et c'est pourquoi, on associe à de telles commandes des estimateurs d'état sous la forme de filtres de Kalman. Enfin notons que les articles les plus récents se basent essentiellement sur des modèles véhicules complet à 7ddl ([Barak et Sachs, 85], [Chalasanani, 86], [Fruhauf et al, 85], [Barak et Hrovat, 88], [Abdel Hady et al, 89,92], [Elsayed et al, 95],...). ou bien sur des études de robustesse ([Ulsoy et al, 94], [Shinn-Horng Chen et al, 95]...).

A noter également que la commande optimale fait ressortir très souvent dans l'activation un terme d'amortissement proportionnel à la vitesse absolue de la caisse. Ce terme correspond à ce que l'on appelle l'amortissement 'Skyhook' et semble être la solution pour améliorer le confort du véhicule dans de nombreux articles. Néanmoins, il est nécessaire de rester prudent puisque ce terme ne tient pas compte du contact roue-sol. A cela s'ajoute également la difficulté qu'il existe à capter la vitesse absolue verticale du véhicule.

La commande adaptative a également donné lieu à quelques recherches théoriques en la couplant à la commande optimale en considérant soit des variations dans les caractéristiques du véhicule au cours du temps ([Vallurupalli, 92]) ou bien des variations dans les caractéristiques de la route([Hac, 87]). D'autres ont plus simplement étudié l'adaptation de la raideur et de l'amortissement passif du véhicule aux variations des entrées par la route et sur les effets inertiels de la caisse.([Sharp et al, 86], [Adachi et al, 88], [Miller et al, 90]...). Dans ce cas, le système n'est plus actif, puisque aucune énergie n'est fournie aux suspensions. Il s'agit simplement d'une gestion active de la suspension sur plusieurs états possibles de raideur et d'amortissement (suspensions semi-active).

La commande par placement de pôle a été utilisée pour la suspension active ([Michelberger et al, 90]) ainsi que pour la suspension semi-active ou adaptative([Lizell, 91]). A noter, également l'utilisation des valeurs propres du système activé pour effectuer des études de sensibilité aux paramètres de construction du système de suspension ([Elrazaz et al, 89]).

La commande par logique floue a fait son apparition récemment ([Lin et al 93]).

La commande H infinie a également été utilisée pour améliorer le confort([Yamashita et al, 90]).

La commande CRONE (Commande Robuste d'Ordre Non Entier) est aussi utilisée dans le cadre des suspensions actives ([Moreau et al, 93;95], [Oustaloup et al, 90;93]) et offre des perspectives très intéressantes.

Notons que la plupart des articles se basent sur une suspension passive mécanique idéalisée sous la forme d'un modèle $\frac{1}{4}$ véhicule, $\frac{1}{2}$ véhicule ou véhicule complet à 7ddl et que l'activation s'effectue soit par la mise en parallèle d'un générateur d'effort avec chacun des ressorts de suspension ou bien

dans le cas adaptatif par l'utilisation d'amortisseurs pilotés. Très peu d'articles considèrent les imperfections de l'actionneur ([Li, 92], [Alleyne et al, 92]), les limitations technologiques de construction, les non linéarités ([Narayanan et al, 92]), les coûts énergétiques([Crolla et al, 92]).... Par conséquent les résultats obtenus, très théoriques, sont bien souvent inapplicables.

Concernant les suspensions oléopneumatiques actives, il n'existe que très peu d'articles ([Karnopp et al, 84;87], [Yamashita et al, 90], [Lizell, 91], [Elmadany et al, 92], [Beard et al, 93], [Burton et Al, 95]), sans doute du fait que ce type de suspension est peu répandu dans le monde. Pourtant, ce type de suspension est intrinsèquement le plus adapté à une activation nécessairement hydraulique. Car seule, l'hydraulique est capable de développer des puissances considérables avec des volumes faibles et dans des périodes de temps faibles. Et d'ailleurs toutes les suspensions actives réalisées à ce jour utilisent l'hydraulique.

1.6. Exemples de réalisations technologiques.

Tous les constructeurs ont l'ambition de mettre au point un jour une suspension active. Si beaucoup ont entrepris des études, très peu ont réalisé voire industrialisé un véhicule. S'il semble qu'il y ait eu un engouement pour ce sujet dans les vingt dernières années, aujourd'hui, force est de constater que les exemples de réalisation technologique deviennent de plus en plus rares. A ce titre, la plupart de celles citées ici, l'ont déjà été dans les travaux précédents.

L'exemple le plus connu sans doute concerne la suspension active LOTUS [Wright et al, 84] mise au point en association avec l'institut de technologie de Cranfield au début des années 80. Il s'agit [William et al, 88] d'un système de correction d'assiette à partir des débattements de suspension mettant en jeu des actionneurs hydrauliques de type servovalve, une carte électronique de commande et ne comprenant pas de ressorts de suspension (figure (1-3)). Ce type de suspension a été mis en application par BMW et GENERAL MOTORS sur des véhicules haut de gamme.

VOLVO a également développé une suspension active en collaboration avec LOTUS [Tillback et al, 89]. Il s'agit d'un système de correction d'assiette commandé électroniquement auquel est adjoint un amortisseur comprenant une loi particulière du type $B_r V_{roue} - B_c V_{caisse}$. Les recherches n'ont apparemment pas abouti à une production en série.

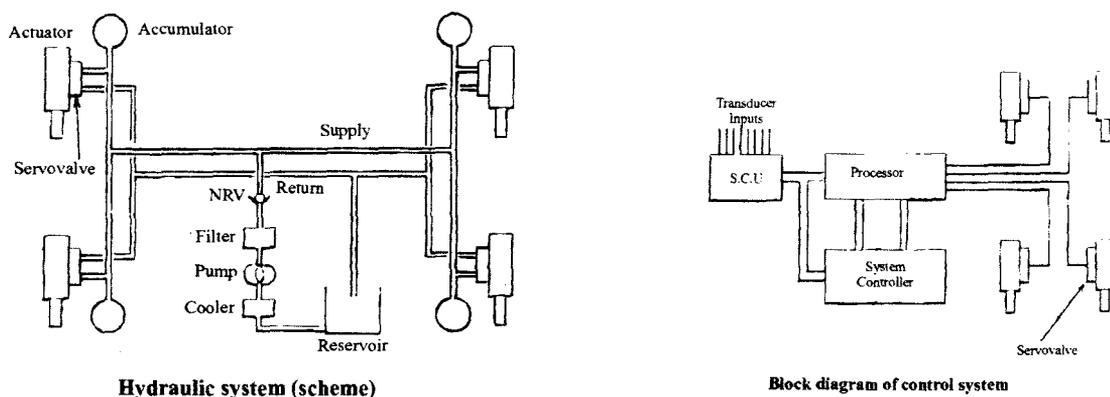


Figure 1-3 Suspension active LOTUS

Du côté des constructeurs Japonais, NISSAN a annoncé en 1990, la réalisation d'une suspension active utilisant de nouvelles servovalves électrohydrauliques [Akatzu, 90]. Le système réalise un effet d'amortissement skyhook se superposant à un contrôle de caisse en roulis et en tangage initié par les actions du conducteur (figure (1-4)). Quelques véhicules sont sortis en série (Infiniti Q45). Aucune suite n'a été donnée à cette expérience.

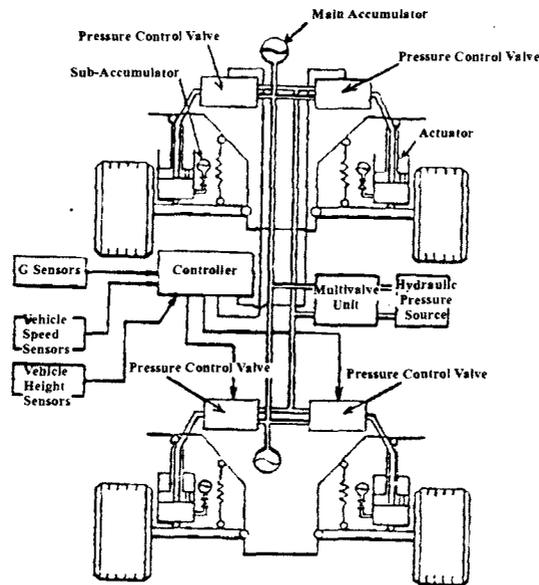


Figure 1-4 Suspension active NISSAN

TOYOTA a mis au point un prototype de suspension active dès 1985 et en Septembre 1989 sortait la première voiture de série active (Celica). Celle-ci est munie de cylindres hydrauliques placés en parallèle des ressorts de suspension. Chaque cylindre est relié à une servovalve électrohydraulique [Hattori et al, 90], [Okade et al, 92]. Le système réalise une correction d'assiette en roulis et en tangage à laquelle sont adjointes un système d'amélioration du confort et un système de modification de la répartition de raideur entre l'avant et l'arrière du véhicule [Yonekawa et al, 91]. Apparemment, ce modèle n'a pas connu une grande diffusion de part son prix exorbitant et des dépenses d'énergie beaucoup trop grandes dues à une activation haute fréquence. C'est pourquoi, en 1991 sort un nouveau

- 1) Hydraulic Pump
- 2) Relief Valve
- 3) Accumulator for Noise Attenuation
- 4) Linear Pressure Control Valve
- 5) Hydro-pneumatic Cylinder
- 6) Cut Valve
- 7) Linear Control valve for Cut Valve

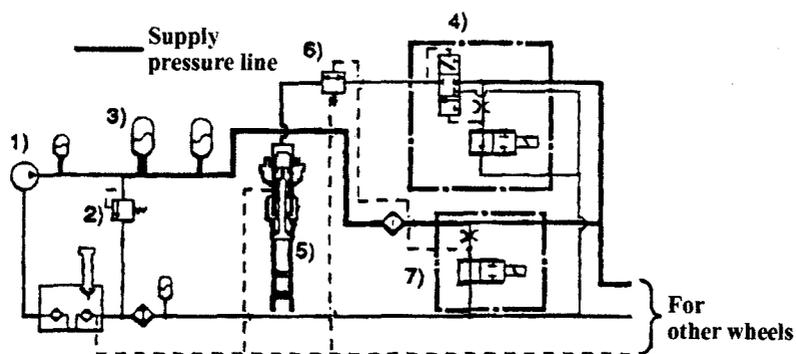


Figure 1-5 Schéma hydraulique de la suspension active lente TOYOTA

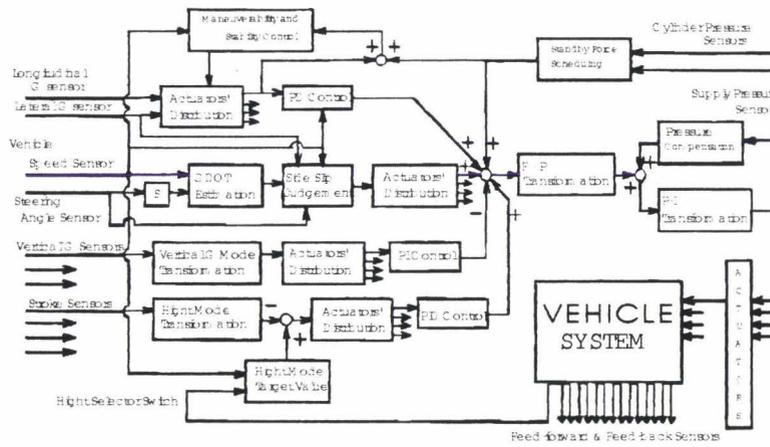
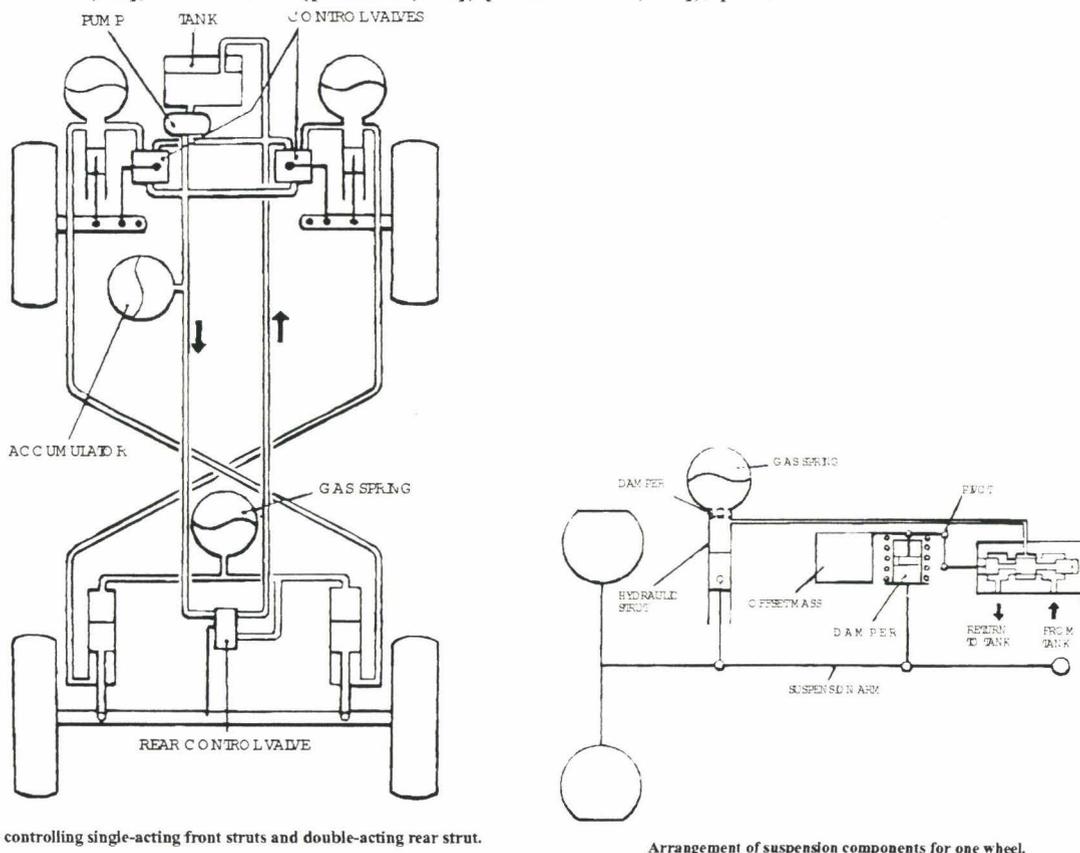


Figure 1-6 Schéma de commande de la suspension active lente TOYOTA

modèle (Soarer) de suspension active basse fréquence pour limiter les dépenses d'énergie [Inagaki et al, 92]. Celui-ci réalise un contrôle d'assiette muni d'une anticipation sur les mouvements inertiels de caisse auquel s'ajoute la réalisation d'un amortissement de type skyhook (figure (1-5) et (1-6)).

Coté britannique, nous citerons la suspension active d' AUTOMOTIVE PRODUCTS qui a été appliquée sur plusieurs véhicules dont un véhicule ROVER 3500, un bus londonien à deux étages dès 1974 [Cotterell,75], un utilitaire ([Pitcher, 86], [Crolla et al, 87]), plusieurs véhicules militaires ... Il



Valves controlling single-acting front struts and double-acting rear strut.

Arrangement of suspension components for one wheel.

Figure 1-7 Suspension active AUTOMOTIVE PRODUCT

s'agit d'une suspension hydropneumatique similaire aux suspensions des véhicules CITROËN munie de 3 circuits hydrauliques activés [Packer, 78] (figure (1-7)). Ces circuits permettent passivement de réaliser un effet antiroulis et anti-tangage à l'instar du prototype de suspension CITROËN décrit dans ce travail qui lui aussi à 3 circuits hydrauliques. L'activation s'effectue par des tiroirs hydrauliques pilotés mécaniquement par un système de pendulage détectant les mouvements inertiels de la caisse indépendamment des mouvements de la route. Ce système n'utilise aucun système électronique et là sans doute réside sa limitation.

Malgré tout, son fonctionnement et ses stratégies d'activations sont similaires sur le principe à ceux du prototype CITROËN présenté dans ce rapport, mais possèdent des défauts dus à sa technologie exclusivement mécanique.

Signalons pour terminer, les systèmes actifs d'antiroulis. Dans ce domaine, CITROËN a sorti en 1994, avec la Xantia Activa, un système de vérins hydrauliques en remplacement des barres anti-dévers pour obtenir un virage à plat du véhicule par accroissement de la raideur de roulis transitoirement.

1.7. Objectifs visés par la suspension hydraulique CITROËN active.

Nous avons vu, qu'une suspension active peut permettre l'amélioration du confort et du comportement du véhicule. La réalisation d'une telle suspension est limitée par de nombreuses contraintes: des contraintes techniques, des contraintes énergétiques, des contraintes de sécurité et de sûreté de fonctionnement, des contraintes de coût de fabrication...

L'architecture de la suspension active développée dans ce rapport ainsi que la stratégie de commande envisagée ont essayé d'intégrer au mieux l'ensemble de ces contraintes en se fondant simplement sur quelques grands principes qui sont rappelés ci-après.

Une suspension active non-activée doit être une suspension passive. En d'autres termes, lorsque le système d'activation ne fonctionne pas, le véhicule doit reposer sur une suspension oléopneumatique classique, à savoir comportant des sphères et des restrictions hydrauliques générant une raideur et un amortissement de suspension. Cette loi est justifiée essentiellement par des contraintes énergétiques et des contraintes de sécurité. L'énergie dépensée par un système purement actif représenterait une fraction importante de l'énergie moteur, ce qui est inacceptable. Et dans le cas où ce système tomberait en panne, le véhicule serait immobilisé dans le meilleur des cas, voire dangereux si cela se produit lors du roulage et pouvant conduire à l'accident.

Ces défauts disparaissent lorsque le système actif repose sur une suspension passive. Énergétiquement, les efforts statiques sont repris par la suspension passive, et le système actif ne gère que les effets purement dynamiques restreignant ainsi ses dépenses d'énergie. Du point de vue de la sécurité, lorsque l'activation est hors d'usage, le véhicule est encore utilisable.

Le niveau de confort du véhicule est essentiellement fixé par le réglage des caractéristiques de la suspension passive. Une suspension oléopneumatique est par essence plus souple qu'une suspension mécanique et par conséquent assure une meilleure qualité de filtrage. Et en définitive, l'activation ne se justifie pas. Qui plus est, une activation permanente orientée confort générerait des dépenses d'énergie considérables puisqu'il serait nécessaire de compenser les imperfections basses fréquences et surtout hautes fréquences de la route.

L'activation doit intervenir le moins souvent possible. Pour des raisons encore une fois énergétiques, l'activation est utilisée uniquement dans 2 cas :

Sur les mouvements basses fréquences de la route générant des débattements excessifs de la caisse. L'activation est alors très lente, d'une dynamique correspondant à la fréquence de

résonance de la caisse. L'activation se produit assez rarement et se déclenche lorsque des débattements excessifs sont constatés.

○ **Sur les mouvements inertiels de la caisse produits par les actions du conducteur.** En d'autres termes en phase de virage, d'accélération et de freinage, le système d'activation doit réduire les mouvements de roulis, de tangage et de pompage de la caisse. Le système privilégie alors la tenue de route au détriment du confort au moment où cela est nécessaire. Dans ces circonstances, l'activation nécessite une bande passante très importante.

□ **Les mouvements inertiels de caisse doivent être détectés et corrigés au plus tôt.** Une action rapide empêche le véhicule de réagir à la perturbation comme il le ferait si le système était passif. On minimise ainsi l'énergie à mettre en oeuvre pour respecter les consignes de commande.

Dans les virages, par exemple, plus le temps de réaction est important, plus le roulis à corriger donc le fluide à ajouter au circuit ou à soustraire, donc l'énergie à fournir sont importants. Un système performant est un système rapide. Le système doit pouvoir anticiper les mouvements du véhicule.

Cette remarque justifie en particulier **l'utilisation d'actionneurs à large bande passante** qui ne doivent pas limiter la rapidité de la boucle de régulation active.

□ **Le système actif doit connaître au mieux l'état du véhicule à tout moment.** Cela signifie que le système est capable de détecter un virage, un freinage, une accélération, un arrêt du véhicule, des débattements excessifs... En somme, il est nécessaire d'utiliser suffisamment de capteurs pour faire la distinction d'abord entre les différents mouvements inertiels de caisse et ceux provoqués par les basses fréquences de la route. Ainsi, on obéit au principe du juste nécessaire, c'est à dire la recherche de la plus grande efficacité pour une dépense d'énergie la plus faible possible et une sécurité d'utilisation optimale. Avec une meilleure connaissance des phénomènes, il est possible d'agir sur eux au mieux afin de remplir ses propres objectifs.

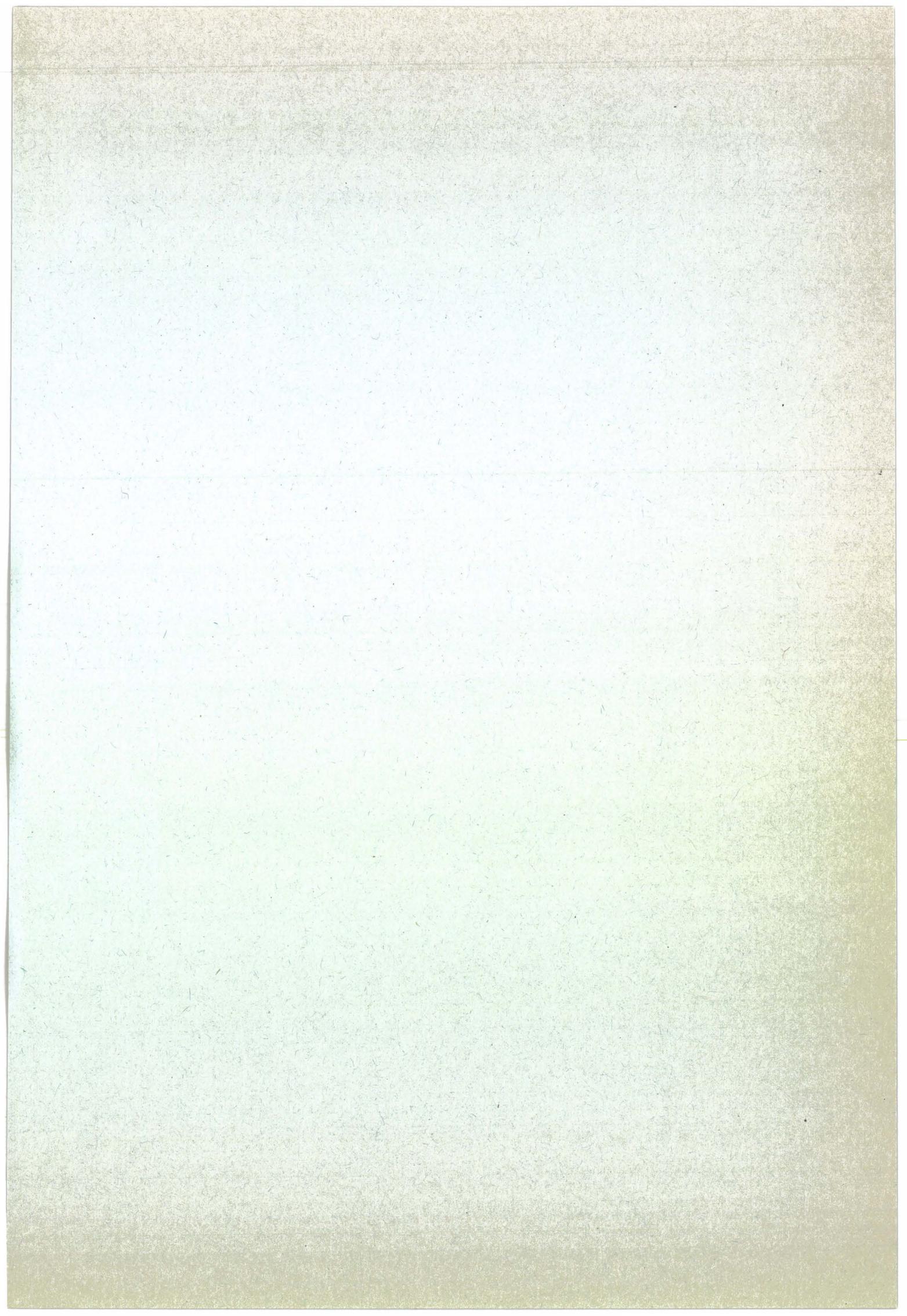
1.8. Conclusion.

Nous venons de définir les grands principes de fonctionnement de la suspension active CITROËN. Ces principes lient de nombreuses variables entre elles et nécessitent une étude approfondie du comportement du véhicule en phase passive et active pour aboutir en fin de compte à l'établissement de lois de commandes acceptables. Ces lois doivent être conçues pour répondre au mieux à l'ensemble des objectifs de performances retenus en tenant compte de l'ensemble des contraintes. Celles-ci sont nombreuses : limitations énergétiques, limitations techniques, prise en compte de la sécurité, prise en compte de la sûreté de fonctionnement, assurance d'une stabilité et d'une robustesse correcte... De plus, la suspension active représente un système complexe mettant en oeuvre plusieurs domaines physiques ou spécialités techniques : l'hydraulique, la mécanique, l'électricité, l'électromagnétique ou encore l'électronique analogique et numérique et même l'informatique à travers la programmation des algorithmes de commande.

En particulier, pour répondre aux exigences de ce type de suspension, il est nécessaire de développer des actionneurs capables de délivrer des puissances importantes (quelques kW) en quelques 1/100 de seconde. De telles performances dynamiques nécessitent alors l'utilisation de tous les domaines techniques afin de profiter des avantages de chaque spécialité sans en supporter les inconvénients.

Ainsi, il devient nécessaire de définir également une méthode de conception et de dimensionnement progressive capable de représenter une synthèse de la suspension et apte à rassembler l'ensemble des domaines physiques et des spécialités techniques impliquées. Cette méthode repose essentiellement sur l'utilisation de puissants outils de modélisation qui devront permettre une analyse progressive et systématique des différents aspects du comportement dynamique de ce nouveau système. Plus encore, il s'agit de développer des outils de communications utilisant des modèles de représentations plus ou

moins complexes du système et capables de rassembler les différents domaines techniques et les spécialistes concernés afin de faire évoluer celui-ci de manière optimal.



Chapitre 2

La notion d'atelier logiciel en tant qu'application d'une méthodologie générale de conception.

2.1. Description du chapitre.

Pour réduire encore davantage les coûts et les délais de conception tout en augmentant la qualité du produit réalisé, il est nécessaire de reconsidérer aujourd'hui les méthodes de conception en y incluant encore plus intensément l'outil informatique à travers l'utilisation systématique de modèles de simulation.

Plusieurs obstacles s'opposent à la mise en place d'une telle démarche, tels que la nécessité de trouver des outils de modélisation accessibles à tous les métiers de l'ingénierie, ou la difficulté qu'il existe dans l'action même de modéliser les phénomènes et de savoir maîtriser des modèles de plus en plus complexes.

L'utilisation de l'outil Bond-Graph pallie en partie ces obstacles en permettant la construction et l'analyse progressive de modèles multidisciplinaires. Son usage se justifie pleinement au sein d'une méthodologie de conception basée sur la simulation et limitant au minimum le nombre de prototypes physiques à l'avantage de prototypes numériques de plus en plus sophistiqués.

Mais il restait encore à accentuer la convivialité d'accès à ces prototypes virtuels qui sont, il est vrai des outils de recherche mais aussi se doivent d'être des outils de communication fédérateurs d'un projet d'étude et représentant un agrégat de connaissances sur celui-ci. A ce stade, apparaît la notion de tableau de bord propre à chaque modèle. Ces tableaux doivent permettre simplement et avec une forte interactivité l'exploitation du modèle et par là, la réduction du temps d'apprentissage de ses propriétés physiques, des moyens de le maîtriser ou encore l'optimisation de ses performances.

Concrètement, le couplage du logiciel de simulation ACSL [Mitchell and Gauthier Associates, 87] au logiciel de représentation graphique et d'analyse numérique MATLAB [The MathWorks Inc, 94] a permis la création de tels tableaux de bord. L'étude de la suspension active hydraulique a été menée en faisant appel à ces tableaux de bord. Cette étude suit une démarche de modélisation progressive en accord avec la méthode de conception décrite aboutissant à une représentation de chaque modèle par un tableau. Cette étude constitue en somme un test de validation sur cette méthode.

2.2. La démarche classique de conception d'un système et ses limitations.

La démarche de conception utilisée encore aujourd'hui dans de nombreux secteurs industriels dont le secteur automobile s'articule essentiellement en trois étapes : **conception géométrique**, **analyse du comportement aux efforts statiques**, et enfin **essais sur des prototypes physiques**.

L'utilisation de la CAO et de puissants logiciels utilisant la méthode des éléments finis a permis l'automatisation des deux premières étapes.

Néanmoins, il est toujours nécessaire d'avoir recourt à de nombreux essais sur prototypes induisant des coûts et des retards considérables. L'explication en est qu'il n'existait pas d'autres possibilités de

tester les performances énergétiques et dynamiques du système si ce n'est à l'aide de simulations spécifiques et épisodiques.

On peut alors s'interroger sur les raisons pour lesquelles ne se sont pas développés des outils de simulation et d'analyse du comportement des systèmes. Ces outils de simulation numériques reposant sur l'élaboration de modèles de représentations mathématiques des systèmes auraient dû voir le jour en même temps que ce sont développés la CAO et les logiciels de calculs d'efforts, dans une période où la puissance de l'informatique s'est accrue de façon considérable. Avec de tels outils, qui constitueraient alors une étape supplémentaire dans la démarche de conception, il devient alors possible de valider, d'optimiser, ou encore de comprendre plus en profondeur les caractéristiques dynamiques de chaque système. Le nombre d'essais sur prototypes physiques est limité alors au minimum au profit de l'utilisation d'un véritable prototype numérique dont il est plus facile de faire varier les paramètres. Celui-ci une fois optimisé conditionnerait les réglages du prototype réel pour aboutir au respect des objectifs de départ « du premier coup ».

Plusieurs obstacles s'opposent à la mise en place de tels outils.

2.2.1. La nécessité d'échanges pluridisciplinaires.

L'un des principaux obstacles à la mise en place de ces nouveaux outils réside dans la structure de notre système d'éducation où chaque discipline est cloisonnée. Ce cloisonnement apparaît à l'école et se poursuit tout naturellement dans le monde de l'industrie. Il génère l'apparition d'une multitude de langages d'ingénieries, chacun dédié à une discipline. Les spécialistes aussi chevronnés soient-ils dans leur domaine deviennent alors incapables de transmettre leur savoir à des non-initiés.

Malheureusement, la mise en place de systèmes plus performants nécessitent aujourd'hui d'avoir recours à toutes les disciplines des sciences de l'ingénieur. En particulier, il devient nécessaire de rapprocher très fortement l'hydromécanique de l'électronique. Car l'électronique a atteint un niveau de fiabilité, de compacité, de vitesse, et de moindre coût si considérable qu'elle permet d'envisager le remplacement de fonctions intelligentes autrefois dédiées à des ensembles mécaniques.

L'électronique numérique permet la mise en place de fonctions inconcevables auparavant grâce à une puissance de calcul considérable. En somme elle permet l'implantation de véritables centres d'intelligence de traitement des informations, de prise de décisions, et de mise en oeuvre de stratégies d'activation adaptées aux performances recherchées. Plus simplement, l'électronique analogique permet la mise en place de fonctions d'asservissement élémentaires et d'un moindre coût.

Cependant, seules la mécanique, l'hydraulique, voire l'électrotechnique sont capables de répondre aux exigences énergétiques nécessaires à la maîtrise de puissances importantes.

Plus généralement, le rapprochement de plusieurs disciplines permet de tirer parti des avantages de chacune sans en supporter les inconvénients. Mais pour ce faire, il est nécessaire d'avoir accès à un langage pluridisciplinaire. Ce langage n'existait pas si ce n'est à travers les mathématiques. Et les mathématiques ne sont pas du tout adaptées à l'ingénieur concepteur qui préfère raisonner en terme de phénomènes physiques. Il a besoin d'un langage de représentation des systèmes apte à traiter les problèmes physiques et apte à générer automatiquement leur représentation mathématique. Ainsi, la mise au point de modèles dynamiques devient aisée grâce à l'introduction de ces équations mathématiques dans un logiciel de simulation et d'analyse.

2.2.2. La maîtrise des modèles (la nécessité d'une méthodologie de conception).

Un autre obstacle de taille réside dans l'action même de modéliser.

Cette action est depuis toujours intrinsèque à l'esprit humain. L'abstraction engendrée par ce processus est nécessaire pour comprendre toujours plus profondément la partie cachée du comportement des systèmes. Mais il faut aussi savoir ne pas se détacher complètement de la réalité à travers cette abstraction.

Pour ce faire, l'ingénieur concepteur doit avant tout faire preuve d'un grand discernement en sachant **lier à tous les stades de la conception la simulation à l'analyse**. Et les outils informatiques doivent être conçus dans cette optique. Ces outils ne doivent pas seulement être de simples interfaces

graphiques d'aide à la mise en place de modèles. Il faut leur adjoindre des outils d'analyse au service d'une véritable méthodologie de conception.

Car l'obtention d'un modèle de qualité et surtout sa maîtrise représente un travail important reposant sur une évolution et un enrichissement permanent du modèle avec le réel. Ce modèle s'obtient comme un ultime aboutissement de toute une série de modèles intermédiaires. Ces modèles intermédiaires permettent de décomposer le comportement du système en phénomènes physiques plus ou moins élémentaires. Et c'est seulement à l'issue d'une parfaite connaissance de ces phénomènes qu'il devient possible de maîtriser un modèle plus proche de la réalité. Car celui-ci a un nombre de paramètres toujours plus grand au fur et à mesure qu'il colle à l'intime réalité. Et celui qui n'a pas appliqué cette démarche se retrouve inexorablement démuné face à la complexité du modèle.

En somme, l'exploitation par l'ingénieur concepteur d'un modèle élaboré n'est possible que si celui-ci a préalablement étudié toute une série de modèles intermédiaires dont l'analyse systématique apporte à chaque fois une maîtrise et une connaissance supplémentaire du système réel. Chacun de ces modèles doit être simple sans être simpliste, en exprimant à chaque fois le minimum nécessaire à l'explication du phénomène particulier qu'il représente. Ainsi, il devient plus facile d'en exploiter le contenu par le biais des outils mathématiques habituels d'analyse.

2.3. Une solution : Les Bond-Graphs.

Des recherches ont été effectuées en vue de concevoir un langage commun à de nombreuses disciplines telles la mécanique, l'hydraulique, l'électricité, la thermodynamique, la chimie ou encore l'électromagnétique. Ces recherches ont abouti dans les années 70 à la naissance d'un nouveau langage basé sur la théorie des graphes de liaison et nommé langage Bond-Graph.

Celui-ci permet la représentation graphique de systèmes pluridisciplinaires à partir de cellules élémentaires (capacité, inertie, résistance) reliés par des liens de puissances. Ces liens font intervenir les variables généralisés que sont l'effort et le flux. Chaque liaison effort-flux est reliée aux autres par des jonctions isoeffort ou isoflux. Le passage d'un domaine énergétique à un autre se fait à l'aide de transducteurs nommés transformateur ou bien gyrateur. Les sollicitations s'expriment en terme de source de flux ou d'effort.

A partir de cette représentation graphique, basée sur la décomposition du fonctionnement du système en phénomènes physiques élémentaires, il est aisé de déduire les équations mathématiques de son fonctionnement dynamique. Ces équations peuvent ensuite être implantées dans n'importe quel logiciel de simulation.

Qui plus est, la représentation Bond-Graph permet un passage relativement simple d'une modélisation grossière à une modélisation de plus en plus fine par l'adjonction d'éléments supplémentaires représentant des phénomènes physiques initialement négligés.

A partir de là, il devient possible de mettre au point toute une série de modèles de plus en plus aboutis et proches de la réalité. Les modèles les plus simples serviront essentiellement à effectuer une analyse du fonctionnement du système, par l'estimation des modes, par la mise en évidence des couplages entre variables, ou des propriétés d'observabilité ou de commandabilité... Ils peuvent également être utilisés pour mettre en évidence tel ou tel phénomène physique ou bien pour mettre au point une loi de commande, ou encore pour un calcul d'optimisation uniquement possible à partir d'un modèle linéaire. L'adjonction d'éléments supplémentaires au graphe de liaison ou bien le passage à une définition de chaque élément de façon plus précise permet de rapprocher le modèle de la réalité et de vérifier dans quelle mesure les propriétés acquises par l'étude de modèles plus simples restent valides.

En conclusion, l'outil Bond-Graph est parfaitement adapté à des échanges pluridisciplinaires et à la mise en place d'une démarche de modélisation pour comprendre et maîtriser la dynamique du système. Une de ses principales qualités réside dans l'approche énergétique qu'il apporte. Celui-ci repose essentiellement sur la caractérisation des phénomènes d'échanges de puissance au sein d'un système.

2.4. La démarche de conception intégrée.

La question qui se pose ensuite est de mettre au point une nouvelle démarche de conception incluant l'utilisation de la simulation par l'outil informatique. Comment intégrer le plus judicieusement possible une démarche de modélisation progressive à la conception d'un produit qui de plus est multidisciplinaire?

Tout processus innovant doit d'abord se conceptualiser en terme de cahier des charges ou spécifications d'étude. En parallèle, il est nécessaire de vérifier l'adéquation de ce concept avec la réalité : Ce produit est-il réalisable?

Une première évaluation permet de vérifier le bien fondé du produit. Du point de vue modélisation, vont alors émerger plusieurs modèles pour le démontrer, modèles de compréhension des phénomènes physiques et de validation du schéma de fonctionnement du produit. Il s'agit de modèles simples de représentation du produit mais aussi de représentation de son environnement direct avec lequel il échange de la puissance. Ils sont en général obtenus à l'issue d'une phase de réduction ou de simplification de modèles par diverses méthodes pour ne conserver que les éléments les plus importants. Notons au passage qu'il n'existe pas de procédure systématique de réduction d'un modèle à partir de critères physiques. La plupart des méthodes sont exclusivement mathématiques. Les méthodes les plus couramment utilisées consistent à éliminer les modes les plus rapides ou bien à découpler le système pour le décomposer ensuite en sous-systèmes disjoints, ou encore à utiliser des propriétés de symétrie pour diminuer son ordre. Le but à atteindre est l'obtention de modèles simples de représentation du système, modèles qui serviront d'ailleurs également à l'établissement des lois de commande. Ils représentent une première synthèse du système et doivent servir de support ou de passerelle aux différents métiers concernés. Outil de compréhension des phénomènes, ces modèles doivent également servir d'outils de communication. En clair, ils doivent être facilement accessibles même à ceux qui ne sont pas familiarisés à la modélisation. Ainsi, chaque métier a accès à une synthèse du produit à travers l'exploitation du modèle et peut proposer des solutions d'amélioration. Les modèles sont alors de véritables clefs de voûte d'évolution et de perfectionnement du produit.

Après cette première phase commence la conception technologique du produit (sa définition géométrique). Un ou plusieurs modèles du produit doivent être conçus en parallèle. Ils guident les choix géométriques et inversement doivent rendre compte des contraintes techniques du produit. En fait, il s'agit d'un échange permanent entre l'architecture réelle du système et ses différents modèles de représentation. Ces deux entités vont évoluer conjointement et s'enrichir l'une l'autre à travers des thèmes d'études qui sont toujours identiques tels que fiabilité, sensibilité, sûreté de fonctionnement, optimisation des lois de commande, étude des modes dégradés, coût énergétique..., en somme tous les critères de performances recherchés.

Tout comme au début de l'étude, l'intervention de plusieurs métiers d'ingénierie impose une convivialité d'accès à ces modèles.

L'étape suivante consiste à la définition et la fabrication d'un premier prototype de démonstration. Celui-ci à l'aide de tests spécifiques sur divers bancs d'essais servira à l'identification du ou des modèles qui lui correspond. On essaiera d'identifier chaque phénomène en l'isolant physiquement, de telle sorte que son Bond-Graph représentatif se réduise à un nombre d'éléments le plus restreint possible. Ainsi, minimise-t-on les erreurs d'identification. Le fonctionnement global du système sera alors correctement simulé par son modèle de représentation puisque chacune de ses composantes aura été identifiée terme à terme. De ce premier recalage sur la réalité, il devient possible de mener une étude plus fine en effectuant une étude de sensibilité, de robustesse, une synthèse des lois de commande... plus aboutie. Il s'en dégage alors des modifications à apporter au système pour améliorer ses performances.

Enfin, on parvient au dimensionnement final qui est figé tout comme le modèle de représentation. Ce modèle peut alors être utilisé de façon courante pour la maintenance du produit ou bien pour une réutilisation dans le cadre de la conception d'un système plus important. A celui-ci doit s'ajouter tous les modèles intermédiaires. Ils représentent à chacun un niveau de connaissance par lequel il est nécessaire de passer pour parvenir à une maîtrise d'un modèle plus complexe. Cette remarque est tout particulièrement importante dans le cadre d'un transfert de connaissance du produit. Là encore, l'outil logiciel doit servir de support. Il doit permettre un accès facile à chacun de ces

modèles et une démonstration très rapide des grands principes de fonctionnement du système, la mise en évidence de ses propriétés, ses performances... En définitive, il doit permettre la mise en place de véritables bibliothèques de modèles réutilisables facilement aussi bien par le concepteur que par le néophyte. Le concepteur pourra ainsi concevoir plus rapidement et efficacement des modèles plus généraux incluant tout un panel de sous-modèles préalablement validés et dont le savoir-faire d'ingénierie sera directement disponible. Le néophyte par un accès convivial à chaque modèle sera à même de comprendre facilement les grands principes de fonctionnement d'un système et les moyens à mettre en oeuvre pour obtenir le dimensionnement correct. Ces bibliothèques représentent ainsi une capitalisation de l'expérience suffisamment interactives et conviviales pour permettre un accès au savoir à tous ceux qui participent à l'élaboration d'un produit donné. Ces bibliothèques sont de plus évolutives puisque à chaque cycle de conception, elles s'enrichissent de nouveaux modèles de représentation et des connaissances associées. Elles représentent un formidable outil de communication et de transfert de connaissance et un puissant outil de conception.

La figure (2-1) résume cette démarche de conception. A chaque stade de conception, les objets réels et les objets virtuels sont en étroites relations. Les diverses simulations des modèles guident la conception des éléments physiques qui en retour fournissent des résultats expérimentaux pour affiner graduellement le modèle de référence.

En conclusion, l'outil informatique intervient à tous les stades de la conception. Outil de compréhension et de maîtrise des phénomènes, de simulation et de communication, il devient le support principal de la conception.

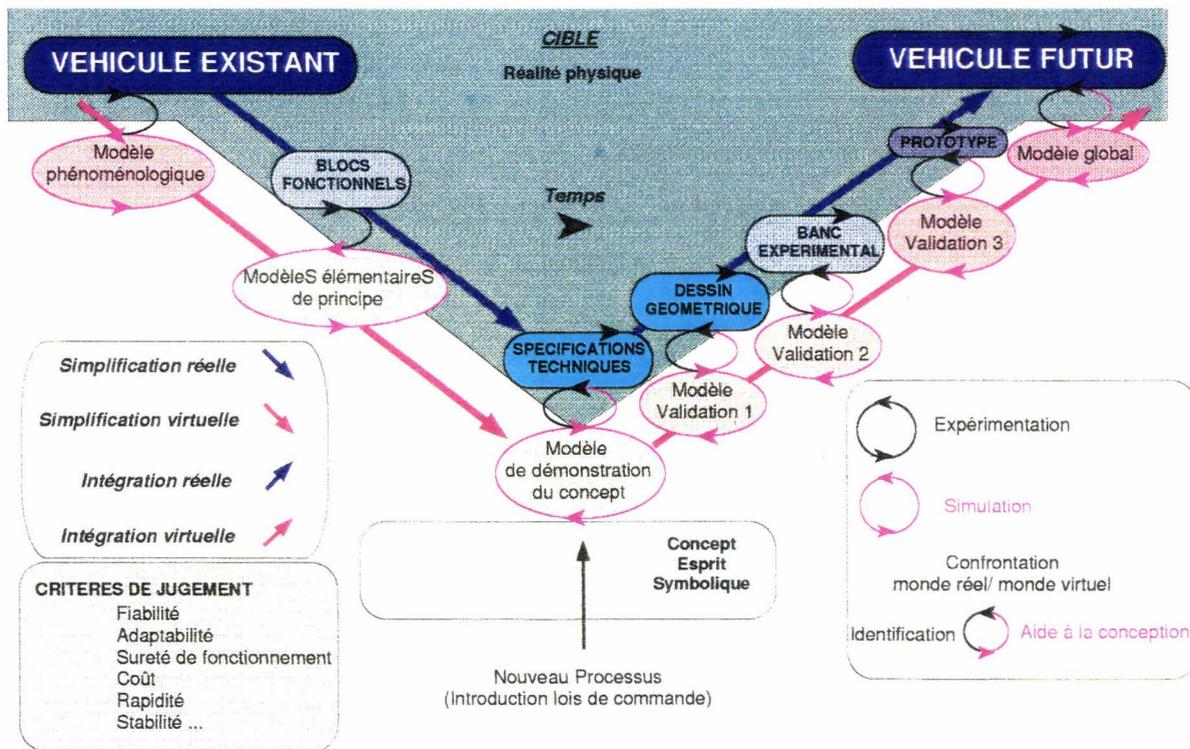


Figure (2-1) La démarche de conception intégrée

2.5. L'outil informatique comme support principal de conception : notion d'atelier logiciel.

Malheureusement, encore aujourd'hui un tel outil universel n'existe pas, ou du moins que partiellement à travers différents logiciels. Parmi ceux-là ACSL et MATLAB représentent deux entités qui se complètent.

ACSL est un logiciel de simulation possédant un algorithme d'intégration particulièrement remarquable. Il permet donc la simulation de systèmes complexes et l'obtention de résultats assez rapidement. Son inconvénient réside par contre dans le manque d'outils d'analyse numérique et un accès à la structure du modèle et aux résultats de simulation qui n'est pas très facile.

MATLAB par contre est un logiciel de calcul matriciel, plus généralement d'analyse numérique comportant de nombreuses boîtes tels que traitement du signal, robustesse, commande, calcul formel... En sus, il dispose d'un outil de représentation graphique puissant par une programmation simple orientée objet. MATLAB dispose également d'un outil de simulation SIMULINK, mais qui à ce jour n'est pas suffisamment puissant (bien que très convivial) pour simuler le fonctionnement de systèmes trop non linéaires.

Il était donc très intéressant de coupler le logiciel ACSL au logiciel MATLAB pour profiter des avantages de l'un et de l'autre sans en supporter les inconvénients. Cette liaison existait mais il restait à mettre au point un système de représentation du modèle ACSL dans MATLAB pour une utilisation de celui-ci de façon simple et conviviale. En somme il s'agissait de concevoir un atelier logiciel ou encore un tableau de bord propre à chaque modèle et permettant son exploitation simplement.

2.5.1. Avantages de l'utilisation de tableaux de bord.

Nous présentons ici quelques-uns des avantages des tableaux de bord dont un exemple est proposé sur les figures (2-2) à (2-4), et qui améliorent l'accès au modèle et son exploitation.

Visualisation des résultats de simulation sous forme de courbes et surtout possibilité de pouvoir comparer ces courbes sur plusieurs simulations. Possibilité également de les enregistrer pour pouvoir les restituer à tout instant ou éventuellement les comparer à des résultats expérimentaux dans une démarche d'identification.

Possibilité de modification des paramètres physiques de construction du modèle. Toute simulation effectuée après ces modifications en tiendra compte.

Possibilité de modifier la structure du modèle. Cette modification peut consister en l'adjonction ou la suppression dans le modèle d'éléments Bond-Graphs, au passage d'une modélisation linéaire d'un composant ou d'un phénomène à une modélisation non linéaire, à changer les lois de commande et leurs paramètres...

Possibilité de modifier la forme des entrées du système.

Possibilité de faire correspondre au modèle une ou plusieurs animations. Ces animations sont très utiles pour l'obtention d'une vue synthétique de son fonctionnement. Elles représentent également un formidable outil de communication et de transfert de connaissances tout à fait adapté à la démarche de conception.

Présentation des résultats de simulation sous forme de vecteurs. Possibilité de réutiliser ces résultats pour effectuer des calculs complémentaires d'analyse numérique.

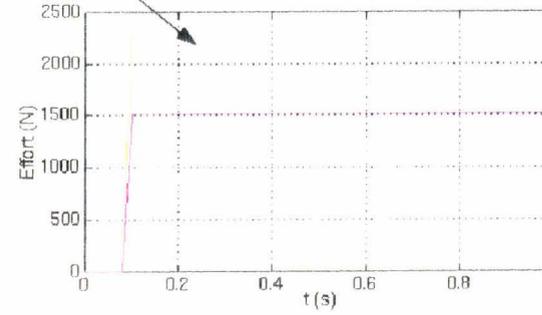
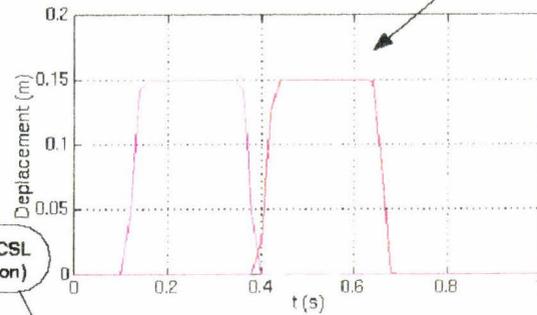
Sur des systèmes incluant un ensemble de sous-systèmes déjà modélisés par ailleurs, réutilisation possible des tableaux de bords caractéristiques de ces sous-systèmes pour compléter le tableau de bord principal du système complet (Par exemple dans le cadre de l'étude de la suspension 3C complète activée, utilisation des tableaux de bord des actionneurs servovalve pour préciser le tableau de bord du modèle global). Les tableaux de bords s'enclippent les uns dans les autres comme les représentations Bond-Graph qui leur sont associées.

En somme tous ces avantages contribuent à créer une **convivialité d'accès** aux modèles. Ainsi, même quelqu'un qui n'est pas familiarisé à la modélisation, ni même à l'outil Bond-Graph, peut exploiter le modèle facilement pour en accroître sa connaissance. Par exemple, il pourra observer l'influence de tel

ou tel paramètre physique sur la réponse du système en terme de stabilité, de rapidité, de coût énergétique. Par le biais d'animations représentant globalement ou partiellement le système, il pourra plus facilement comprendre la régulation d'une variable ou encore quantifier chaque grandeur par rapport aux autres, ou changer la structure du système en ajoutant telle ou telle non-linéarité pour prendre conscience de son importance. Le logiciel peut également servir d'aide au dimensionnement d'un organe dont la structure est figée et dont on peut simplement faire varier les paramètres géométriques, en vue d'atteindre un comportement donné qui peut s'exprimer en terme de rapidité, puissance dépensée, coût énergétique sur telle ou telle variable... De plus, le concepteur du modèle pourra aisément lui faire comprendre les raisons de tel ou tel choix géométrique, de telle ou telle performance, la manière de les obtenir, la nécessité d'effectuer tel ou tel compromis... Outil de recherche, la présentation d'un modèle par un tableau de bord est aussi un formidable **outil de communication**, un accès pour tous à une explication plus ou moins simplifiée des phénomènes.

Parmi les domaines d'exploration pour accroître encore l'interactivité et l'accès aux connaissances, pourquoi ne pas envisager d'adjoindre au modèle des leçons d'apprentissage de celui-ci. Ces derniers pourraient être construits comme des scénarii de simulations progressives du modèle. L'utilisateur serait d'abord guidé et sensibilisé aux phénomènes physiques et aux principes de fonctionnement élémentaires, puis il lui serait démontré au fur et à mesure toutes les propriétés du système.

En définitive, la notion de tableau de bord permet la constitution autour du modèle d'un **document interactif multimédia** et révèle ainsi ce que pourrait être le logiciel idéal du concepteur-ingénieur de demain pour répondre à l'attente d'une nouvelle méthodologie de conception.



Accès ACSL (simulation)

Accès animations

ACSL	PARA SIMULATION	AMORTISSEURS	Masse avant	
ANIMATION_R	tstop 1	PHIADDar(mm) 1,25	844	
ANIMATION_T	0 10	PHIAV(mm) 1,2		
ANIMATION_HY	clnt 0,02	PHIAR(mm) 1,6		
3C COMPLET 2/2	1e-05 1e+05			
MISE A JOUR	nstop 10			
	1 1000			
		SPHERES		
OPTIONS SIMU		V0ADDar(cm3) 400		
SPHERE AUX		0 1000		
SS SPHERE TH		P0ADDar(Bar) 50		
SS SPHERE HYD AR		0 100		
AR SUR TIGE		V0AVaux(cm3) 400		
CROISE		0 1000		
AVEC BUTES		P0AVaux(Bar) 40		
AVEC FROTS SECS		V0AV(cm3) 400		
AVEC ARTIC AV		0 1000		
AVEC BAR		P0AV(Bar) 40		
M1AV		V0AR(cm3) 450		
PASSIF		0 100		
ACTIF IDEAL		P0AR(Bar) 50		
		0 1000		
CHARGEMENT		V0AR(cm3) 450		
1P		P0AR(Bar) 50		
		0 100		

VERINS		PNEUS	
mfratAV(kg) 16		kroueAV(N/m) 2,2e+05	
0 20		0 1e+06	
mfratAR(kg) 6		kroueAR(N/m) 2,2e+05	
0 20		0 1e+06	
StAV(cm2) 4,72			
0 10			
SvAV(cm2) 6,8			
0 10			
StAR(cm2) 3,98			
0 10			
SvAR(cm2) 7,79			
0 10			

CONDUITES AR	
Longueur(m) 2	
0 2	
Diametre(mm) 8	
0 10	
AV AR	
Longueur(m) 3	
0 2	
Diametre(mm) 8	
0 10	
CROISEES AR	
Longueur(m) 2	
0 2	
Diametre(mm) 8	
0 10	
CROISEES AV	
Longueur(m) 2	
0 2	
Diametre(mm) 8	
0 10	

CAISSE	
Empattement(m) 2,85	
0 3	
VoieAV(m) 1,53	
0 2	
VoieAR(m) 1,45	
0 2	
0 2	
ltan(kgm2) 1900	
0 4000	
lrouis(Kgm2) 850	
0 2000	

B.A.R.s	
KbarAV(N/m) 0	
0 3e+04	
KbarAR(N/m) 0	
0 3e+04	

Figure (2-2) Exemple de tableau de bord : modèle 7ddl 3C complet non-linéaire.

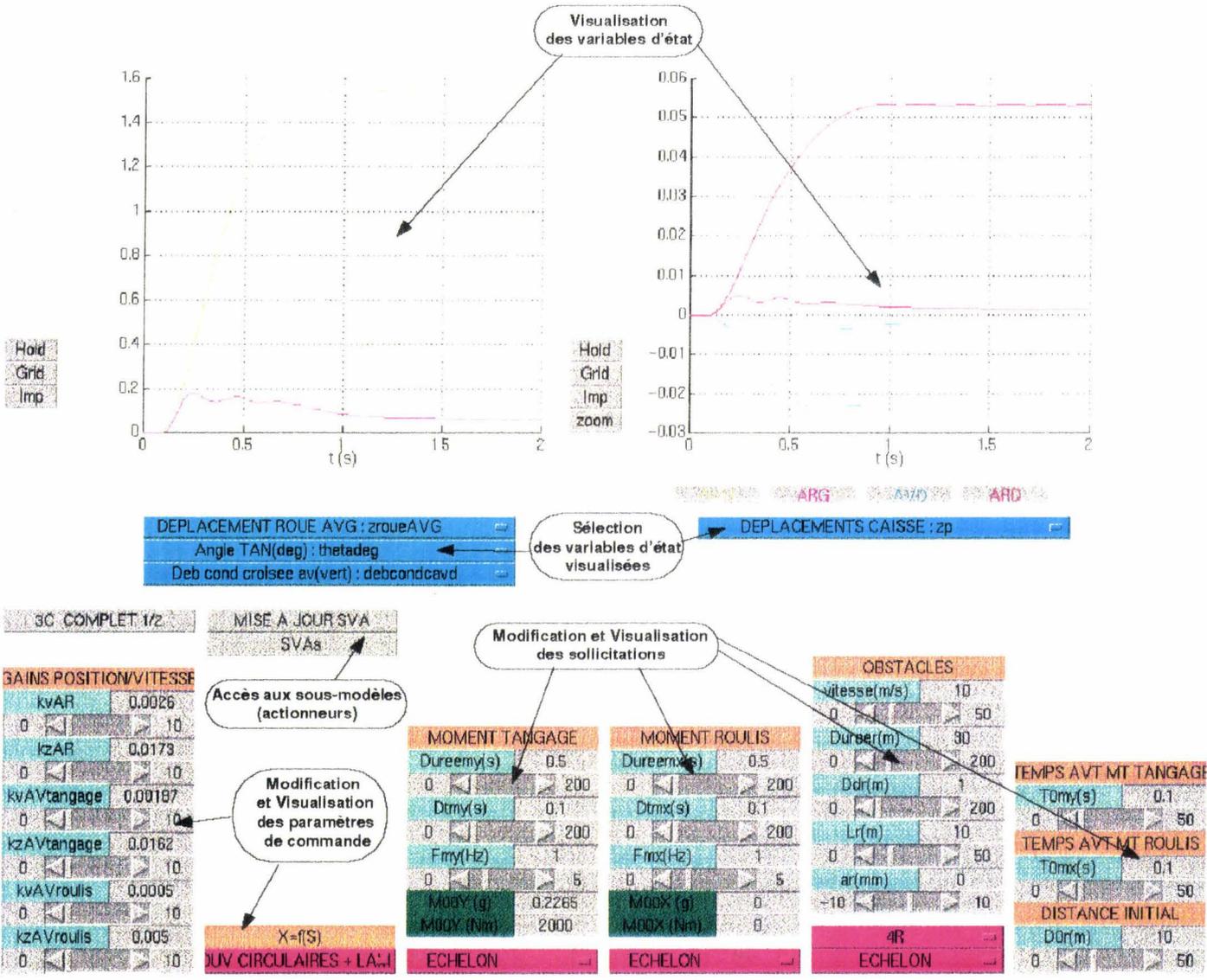


Figure (2-3) Exemple de tableau de bord : Modèle 7ddl 3C complet non-linéaire

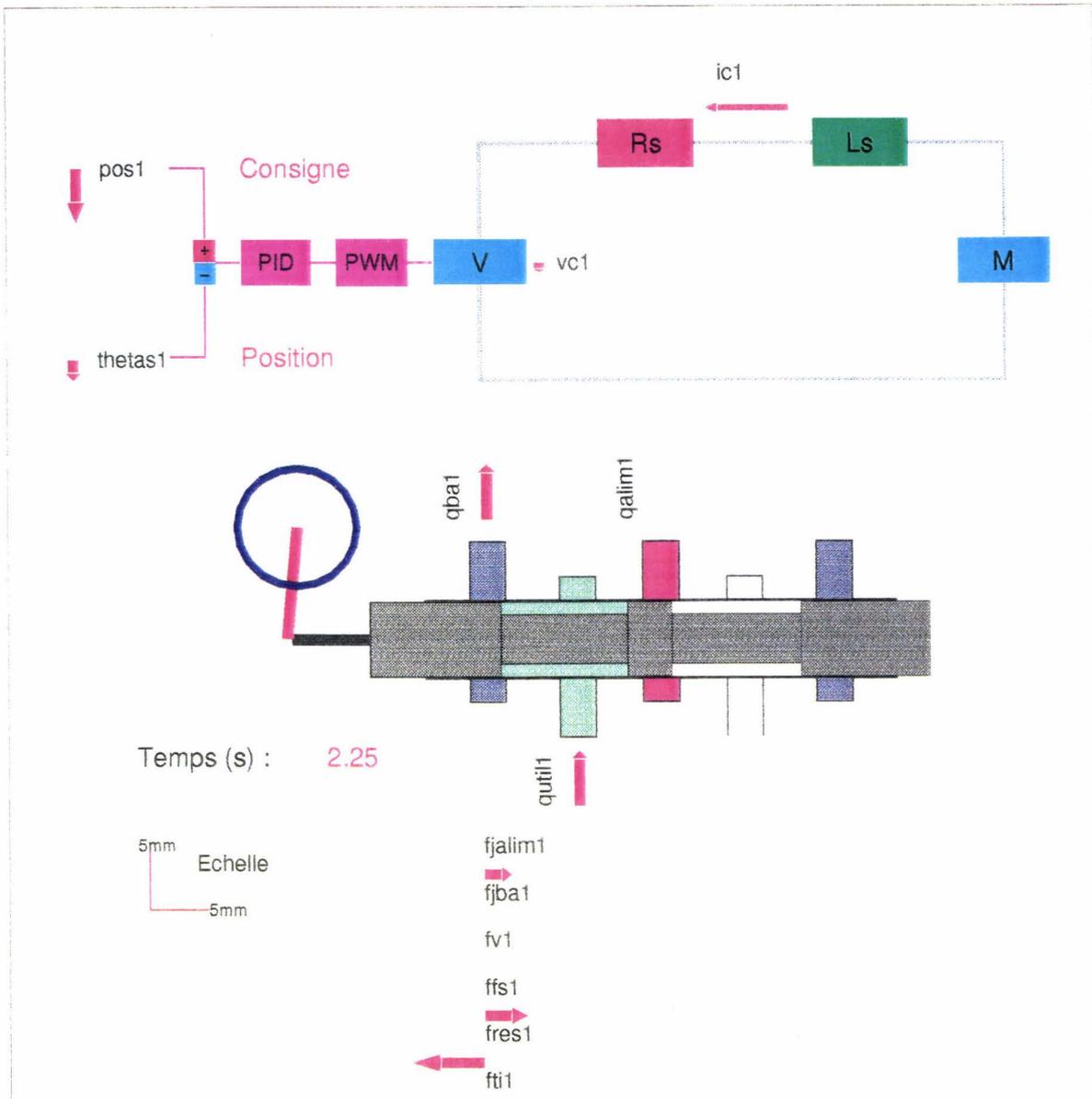


Figure (2-4) Exemple d'animation : servovalve PSA-Thomson

2.5.2. Application au cadre de l'étude de la suspension active hydraulique.

Nous avons essayé d'appliquer la méthode décrite précédemment pour l'étude de la suspension active hydraulique à travers l'utilisation de tableaux de bord. Chaque tableau correspond à un modèle de conception. Et dans un souci permanent d'appliquer une démarche de modélisation progressive, l'ensemble de ces modèles obéissent à une hiérarchie. L'étude commence avec des modèles simples de suspension dont l'exploitation a été initiée dans des travaux de thèse précédents ([Alirand, 91], [Hernette, 95]) et se poursuit par la complexification de ces modèles pour aboutir à un modèle complet du véhicule actif tenant compte de la dynamique des actionneurs.

La figure (2-5) décrit la démarche de modélisation suivie, démarche qui servira d'architecture à la rédaction de ce mémoire. Ainsi, nous commencerons par l'étude approfondie de l'actionneur seul suivi de son utilisation à travers le modèle monroue de suspension, modèle de suspension le plus simple possible. L'exploitation de ces deux modèles nous permettra ensuite d'explorer plus facilement le modèle de suspension complet activé par plusieurs actionneurs de type servovalve.

L'élaboration des lois de commande obéit à la même démarche de progression hiérarchique. Nous nous sommes d'abord intéressés aux commandes locales de l'actionneur, puis à celles concernant l'actionneur associé à son circuit de suspension et enfin celles afférentes au véhicule complet.

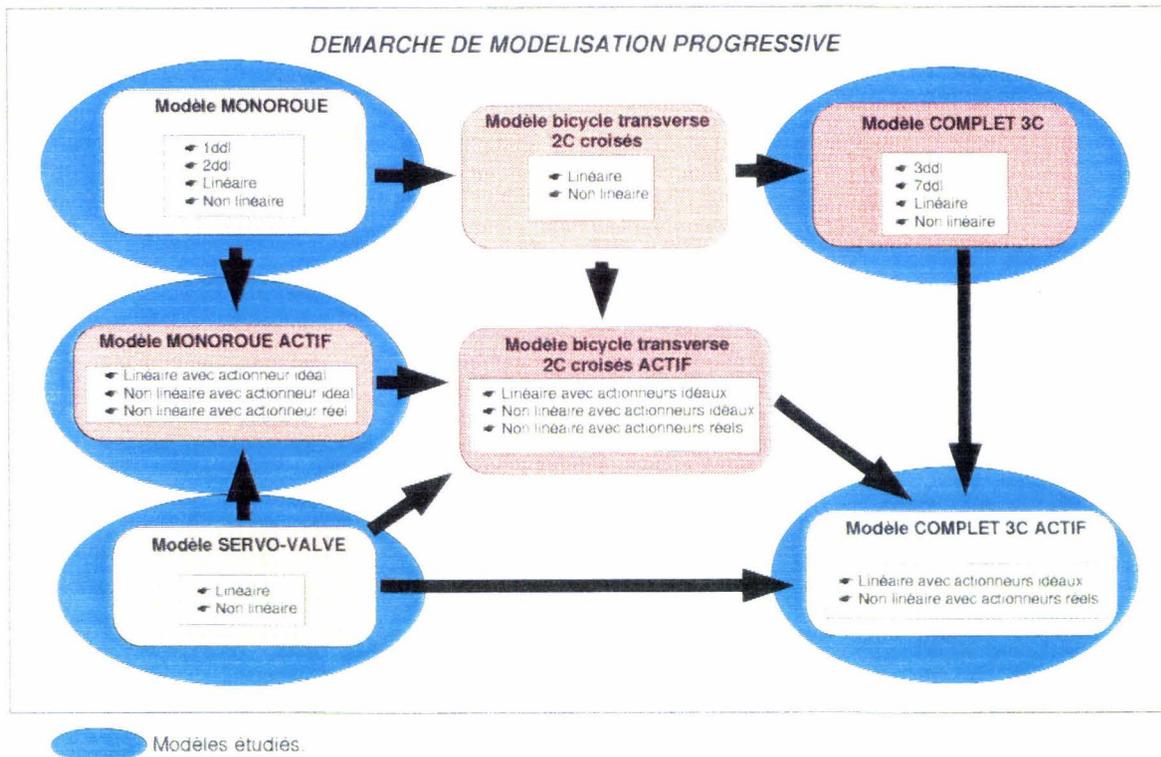


Figure (2-5) Démarche de modélisation progressive

2.6. Conclusion.

Sans conteste, la diminution des coûts et des délais de conception nécessite une forte utilisation de l'outil informatique comme support pour la modélisation et la simulation.

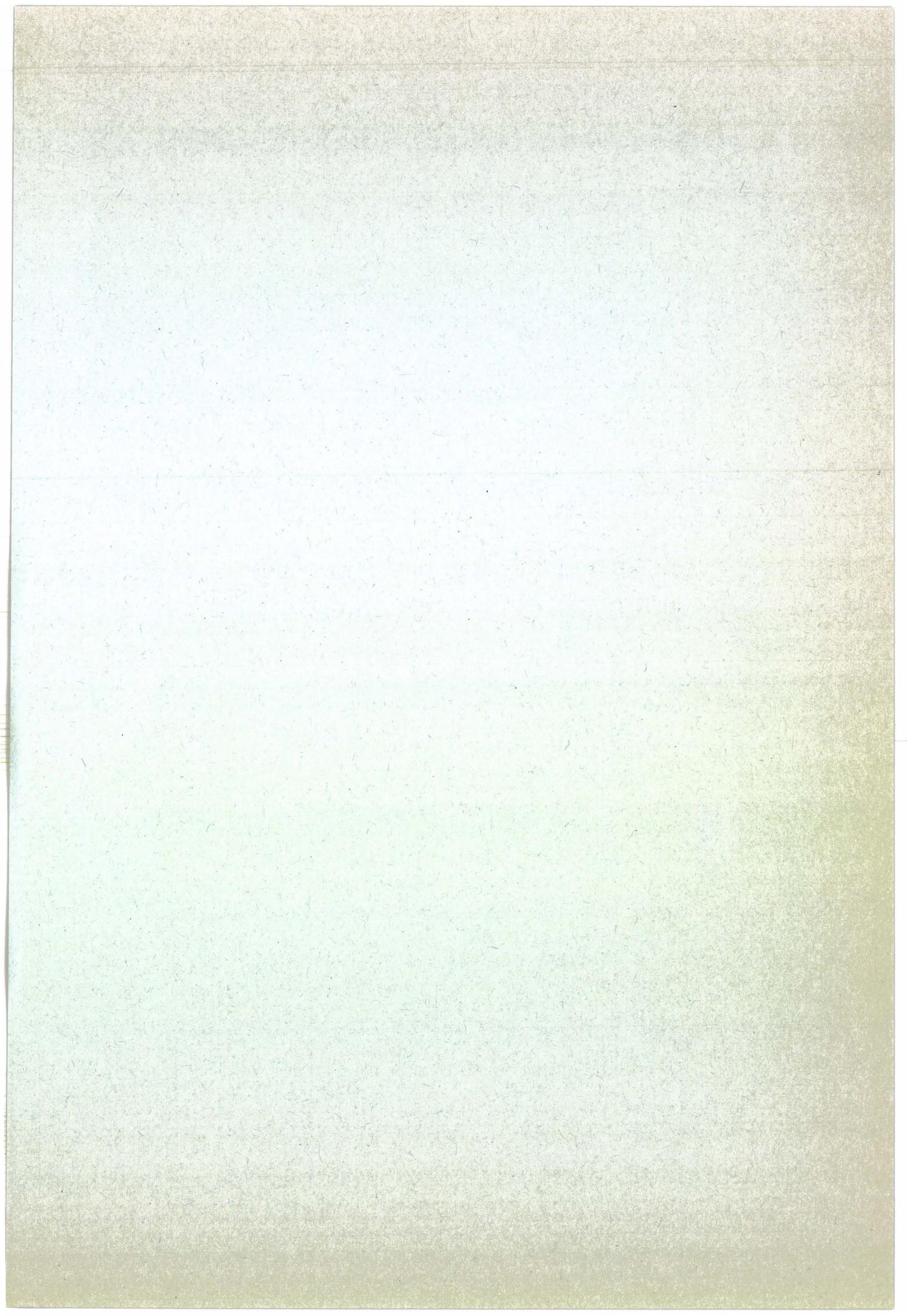
Pour aboutir à une utilisation efficace de cet outil, nous avons montré qu'il était indispensable de faire appel à un langage de modélisation pluridisciplinaire adapté à une démarche hiérarchisée de conception.

Le Bond-Graph répond à ces deux conditions.

Un autre aspect fondamental concerne l'ergonomie et la convivialité d'accès de l'utilisateur aux différents modèles.

La création de tableaux de bord dans le cadre de l'étude de la suspension active laisse entrevoir ce que pourrait être l'interface entre l'homme et les prototypes numériques de façon courante demain. Véritables documents interactifs et conviviaux de synthèse des connaissances et de maîtrise d'un système à partir de sa modélisation, ces prototypes peuvent ainsi être mis à la disposition de tous ceux qui participent à l'élaboration d'un produit. Ils permettront à terme de constituer de véritables bibliothèques de composants, réutilisables à loisir pour en construire d'autres plus complexes ou bien

pour accéder rapidement au capital de connaissances de chacun, accumulé par l'outil informatique. Ces documents représentent en définitive à la fois un outil d'aide à la conception et de diffusion de la connaissance. Ils sont évolutifs, riches d'enseignement et permettront à terme l'optimisation rapide de tous nouveaux produits.



Chapitre 3

Modélisation de la servovalve

3.1. Introduction.

3.1.1. Justification de l'utilisation d'une servovalve.

Une suspension active efficace repose sur des algorithmes de commande de plus en plus complexes. Par conséquent, leurs calculs ne peuvent s'effectuer que par le biais de l'électronique. Le concepteur fera appel à l'électronique analogique si les opérations de correction restent simples, et dans le cas contraire à l'électronique numérique en utilisant un ou plusieurs microprocesseurs.

Par ailleurs, l'activation d'un véhicule nécessite, outre cette partie calcul des lois de commandes, la mise au point d'un ou de plusieurs actionneurs capables de **transférer rapidement des puissances importantes au système**.

La rapidité des actionneurs s'impose pour pouvoir contrer efficacement les sollicitations externes au système en agissant au moins aussi vite.

Véritables muscles du véhicule, les actionneurs doivent également être capables de fournir des puissances suffisamment importante pour s'opposer aux effets des sollicitations perturbatrices sur le système.

Rapidité et puissance constituent les principaux avantages de l'hydraulique auquel s'ajoute un encombrement réduit ([Guillon, 91]). Le choix de l'ingénieur se porte alors tout naturellement sur ce choix.

Par conséquent, parmi les actionneurs, seules les servovalves sont susceptibles de répondre aux exigences des suspensions actives et même, plus généralement, de toute application nécessitant le contrôle de puissances importantes. Malheureusement, de nombreuses limitations techniques des servovalves ajoutées à un coût de production très élevé ont empêché les véhicules de tourisme de disposer d'unités de commande capables d'assurer une activation correcte de leur suspension.

C'est pourquoi, PSA en collaboration avec Thomson s'est orienté vers la conception d'une nouvelle servovalve automobile. Celle-ci repose principalement sur l'association d'un actionneur électrique rotatif relié à une carte électronique qui l'asservit en position avec un distributeur hydraulique linéaire. Son architecture, que nous avons voulu la plus simple possible, est dite à un seul étage hydraulique (direct-drive). Cette simplicité dans la conception génère une bande passante considérable, une robustesse accrue propre à une utilisation dans les conditions de l'automobile et surtout un coût de production faible imposé par la grande série.

Ainsi, véritable interface entre la logique de commande électronique et la puissance hydraulique, cet actionneur constitue le moyen le plus efficace d'activer correctement une suspension oléopneumatique.

3.1.2. Description du chapitre.

Ce chapitre débute par la mise en place d'un premier modèle linéaire de la servovalve en utilisant l'outil Bond-Graph. Une fois ce modèle construit et identifié, celui-ci va servir à l'étude des performances du système. Ainsi étudiera-t-on entre autres sa stabilité, sa rapidité, sa précision, son coût énergétique, sa robustesse et son aptitude à rejeter les efforts de perturbation. Le but est bien évidemment de comprendre le fonctionnement du système, mais aussi d'aboutir à une optimisation de ses gains de correction pour assurer une dynamique correcte.

Cette optimisation ayant été faite, la mise en place d'un modèle plus complet permettra d'affiner notre connaissance du système. Nous détaillerons notamment les caractéristiques de trois effets fortement non-linéaires : d'une part les frottements secs dont on ne peut négliger l'influence, d'autre part les caractéristiques du ressort de rappel tiroir qui possède une précontrainte, et enfin les effets hydrauliques (allure des forces de jet et caractéristique débit pression).

Ce chapitre aboutit au final à l'élaboration d'un modèle détaillé de la servovalve. Ce modèle est ensuite complété par l'introduction d'une table d'équivalence débit-consigne afin d'utiliser la servovalve en tant que source de débit piloté pour l'application suspension active.

3.2. Description, schéma de principe.

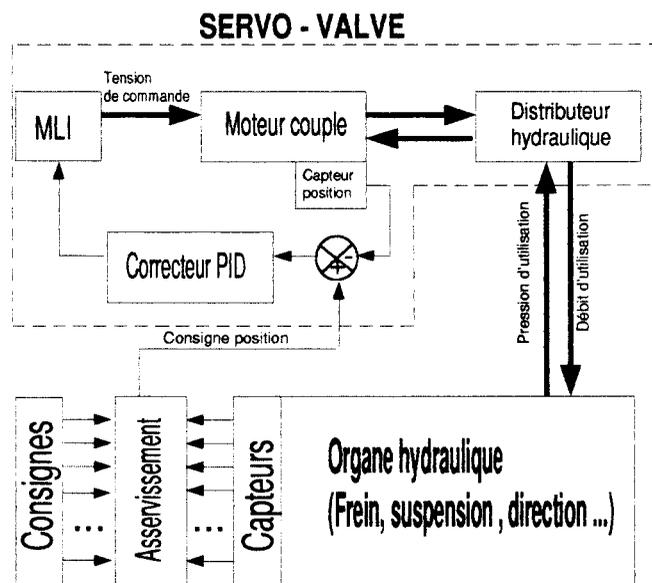


Figure (3-1) Schéma de principe de la servovalve.

Cette servovalve est composée principalement de trois éléments (figure (3-1)) :

- Un moteur électrique** dimensionné pour produire des couples importants et limité angulairement à des déplacements de 45 degrés. Ce moteur transforme une tension de commande issue d'un modulateur de largeur d'impulsion (MLI) en une position mécanique.
- Un tiroir hydraulique** linéaire qui permet d'imposer une loi de débit en fonction de sa position. Une rotule fait la liaison entre le moteur et le tiroir. Elle transforme les déplacements angulaires du rotor du moteur en déplacements linéaires du tiroir.
- Une carte électronique** analogique d'asservissement de la position angulaire du rotor du moteur et par conséquent de la position linéaire du tiroir par une consigne externe. Pour réaliser cette fonction, un capteur de position angulaire à effet Hall est placé sur l'axe du moteur. L'information de position qu'il délivre est utilisée par le système de

commande électronique de la servovalve. Cette information de position est comparée en permanence à une consigne. L'erreur entre ces deux signaux sert d'entrée à un correcteur de type PID qui détermine la tension à appliquer au moteur pour annihiler cette erreur.

En commandant la tension d'entrée de la carte électronique, il est alors possible de réaliser de multiples fonctions hydrauliques d'asservissement (pilotage d'un débit, d'une pression, d'une position vérin ...). A ces fins, il est nécessaire d'utiliser une seconde unité de commande. Cette unité, en utilisant les informations de tous les capteurs du système, et en tenant compte des consignes à respecter doit alors être capable de générer à tout instant une tension de consigne sur la boucle primaire d'asservissement du tiroir.

Ainsi, la servovalve peut s'utiliser dans de multiples applications hydrauliques ([Trotin et al, 96]). La mise en place de ce schéma à double boucle d'asservissement permet le pilotage de n'importe quelle variable. Plusieurs expériences sur un banc hydraulique ont permis de mettre en évidence cet avantage [Guillemard et al, 95]. L'application suspension active n'est alors qu'un cas particulier dont le schéma représentatif de fonctionnement s'intègre parfaitement dans celui de la figure (3-1).

L'architecture d'une telle servovalve est dite à un seul étage hydraulique (Direct-Drive). Sa simplicité de conception à elle seule laisse présager des performances en vitesse remarquables ainsi qu'une robustesse considérable et indispensable pour une utilisation dans des conditions automobiles. Qui plus est, sa simplicité ne peut induire qu'un coût de production faible, élément indispensable pour une diffusion en grande série.

Les figures (3-2) et (3-3) présentent la servovalve et le moteur en coupe. A noter que le distributeur hydraulique dispose de deux sorties d'utilisation. Pour l'application qui nous concerne, la suspension active, nous n'utiliserons qu'une seule de ces deux sorties. Par conséquent tous les modèles qui seront développés dans la suite ne prendront en compte qu'une seule sortie. Ceci étant dit, il n'est pas bien

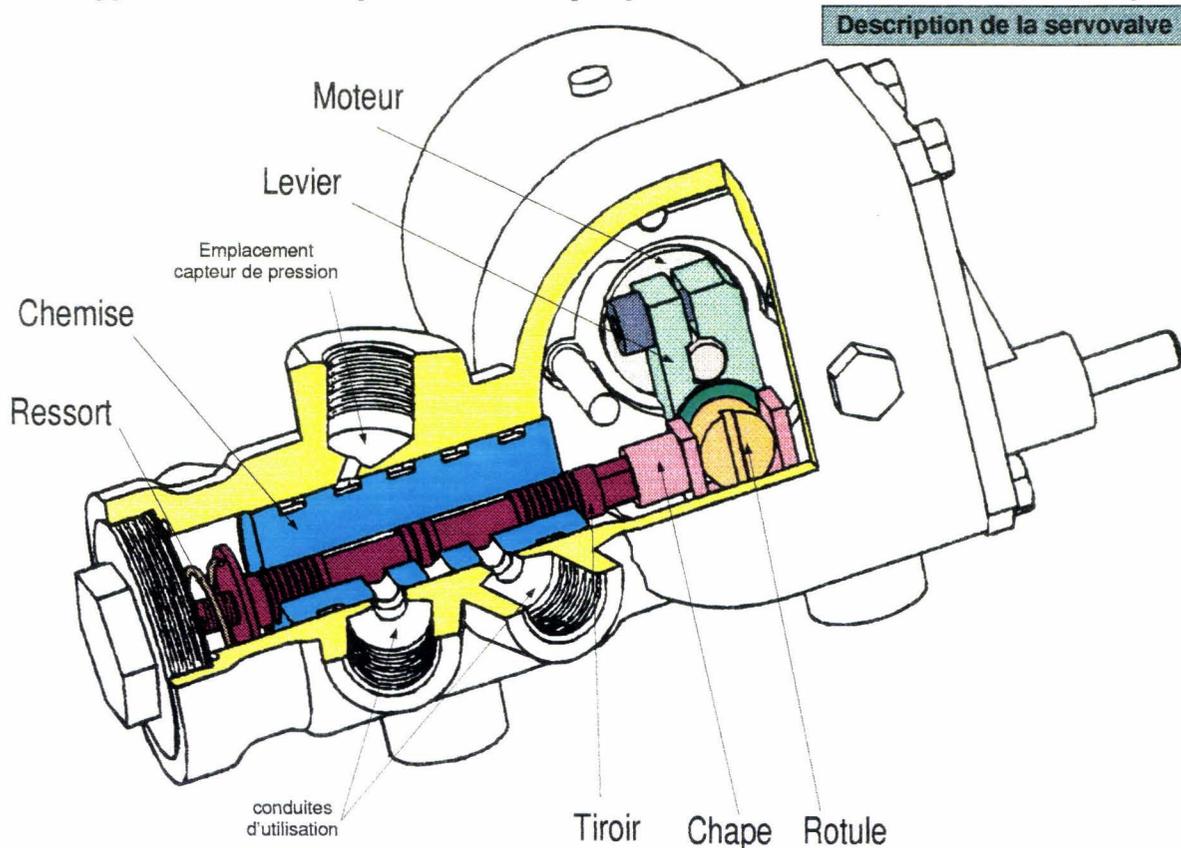


Figure (3-2) Vue en coupe de la servovalve

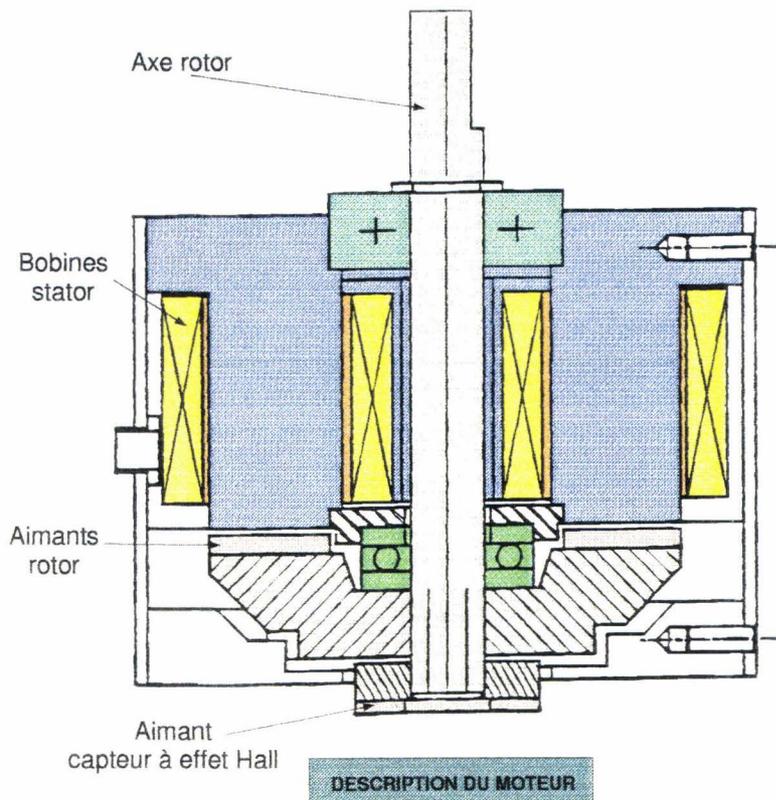


Figure (3-3) Vue en coupe du moteur

difficile d'étendre ces modèles pour d'autres applications hydrauliques nécessitant les deux sorties (direction assistée ou plus généralement toute application de pilotage d'une position vérin en utilisant les deux chambres de ce vérin).

A noter également que la servovalve dispose d'un emplacement permettant l'insertion d'un capteur de pression. Ce capteur sert à mesurer la pression d'utilisation. Il est alors possible de réaliser plus facilement un asservissement de cette pression. Par ailleurs même dans le cas d'un asservissement en débit, nous verrons que cette information de pression peut améliorer les performances de la servovalve.

3.3. Etude linéaire de la servovalve.

3.3.1. Introduction

La servovalve associe plusieurs domaines énergétiques: un domaine **électronique** pour le système de commande, un domaine **électrique** et **électromagnétique** pour le moteur, un domaine **mécanique** pour décrire les mouvements du rotor du moteur et du tiroir ainsi que leur couplage mutuel, enfin un domaine **hydraulique** qui aboutit à l'établissement des lois de débit. Par conséquent, l'utilisation de l'outil Bond-Graph se justifie pleinement pour construire un modèle de la servovalve. Seule cette technique, par l'association d'éléments simples offre la possibilité de modéliser n'importe quel système physique qui met en oeuvre plusieurs domaines énergétiques.

Par ailleurs, une fois le graphe construit, en jouant simplement sur les caractéristiques de chaque élément constituant, il est possible d'en dégager des modèles plus ou moins complexes suivant le degré de précision recherché. Ainsi, le modèle Bond-Graph linéaire de la servovalve conçu et explicité dans cette partie sera repris par la suite pour établir un modèle plus complet prenant en compte notamment les effets non-linéaires mécaniques et hydrauliques.

Cette démarche du plus simple vers le plus complexe correspond à une méthodologie générale de conception qui va nous permettre de découvrir au fur et à mesure tous les phénomènes agissant au sein de l'actionneur. Par ailleurs une première approche par un modèle linéaire va permettre une analyse plus performante puisque le linéaire dispose d'outils d'analyse nombreux et efficaces: calcul des fonctions de transfert, détermination par le calcul des gains optimaux de correction, identification des paramètres de construction, détermination des zones de stabilité...

3.3.2. Mise en place d'un modèle Bond-Graph.

Le Bond-Graph retenu est présenté figure (3-4).

□ Le modulateur à largeur d'impulsion.

Le modulateur à largeur d'impulsion (MLI) est assimilé à une source d'effort produisant une tension V_c aux bornes du moteur proportionnelle au signal de correction généré par le correcteur PID. Pour justifier cette simplification, rappelons que la fréquence de modulation du MLI est d'environ 11 KHz, fréquence largement supérieure à la bande passante de l'actionneur. Par conséquent, seule compte la valeur moyenne du signal de sortie du MLI qui précisément est proportionnelle au signal de correction. On rappelle à titre indicatif l'allure de la tension générée par le MLI figure (3-5).

□ Le stator du moteur.

Le stator est constitué par l'association de quatre bobines placées à 90 degrés. Lorsque le moteur est alimenté par une tension délivrée par le modulateur, un courant apparaît dans les bobines statoriques.

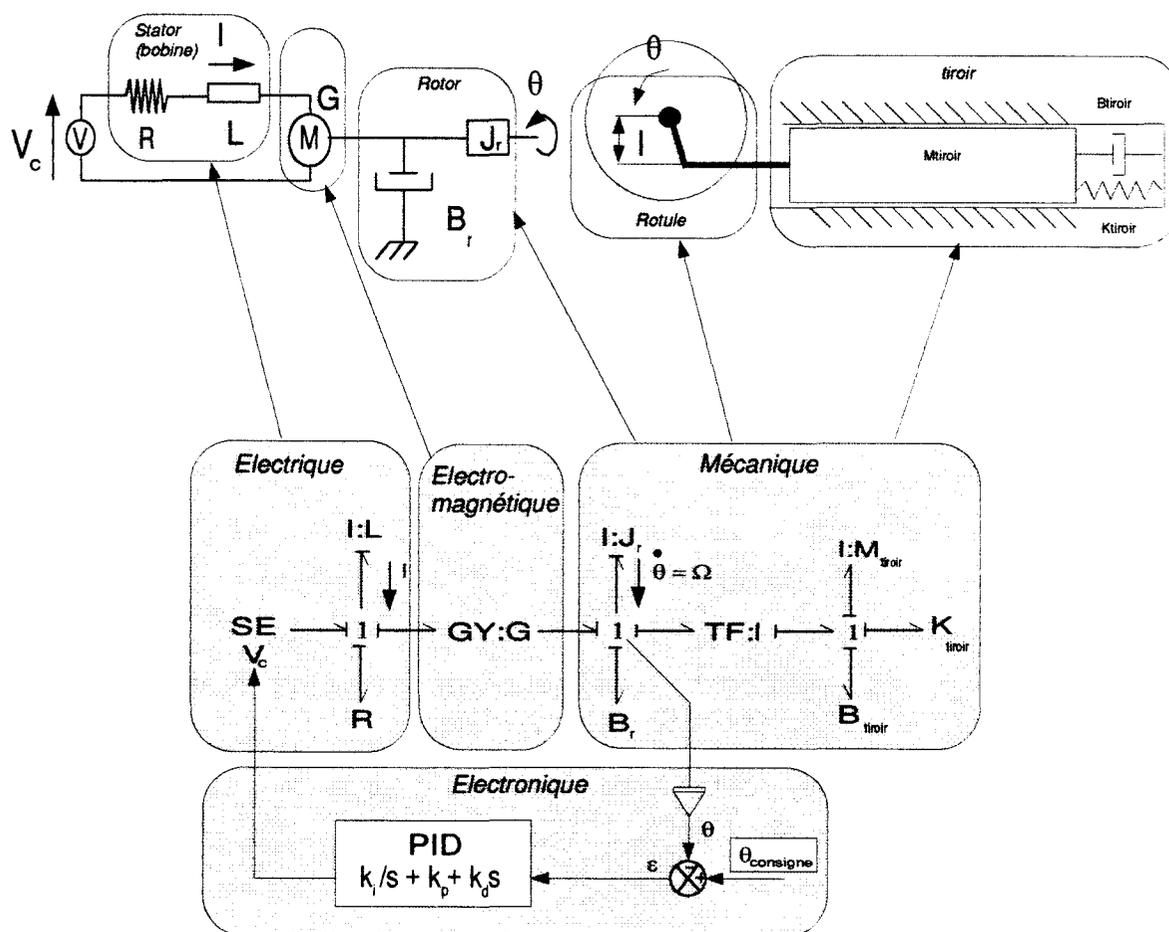


Figure (3-4) Bond-Graph linéaire de la servovalve

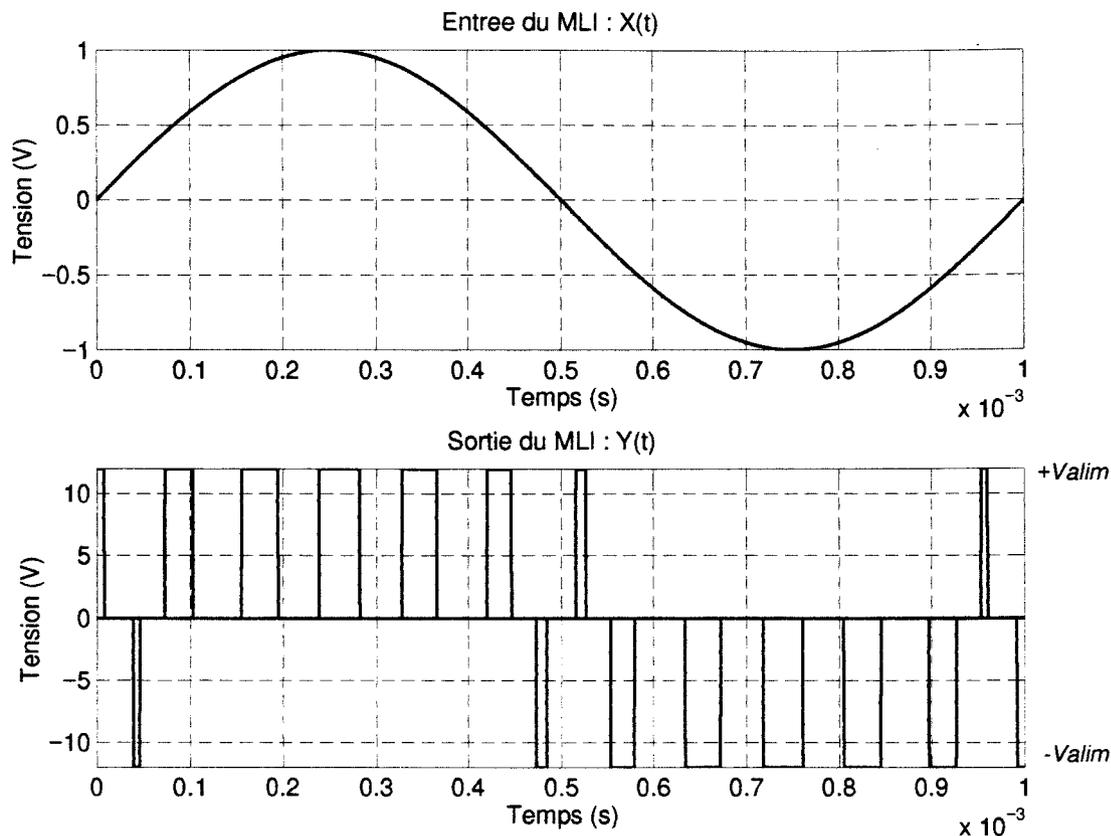


Figure (3-5) caractéristiques entrée-sortie d'un MLI

Celles-ci se modélisent par l'association en série d'une self-inductance (une inertie électrique du point de vue des éléments Bond-Graph) et d'une résistance.

Le couplage électromagnétique entre le stator et le rotor.

Le rotor est quant à lui constitué par l'association de quatre aimants placés à 90 degrés en alternance de pôles sud et nord. Lorsque les bobines du stator sont alimentées, le courant qui les parcourt génère un champ magnétique. Celui-ci produit, sur les aimants statoriques en regard, des efforts induits qui au total produisent un couple autour de l'axe de rotation du moteur. Inversement, loi de l'action et de la réaction oblige, si le rotor est entraîné en rotation, il induit dans les bobines une tension. D'un point de vue Bond-Graph, ce couplage électromagnétique est modélisé par un gyrateur.

Le rotor.

Outre le couple électromagnétique, le rotor est soumis aux frottements des paliers qui le soutiennent. Ces frottements seront considérés comme étant exclusivement visqueux dans un premier temps. Par ailleurs, il est également soumis aux efforts du tiroir auquel il est relié. Tous ces efforts déterminent la vitesse de rotation du rotor par l'effet intégrateur de son inertie.

La rotule.

Ce système permet de transformer les rotations du moteur en translation du tiroir et inversement. Un simple transformateur de module 1 permet cette transition.

Le tiroir.

Dans le cadre de l'étude linéaire, nous ne considérerons pas les effets de l'hydraulique sur les mouvements du tiroir, ces effets étant fortement non-linéaires (forces de jet notamment). Les mouvements de celui-ci sont donc exclusivement déterminés par sa masse, les frottements visqueux entre le tiroir et la chemise, l'action d'un ressort de rappel (supposé linéaire) en position initiale et évidemment l'action du rotor.

□ *Le correcteur.*

Nous considérerons que le correcteur de type PID est idéal, c'est-à-dire que l'obtention de la vitesse angulaire et de l'intégrale de la position angulaire du rotor est non bruitée.

Au final, il apparaît un problème de causalité lié à un couplage du rotor avec le tiroir. Pour le résoudre, on se ramène au Bond-Graph de la (figure (3-6)). Chacun des éléments propres au tiroir a été ramené sur le stator de telle sorte que l'on considère que stator et tiroir ne font plus qu'un sous-système.

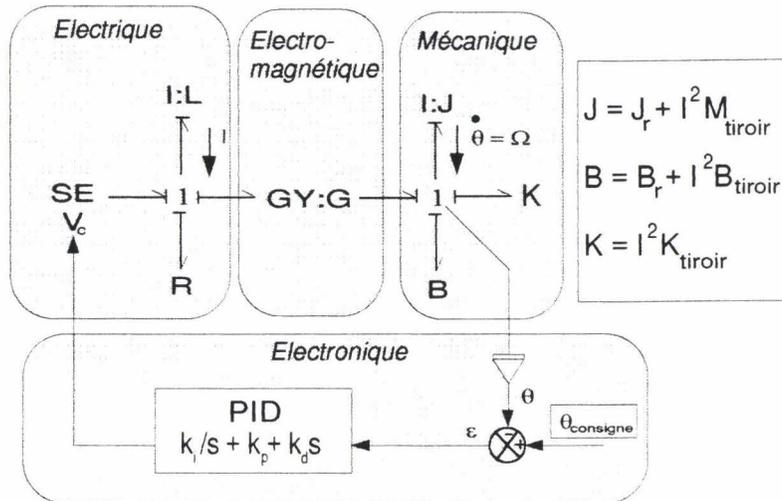


Figure (3-6) Bond-Graph linéaire simplifié de la servovalve

3.3.3. Caractéristique en boucle ouverte.

3.3.3.1. Cas avec ressort de rappel.

Le Bond-Graph précédent conduit à l'équation d'état suivante d'ordre 3 :

$$\begin{bmatrix} \dot{I} \\ \dot{\Omega} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R & -G & 0 \\ L & L & 0 \\ G & -B & -K \\ J & J & J \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I \\ \Omega \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ L \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [V_c] \quad \{3-1\}$$

avec :

- I : le courant statorique.
- Ω : la vitesse de rotation du rotor.
- θ : la position angulaire du rotor.
- Vc : la tension d'alimentation moteur.

d'où l'on déduit les fonctions de transfert reliant chacune des trois variables d'état à la tension d'entrée du moteur:

$$\begin{bmatrix} I \\ \Omega \\ \theta \end{bmatrix} (s) = \frac{1}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \begin{bmatrix} \frac{1}{L} \left(s^2 + \frac{B}{J} s + \frac{K}{J} \right) \\ sb_0 \\ b_0 \end{bmatrix} [V_c(s)] \quad \{3-2\}$$

avec :

$$\begin{cases} a_2 = R/L + B/J \\ a_1 = (RB + G^2 + KL)/LJ \\ a_0 = RK/LJ \\ b_0 = G/LJ \end{cases} \quad \{3-3\}$$

3.3.3.2. Cas du système en boucle ouverte sans ressort de rappel.

Il apparaît alors un pôle nul au dénominateur. Les fonctions de transfert précédentes se réécrivent :

$$\begin{bmatrix} I \\ \Omega \\ \theta \end{bmatrix} (s) = \frac{1}{s(s^2 + 2\xi_0\omega_0 s + \omega_0^2)} \begin{bmatrix} \frac{1}{L} \left(s + \frac{B}{J} \right) \\ sG_0\omega_0^2 \\ G_0\omega_0^2 \end{bmatrix} [V_c(s)] \quad \{3-4\}$$

avec:

$$G_0 = \frac{G}{RB + G^2} \quad \{3-5\}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{RB + G^2}{LJ}} \quad \{3-6\}$$

$$\xi_0 = \frac{1}{2\sqrt{RB + G^2}} \left(R\sqrt{\frac{J}{L}} + B\sqrt{\frac{L}{J}} \right) \quad \{3-7\}$$

G_0 : le gain statique en vitesse.

ω_0 : la pulsation naturelle de la servovalve.

ξ_0 : l'amortissement réduit de la servovalve.

La fonction de transfert de la vitesse angulaire par rapport à la tension d'alimentation prend une forme simple sous la forme d'un numérateur constant et d'un dénominateur d'ordre 2.

Il est alors facile d'en déduire l'expression de la pulsation de résonance, de la surtension (lorsqu'elles existent) et la bande passante à -3dB pour cette fonction de transfert particulière :

$$\begin{aligned} \omega_{res} &= \omega_0 \sqrt{1 - 2\xi_0^2} \\ &= \sqrt{\frac{G^2}{LJ} - \frac{1}{2} \left(\left(\frac{R}{L} \right)^2 + \left(\frac{B}{J} \right)^2 \right)} \end{aligned} \quad \{3-8\}$$

$$S_{res} = \frac{|F_{\omega}|(\omega_{res})}{|F_{\omega}|(0)} = \frac{1}{2\xi_0\sqrt{1-\xi_0^2}} \quad \{3-9\}$$

$$BP_{-3dB} = \omega_0\sqrt{1-2\xi_0^2 + \sqrt{(1-2\xi_0^2)^2 + 1}} \quad \{3-10\}$$

Le calcul de ces quantités servira ultérieurement à une étude de sensibilité.

3.3.4. Caractéristiques en boucle fermée.

A partir des fonctions de transfert précédentes et en tenant compte de l'asservissement de type PID:

$$V_c(s) = \left(\frac{k_i}{s} + k_p + k_d s \right) (\theta_c(s) - \theta(s)) \quad \{3-11\}$$

avec :

θ_c : l'angle de consigne.

L'expression fréquentielle du courant et de l'angle moteur sont les suivantes:

$$\begin{bmatrix} \theta \\ I \end{bmatrix}(s) = \frac{(k_d s^2 + k_p s + k_i)}{D_{BF-PID}(s)} \left[\frac{1}{L} \left(s^2 + \frac{B}{J} s + \frac{K}{J} \right) \right] [\theta_c(s)] \quad \{3-12\}$$

avec :

$$\begin{aligned} D_{BF-PID}(s) &= s(s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0) + b_0(k_d s^2 + k_p s + k_i) \\ &= s^4 + a_2 s^3 + (a_1 + b_0 k_d) s^2 + (a_0 + b_0 k_p) s + b_0 k_i \end{aligned} \quad \{3-13\}$$

La fonction de transfert liant l'angle au courant s'écrit quant à elle :

$$\frac{\theta}{I}(s) = \frac{b_0 L}{s^2 + \frac{B}{J} s + \frac{K}{J}} = \frac{G}{J s^2 + B s + K} \quad \{3-14\}$$

Son expression est indépendante du correcteur PID et représente la dynamique mécanique de l'ensemble (Les paramètres électriques n'interviennent pas).

Ces trois fonctions de transfert (équations {3-12} et {3-14}) seront utilisées par la suite pour la détermination des paramètres caractéristiques du modèle par identification de ces fonctions théoriques avec leurs homologues expérimentales.

3.3.5. Identification de chaque paramètre caractéristique.

La détermination des paramètres de la servovalve est basée à la fois sur la mesure et sur le calcul lorsque le dit paramètre n'est pas mesurable directement.

3.3.5.1. Détermination des paramètres électriques.

Détermination de la résistance statorique.

La résistance des bobines se mesure facilement à l'aide d'un Ohmmètre.

$$R = 3\Omega$$

Détermination de l'inductance rotorique.

La valeur de l'inductance ne s'obtient pas directement. La méthode utilisée consiste alors à enregistrer expérimentalement la montée du courant dans le stator en réponse à un échelon de tension lorsque le rotor est bloqué. En effet le blocage du rotor force la vitesse de rotation du rotor à zéro et par conséquent, le Bond-Graph se réduit à celui de la figure (3-7). On reconnaît un circuit du premier ordre. Les caractéristiques de la réponse en courant sont rappelées figure (3-7).

Plusieurs relevés expérimentaux ont permis la mesure de la montée du courant pour divers amplitudes de la tension d'alimentation. La comparaison entre ces relevés et un filtre du premier ordre apparaît figure (3-8). Au final, et compte tenu de l'égalité:

$$\tau = \frac{L}{R} \quad \{3-15\}$$

nous obtenons:

$$L \# 19 \text{ mH}$$

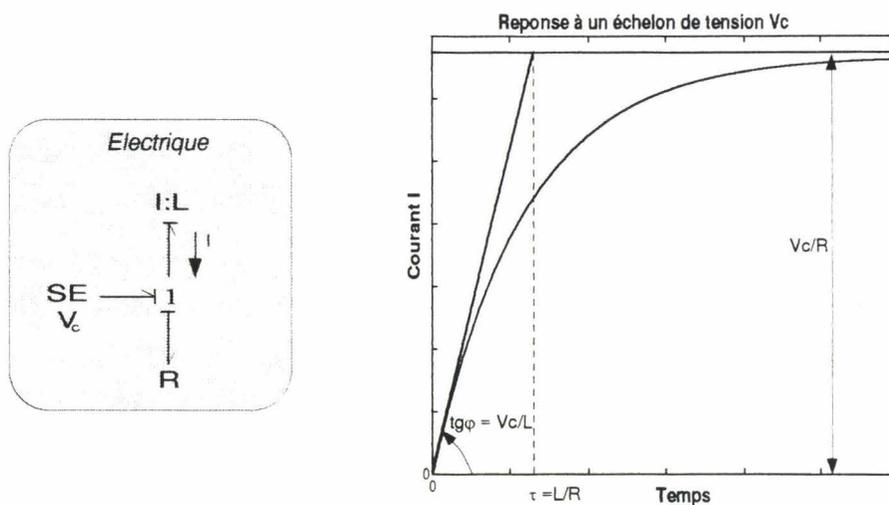
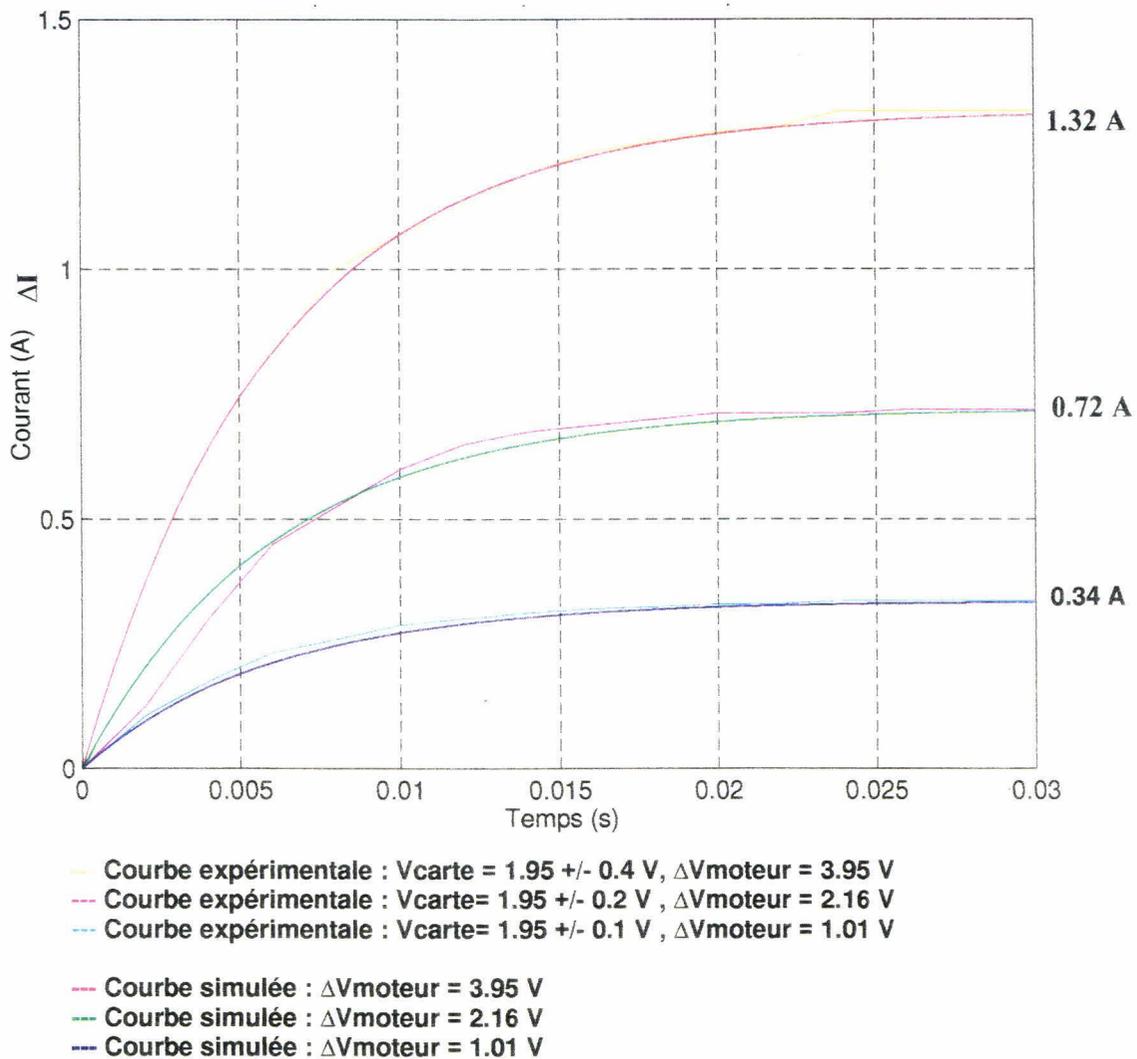


Figure (3-7) Bond-Graph rotor bloqué

L'allure des courbes expérimentales suggère deux remarques.

- Au fur et à mesure que l'amplitude de la tension d'alimentation moteur croît, apparaît un retard dans la montée en courant de plus en plus important, par rapport au comportement idéal du premier ordre du modèle. Il est difficile de savoir si cette non-linéarité est due au stator lui-même (pertes fer, courants de Foucault) ou bien au modulateur à largeur d'impulsion qui ne parviendrait pas à débiter suffisamment de courant dans une période de temps réduite. Quoi qu'il en soit, nous ne tiendrons pas compte de ce phénomène dans la suite.



Paramètres de simulation : $R = 3 \Omega$, $L = 19 \text{ mH}$

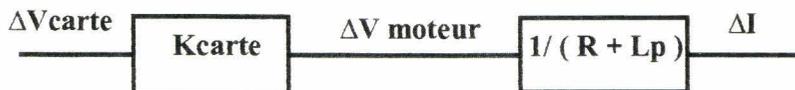


Figure (3-8) Comparaison simulation/expérimentation à rotor bloqué

□ Lorsque l'amplitude en tension d'alimentation double, la valeur finale du courant ne double pas tout à fait. Cet effet s'accroît au fur et à mesure que la tension d'alimentation augmente. Très probablement, ce deuxième effet non-linéaire provient du MLI. Nous pouvons imaginer que son gain diminue sur des courants de plus en plus importants. Plus précisément, les relevés déterminent un encadrement de la valeur du gain du MLI. Après calculs, il vient:

$$4.5 < G_{MLI} < 5.4$$

3.3.5.2. Détermination du gain électromagnétique.

La valeur du gain résulte de la mesure en régime permanent du couple moteur en fonction du courant circulant dans les bobines statoriques.

$$G = 0.1124 \text{ Nm/A ou V/Rad/s}$$

3.3.5.3. Détermination des paramètres mécaniques.

Détermination de l'inertie rotorique.

L'inertie rotorique a été déterminée à partir de son encombrement géométrique et de la densité présumée de chacun de ses matériaux constitutifs : l'axe, l'aimant, la culasse de l'aimant, l'aimant capteur, et la culasse de l'aimant capteur. Au final, nous aboutissons à l'approximation suivante:

$$m_{\text{rotor}} \# 75 \text{ g}$$

$$J_r \# 1.e-5 \text{ Kgm}^2$$

Détermination de la masse tiroir.

Elle résulte directement de la mesure. A noter que la masse de la chape en bout de tiroir est supposée faire partie de la masse tiroir, tout comme celle de la rotule.

$$m_{\text{tiroir}} = 20.1 \text{ g}$$

Le bras de levier valant :

$$l = 9.5 \text{ mm}$$

Nous en déduisons la valeur de l'inertie tiroir par rapport à l'axe du moteur :

$$J_{\text{tiroir}} = m_{\text{tiroir}} l^2 = 0.18e-5 \text{ Kgm}^2$$

et la valeur de l'inertie totale:

$$J = J_r + J_{\text{tiroir}} \# 1.18e-5 \text{ Kgm}^2$$

Détermination des frottements.

Seule l'évaluation des frottements visqueux entre le tiroir et sa chemise associée est possible. Nous utilisons la formule suivante:

$$B_{\text{tiroir}} = \pi \phi \mu \frac{L_{\text{portance}}}{c} \quad \{3-16\}$$

avec :

$\phi = 6.35 \text{ mm}$, le diamètre tiroir.

$\mu = \rho \nu$, la viscosité dynamique.

$\rho = 868 \text{ Kg/m}^3$, la masse volumique.

$\nu = 40e-6$, la viscosité cinématique.

$L_{\text{portance}} = 20.8 \text{ mm}$ la longueur de portance entre la chemise et le tiroir.

$2 < c < 5$ (en μm), le jeu entre la chemise et le tiroir.

Tous calculs faits :

$$2.88 < B_{\text{tiroir}} < 7.20 \text{ (en N/m/s)}$$

soit en ramenant cette valeur en un coefficient de frottement visqueux autour de l'axe du moteur:

$$0.26e-3 < B_{\text{tiroir}} I^2 \text{ (en Nm/Rad/s)} < 0.65e-3$$

3.3.5.4. Identification des fonctions de transfert sur un retour unitaire sans charge hydraulique.

Un des moyens de recalage du modèle linéaire Bond-Graph sur la réalité consiste à comparer les fonctions de transfert caractéristiques du système issues d'une part de l'expérience et d'autre part de la simulation.

Ces fonctions de transfert ont été établies sans alimentation hydraulique du tiroir, sans ressort de rappel et un asservissement du moteur de type proportionnel. Qui plus est, la mesure a été effectuée avec le tiroir attelé au moteur mais aussi sans le tiroir. Ainsi, nous pourrions évaluer plus facilement chaque paramètre défini précédemment.

L'amplitude de la tension de consigne est de 0.2 V, soit une amplitude d'angle de consigne de 2.5 degrés, soit encore environ 10% de la course totale du moteur. Les courants générés lors de ces relevés expérimentaux sont relativement faibles (0.5 A au maximum).

Expression des fonctions de transfert à identifier.

Les fonctions de transfert ont été préalablement définies {3-12, 3-13, 3-14}. Dans le cas d'un retour proportionnel sans ressort de rappel, elles se réduisent aux expressions suivantes:

$$\left[\frac{\theta}{I} \right] (s) = \frac{k_p}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + b_0 k_p} \left[\frac{s}{L} \left(s + \frac{B}{J} \right) \right] [\theta_c(s)] \quad \{3-17\}$$

$$\frac{\theta}{I} (s) = \frac{G}{s(Js + B)} \quad \{3-18\}$$

Détermination des tendances asymptotiques.

Le calcul des comportements asymptotiques de chacune de ces fonctions de transfert va nous permettre d'évaluer un certain nombre de paramètres du modèle.

Au voisinage des grandes fréquences, le gain des fonctions de transfert précédentes peut s'approximer de la façon suivante:

$$\left| \frac{\theta}{\theta_c} \right| (\omega \rightarrow \infty) = \frac{b_0 k_p}{\omega^3} \text{ (soit une asymptote de -60dB/décade)} \quad \{3-19\}$$

$$\left| \frac{I}{\theta_c} \right| (\omega \rightarrow \infty) = \frac{k_p}{L \omega} \text{ (soit une asymptote de -20dB/décade)} \quad \{3-20\}$$

$$\left| \frac{\theta}{I} \right| (\omega \rightarrow \infty) = \frac{G}{J \omega^2} \text{ (soit une asymptote de -40dB/décade)} \quad \{3-21\}$$

et sur les fréquences faibles :

$$\left| \frac{\theta}{\theta_c} \right| (\omega \rightarrow 0) = 1 \quad \{3-22\}$$

$$\left| \frac{I}{\theta_c} \right| (\omega \rightarrow 0) = \frac{B\omega}{LJb_0} = \frac{B}{G}\omega \quad \{3-23\}$$

$$\left| \frac{I}{\theta} \right| (\omega \rightarrow 0) = \frac{G}{B\omega} \quad \{3-24\}$$

Détermination des paramètres.

Lors de l'expérience, les fonctions de transfert obtenues font intervenir le gain du capteur de position angulaire à effet Hall puisque l'on mesure la tension à ses bornes. Les fonctions de transfert précédentes se déduisent des fonctions de transfert mesurées par les relations suivantes:

$$\frac{V_\theta}{V_{\theta_c}} = \frac{\theta}{\theta_c} \quad \{3-25\}$$

$$\frac{I}{V_{\theta_c}} = \frac{1}{k_\theta} \frac{I}{\theta_c} \quad \{3-26\}$$

$$\frac{V_\theta}{I} = k_\theta \frac{\theta}{I} \quad \{3-27\}$$

en posant :

$$V_{\theta_c} = k_\theta \theta_c$$

$$V_\theta = k_\theta \theta$$

avec:

$$k_\theta = 4.54 \text{ V/Rad} : \text{le gain du capteur de position.}$$

Comparaison des limites asymptotiques.

La comparaison des limites asymptotiques sur les hautes fréquences conduit au tableau suivant:

	V_θ/V_c	I/V_c	V_θ/I
Comportement asymptotique hautes fréquences	-60dB/décade	-20dB/décade	-40dB/décade
Expression logarithmique de l'asymptote haute fréquence	$G_{dB} = 20\log(Gk_p k_\theta / (LJ)) - 60\log\omega$	$G_{dB} = 20\log(k_p/L) - 20\log\omega$	$G_{dB} = 20\log(Gk_\theta/J) - 40\log\omega$
Egalité obtenue par identification moteur attelé	$Gk_p/LJ = (2\pi 30)^3$ [1]	$k_p/(k_\theta L) = 2\pi 30$ [2]	$Gk_\theta/J = (2\pi 31)^2$ [3]
Egalité obtenue par identification moteur non attelé	$Gk_p/LJ = (2\pi 32)^3$ [1']	$k_p/(k_\theta L) = 2\pi 30$ [2']	$Gk_\theta/J = (2\pi 34)^2$ [3']
Comparaison moteur attelé de [1] avec [2]*[3]	$Gk_p/(LJ(2\pi)^3) = 27000$ [1]	$Gk_p/(LJ(2\pi)^3) = 28830$ [2]*[3]	

Comparaison moteur non attelé de [1'] avec [2']*[3']	$Gk_p/(LJ(2\pi)^3) = 32768$ [1']	$Gk_p/(LJ(2\pi)^3) =$ 34680 [2']*[3']
--	-------------------------------------	---

Tableau (3-1)

La comparaison de l'expression [1] avec [2']*[3] et de [1'] avec [2']*[3'] montrent la concordance du modèle envisagé. Si on accepte une erreur de 0.5Hz sur les relevés fréquentiels, nous aboutissons aux inégalités suivantes :

$$29.5^3=25672 < \frac{Gk_p}{(2\pi)^3 LJ} < 30.5^3=28370 \text{ [1]}$$

$$31.5^3=31256 < \frac{Gk_p}{(2\pi)^3 LJ} < 32.5^3=34328 \text{ [1']}$$

$$29.5*30.5^2=27442 < \frac{Gk_p}{(2\pi)^3 LJ} < 30.5*31.5^2=30263 \text{ [2]}'*[3]$$

$$29.5*33.5^2=33106 < \frac{Gk_p}{(2\pi)^3 LJ} < 30.5*34.5^2=36303 \text{ [2]}'*[3']$$

Les domaines se recouvrent d'une fonction de transfert vis à vis des deux autres. Cela justifie le choix du modèle.

[2] et [2'] permettent de retrouver la valeur de k_p puisque l'on connaît la valeur de l'inductance L et du gain du capteur de position k_ϕ .

$$k_p = 2\pi 30 L k_\phi = 2\pi 30 * 19e-3 * 4.54 = 15.9$$

[3] / [3'] ou [1] / [1'] permettent d'évaluer l'augmentation d'inertie due au tiroir. On obtient :

$$J = J_r * (1.2)$$

soit 20% d'inertie supplémentaire.

[3] et [3'] séparément déterminent la valeur des inerties connaissant le gain électromagnétique G

$$J \# 1.34e-5 \text{ Kgm}^2$$

$$J_r \# 1.1e-5 \text{ Kgm}^2$$

La différence de ces deux inerties détermine l'inertie de l'ensemble tiroir, chape, levier, et rotule soit :

$$J_{\text{tiroir}} = 0.24e-5 \text{ Kgm}^2$$

- Au vu des courbes expérimentales fréquentielles, il n'est pas possible d'exploiter les asymptotes basses fréquences. Ces asymptotes ne sont pas visibles sur ces courbes. Nous verrons plus tard que cette situation s'explique par la présence de frottements secs.

Exploitation des fréquences de résonance.

Le tableau suivant présente les fréquences de résonance obtenues expérimentalement.

	V_g/V_c	I/V_c
Fréquence de résonance (Hz) Moteur seul	36.5	37.5
Fréquence de résonance (Hz) Moteur attelé	32.5	35

Tableau (3-2)

En appliquant les valeurs d'inerties du paragraphe précédent, on constate que les deux fonctions de transfert du modèle V_g/V_c et I/V_c comportent des fréquences de résonance sensiblement plus élevées que celles des courbes expérimentales que ce soit moteur attelé ou moteur seul. Sachant par ailleurs (cf l'étude de sensibilité) que parmi les paramètres restant à définir ou mal définis (Inertie rotor et frottements visqueux paliers et tiroir), le plus influent est sans nul doute l'inertie rotor, nous avons choisi délibérément d'augmenter sensiblement ce dernier jusqu'à ce que les courbes simulées et expérimentales possèdent les mêmes valeurs de résonance. Cela s'effectue au détriment, il est vrai, du comportement asymptotique qui malgré tout reste correct.

En dernier lieu, les frottements paliers et tiroir sont modifiés pour obtenir des surtensions équivalentes entre les courbes expérimentales et simulées

Conclusion.

Finalement nous retiendrons les valeurs suivantes pour chacun des paramètres de la servovalve :

- Résistances des bobines statoriques : **$R = 3\Omega$**
- Inductances des bobines statoriques: **$L = 19\text{mH}$**
- Gain électromagnétique du moteur : **$G = 0.1124 \text{ Nm/A ou V/(Rad/s)}$**
- Inertie du rotor : **$J_r = 1.2\text{e-}5 \text{ Kgm}^2$**
- Frottement visqueux des paliers : **$B_r = 0.4\text{e-}3 \text{ Nm/(m/s)}$**
- Inertie tiroir : **$J_{\text{tiroir}} = 0.18\text{e-}5 \text{ Kgm}^2$**
- Frottement visqueux tiroir: **$B_{\text{tiroir}} = 6 \text{ N/m}$**
- Inertie total : **$J = 1.38\text{e-}5 \text{ Kgm}^2$**
- Frottements visqueux total: **$B = 1.\text{e-}3 \text{ Nm/(m/s)}$**

En boucle ouverte et sans ressort de rappel conformément aux formules précédentes :

- Fréquence naturelle : $f_0 \# 39 \text{ Hz}$
- Amortissement réduit : $\xi_0 \# 0.47$
- Gain en vitesse : $G_0 \# 7.2$

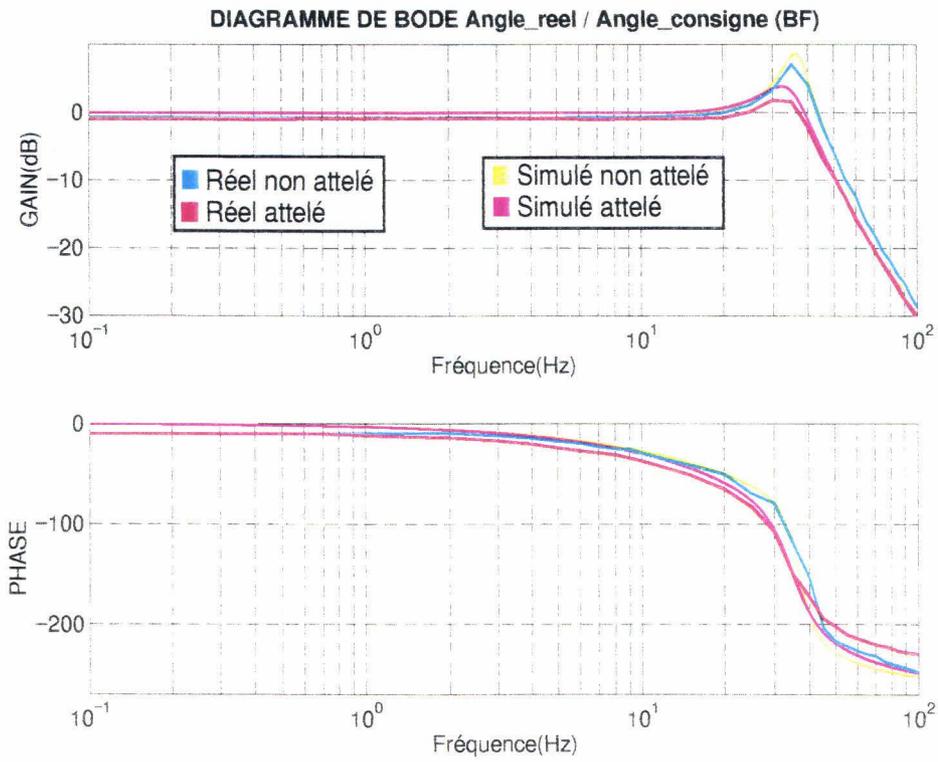


Figure (3-9)
 Comparaison expérience simulation linéaire
 Retour de type proportionnel sans alimentation hydraulique

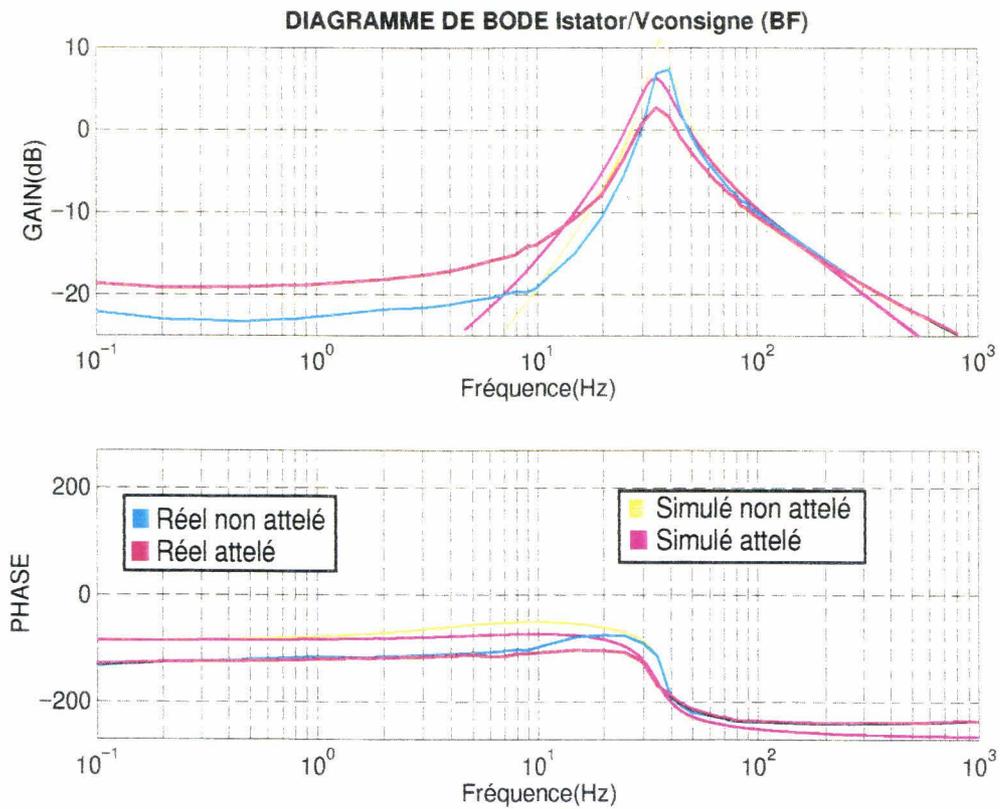


Figure (3-10)
 Comparaison expérience simulation linéaire
 Retour de type proportionnel sans alimentation hydraulique

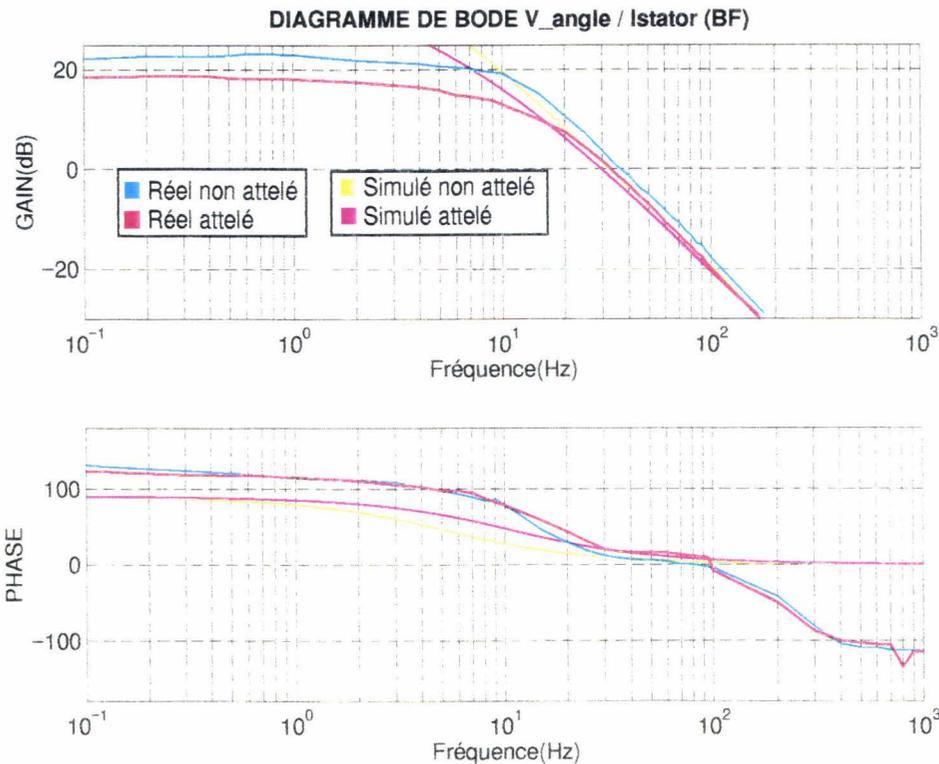


Figure (3-11)

Comparaison expérience simulation linéaire
Retour de type proportionnel sans alimentation hydraulique

Fréquence de résonance : $f_{res} \# 29 \text{ Hz}$
Surtension à la résonance : $S_{res} \# 1.2$
Bande passante à -3 dB : $BP_{-3dB} \# 51 \text{ Hz}$

Les figures (3-9;3-10;3-11) superposent les fonctions de transfert expérimentales et calculées à travers leurs gains et leurs phases respectives. Quelques différences apparaissent résultant des non linéarités :

- Les surtensions à la résonance sur l'angle ou sur le courant sont plus importantes avec le modèle linéaire. Les frottements secs apportent un amortissement supplémentaire dont le modèle linéaire ne peut pas tenir compte.
- Aux basses fréquences, le courant statorique réel possède un gain et un retard dans la phase plus important que celui prévu par le modèle. Là encore, nous verrons ultérieurement qu'il s'agit des frottements secs qui augmentent la consommation du courant dans cette gamme de fréquence.
- Toujours aux basses fréquences, l'amplitude de l'angle réel est légèrement plus faible que l'amplitude de l'angle du modèle qui lui même vaut l'amplitude de l'angle de consigne. Ce phénomène se retrouve dans la phase avec un léger retard de l'angle réel par rapport à l'angle simulé. Ce sont encore les phénomènes de frottements secs qui produisent cette différence.

Malgré ces différences, nous pouvons considérer que le modèle retranscrit correctement le fonctionnement réel à travers la concordance des différentes fonctions de transfert, l'adéquation des fréquences de résonance, des asymptotes hautes fréquences et des phases.

3.3.6. Etude de stabilité de la servovalve.

L'asservissement en position du moteur et du tiroir est réalisé par un correcteur de type PID. Du réglage de ses 3 gains constituants (Proportionnel, Intégral et Dérivée) dépend entre autres la stabilité du système. En utilisant le critère de Routh sur les racines du polynôme caractéristique du système en boucle fermée, il est possible de déterminer des zones de fonctionnement acceptables pour la stabilité. Mais ces zones ne tiennent pas compte des performances énergétiques de l'asservissement. Ou du moins, elles supposent que le système de correction peut fournir une puissance illimitée. C'est pourquoi, au critère de Routh se superposent des critères énergétiques basés principalement sur les limitations en tension d'alimentation et en courant de la servovalve. Le but de ce paragraphe est de mettre en oeuvre tous ces critères afin de déterminer au final des zones de fonctionnement acceptables.

3.3.6.1. Cas d'un retour de type Proportionnel.

Cas sans ressort de rappel.

Le polynôme caractéristique du système en boucle fermée s'écrit :

$$D_{BF-P}(s) = s^3 + a_2s^2 + a_1s + b_0k_p$$

$$\begin{cases} a_2 = R/L + B/J \\ a_1 = (RB + G^2)/LJ \\ b_0 = G/LJ \end{cases} \quad \{3-28\}$$

Le critère de Routh fournit l'encadrement suivant sur le gain de réglage proportionnel :

$$0 < k_p < \frac{a_1a_2}{b_0} = \left(\frac{RB}{G} + G \right) \left(\frac{R}{L} + \frac{B}{J} \right)$$

$$0 < k_p < 32 \quad \{3-29\}$$

Compte tenu de l'expression de cet encadrement, il apparaît que :

- Une augmentation des amortissements élargit la zone de stabilité du système.
- Une augmentation des inerties (électriques ou mécaniques) réduit cette zone.
- Une augmentation du gain électromagnétique, compte tenu des valeurs numériques des autres paramètres élargit la zone de stabilité.

Prise en compte du ressort de rappel.

Le polynôme caractéristique prend la forme :

$$D_{BF-P}(s) = s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0 + b_0k_p$$

$$\begin{cases} a_2 = R/L + B/J \\ a_1 = (RB + G^2 + KL)/LJ \\ a_0 = RK/LJ \\ b_0 = G/LJ \end{cases} \quad \{3-30\}$$

Il en résulte en appliquant le critère de Routh l'encadrement suivant :

$$\frac{-a_0}{b_0} < k_p < \frac{a_2 a_1 - a_0}{b_0} \quad \{3-31\}$$

$$\frac{-RK}{G} < k_p < \left(\frac{RB}{G} + G \right) \left(\frac{R}{L} + \frac{B}{J} \right) + \frac{BLK}{GJ}$$

soit numériquement :

$$-26.7K < k_p < 32 + 12.2K$$

L'adjonction d'un ressort de rappel élargit la zone de stabilité du système. Mais cet élargissement est en fait très faible. En effet, la valeur de la raideur du ressort de rappel étant au plus de l'ordre 1500 N/m, avec un bras de levier de 9.5mm, $K = k_{\text{tiroir}} l^2$ est au plus égal à 0.13 Nm / Rad. Cela représente une augmentation de la valeur limite de k_p de 5%.

Dans la suite de l'exposé, on se limite au cas du système sans ressort de rappel. A priori, il s'agit du cas le plus défavorable du point de vue de la stabilité au regard des résultats précédents.

3.3.6.2. Cas d'un retour de type PD.

Le polynôme caractéristique s'écrit :

$$D_{BF-PD}(s) = s^3 + a_2 s^2 + (a_1 + b_0 k_d) s + b_0 k_p$$

$$\begin{cases} a_2 = R/L + B/J \\ a_1 = (RB + G^2) / LJ \\ b_0 = G/LJ \end{cases} \quad \{3-32\}$$

Le critère de Routh fournit l'inégalité suivante:

$$0 < k_p < \frac{a_2 a_1}{b_0} + a_2 k_d \quad \{3-33\}$$

L'adjonction d'un gain dérivée élargit la zone de fonctionnement du gain proportionnel.

A ce critère de stabilité, doivent s'ajouter des critères énergétiques qui permettent entre autres de fixer une borne supérieure au gain dérivée k_d . Nous avons choisi deux critères :

- Un critère tenant compte de la limitation de la tension d'alimentation du moteur électrique. Plus précisément, nous avons choisi de représenter dans le plan (k_p , k_d) la zone pour laquelle la tension d'alimentation ne dépasse jamais la valeur limite de 12V sur une sollicitation sinusoïdale de fréquence quelconque et d'amplitude la plus grande possible, à savoir $\pi/8$ rad ou 22.5°. Ce critère est relativement sévère. Dans la pratique, il faut savoir que les déplacements du tiroir sont plus faibles. Ce n'est qu'exceptionnellement que le tiroir se déplace autant pour fournir une puissance importante et dans des périodes de temps très courtes. A ce titre, le choix de gains un peu excentré par rapport à cette zone n'est pas nécessairement mauvais.
- Un critère tenant compte de la limitation du courant d'alimentation des bobines statoriques du moteur. Comme pour le premier critère, nous avons choisi de représenter dans le plan (k_p , k_d) la zone pour laquelle le courant ne dépasse jamais la valeur limite de 4A sur une sollicitation sinusoïdale de fréquence quelconque et d'amplitude la plus grande possible, à savoir $\pi/8$ Rad ou 22.5°. La aussi, ce critère est sévère.

La figure (3-12) représente les zones de fonctionnement déterminées par le critère de Routh, et chacun des deux critères énergétiques.

Il apparaît que **les critères énergétiques sont beaucoup plus contraignants que le critère de Routh**. Le plus contraignant est celui concernant la tension d'alimentation du moteur.

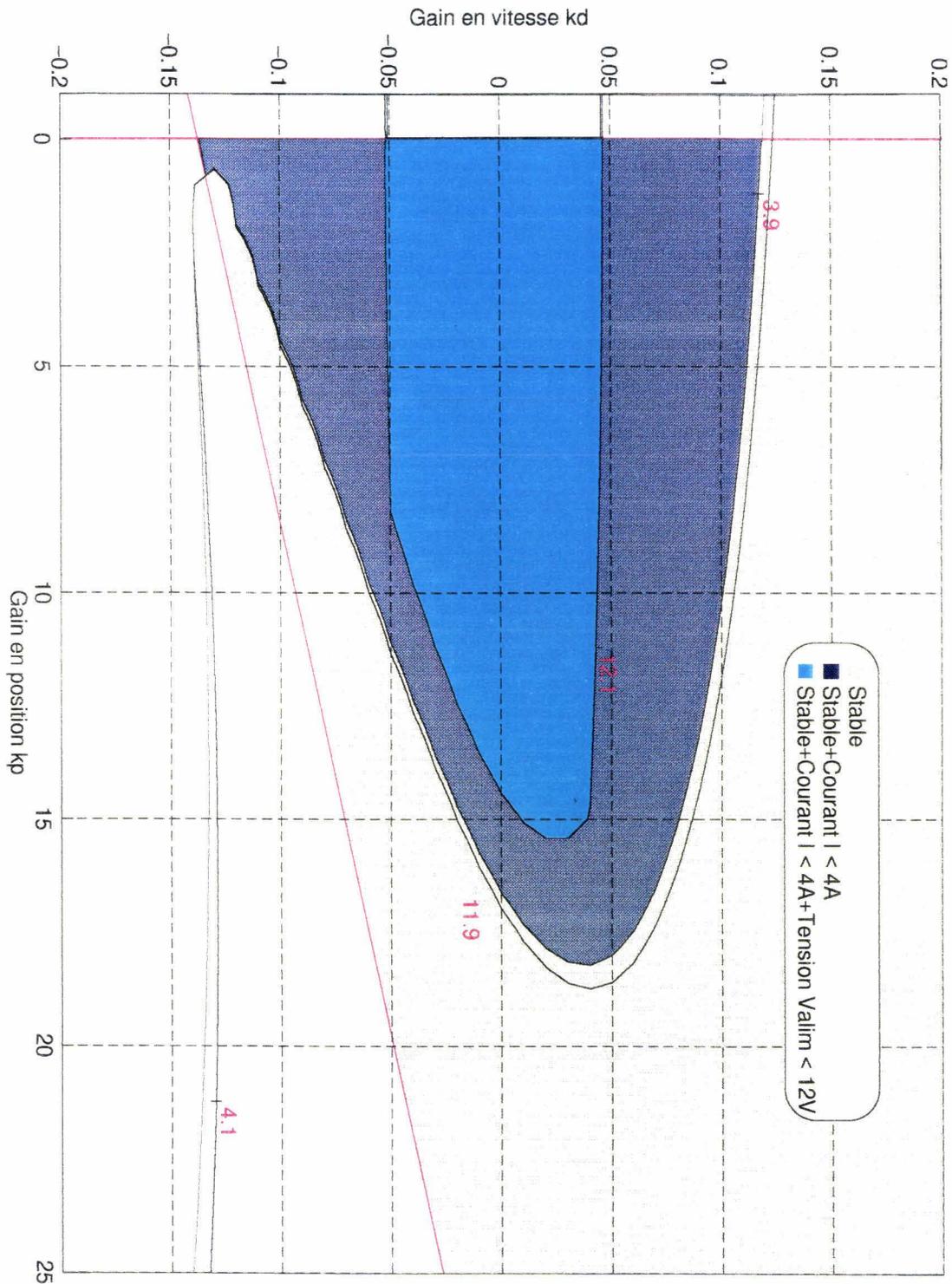


Figure (3-12) Critère de Routh et énergétiques sur un retour PD.

3.3.6.3. Cas d'un retour de type PID.

Cette fois-ci le polynôme caractéristique est d'ordre 4 :

$$D_{BF-PID}(s) = s^4 + a_2 s^3 + (a_1 + b_0 k_d) s^2 + b_0 k_p s + b_0 k_i$$

$$\begin{cases} a_2 = R/L + B/J \\ a_1 = (RB + G^2)/LJ \\ b_0 = G/LJ \end{cases} \quad \{3-34\}$$

l'écriture du critère de Routh fournit les inégalités suivantes :

$$\begin{cases} 0 < -k_p + \frac{a_2 a_1}{b_0} + a_2 k_d \\ 0 < \left(-k_p + \frac{a_2 a_1}{b_0} + a_2 k_d \right) \frac{b_0}{a_2} k_p - a_2 k_i \\ 0 < k_i \end{cases} \quad \{3-35\}$$

Comme précédemment, nous avons choisi de rajouter les deux mêmes critères énergétiques à ces contraintes. Les zones de fonctionnement sont représentées sur les figures (3-13) à (3-15). Chaque figure représente le plan (k_p, k_d) pour une valeur donnée de k_i . A partir de ces résultats, nous pouvons en déduire les généralités suivantes:

- Plus le gain intégral est élevé plus la zone de stabilité en k_p, k_d se réduit. La valeur $k_i = 1500$ constitue une limite.
- Le critère le plus contraignant concerne la tension d'alimentation du moteur.
- Les zones de variations des trois gains sont un peu près les suivantes :

$$\begin{aligned} 0 < k_p < 20 \\ -0.1 < k_d < 0.1 \\ 0 < k_i < 1500 \end{aligned}$$

3.3.7. Optimisation de l'asservissement.

L'optimisation d'un asservissement, quel qu'il soit, consiste à trouver un compromis acceptable entre une multitude de critères. Parmi ces critères, les plus importants concernent la stabilité, la rapidité et le coût énergétique.

Dans le cas de l'asservissement de la boucle primaire de la servovalve, l'optimisation résulte directement du réglage des trois gains du correcteur PID. Dans un souci permanent d'aller du plus simple vers le plus complexe, nous avons choisi d'étudier cette optimisation dans le cas d'un retour uniquement proportionnel puis proportionnel dérivé et enfin avec l'adjonction du gain d'intégration. Le cas d'un retour proportionnel s'étudie assez bien à travers la représentation fréquentielle et temporelle du système. Cette approche devient fastidieuse lorsque l'asservissement dépend de plusieurs gains.

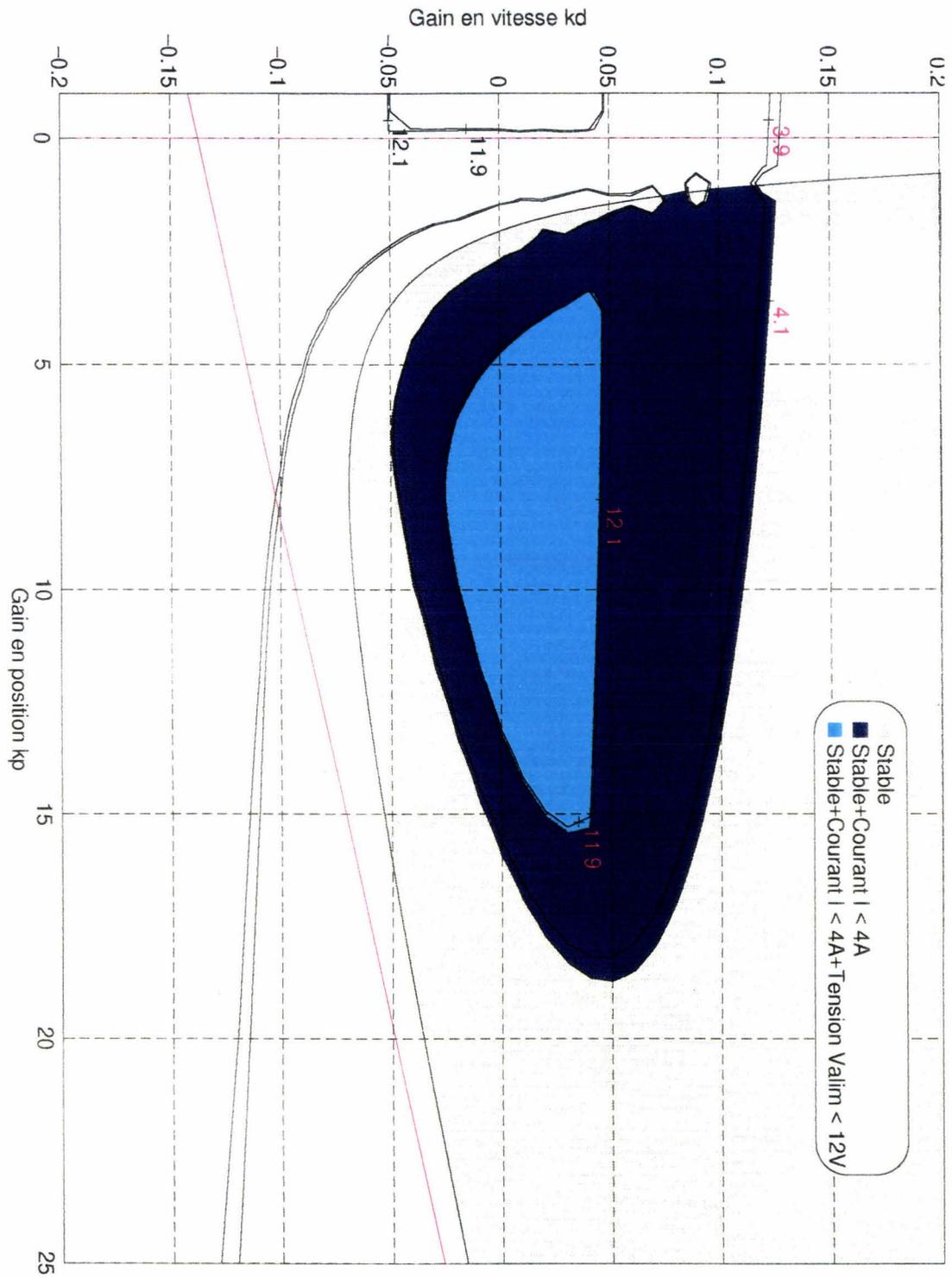


Figure (3-13) Critère de Routh et énergétiques sur un retour PID, $k_i = 500$

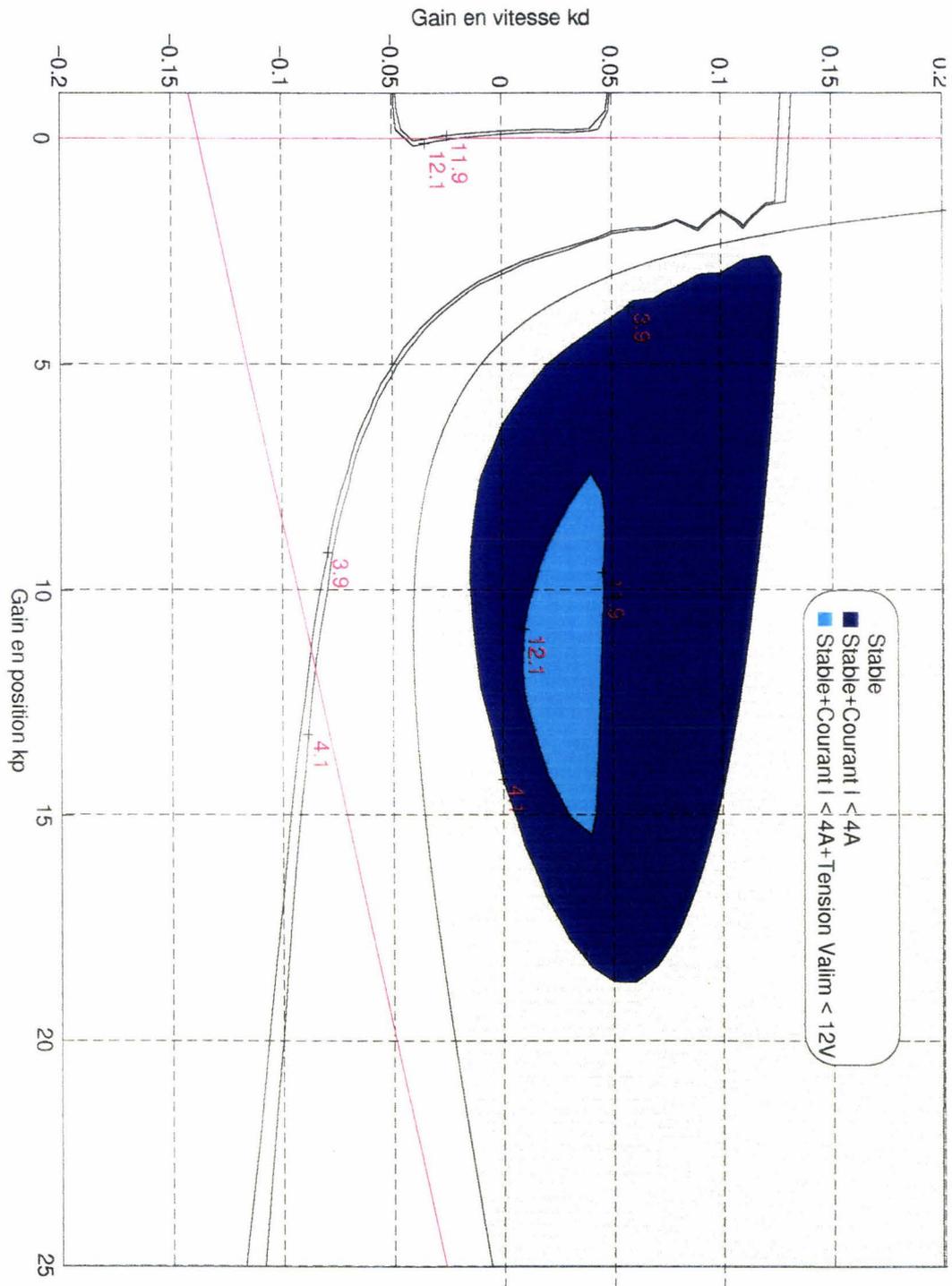


Figure (3-14) Critère de Routh et énergétiques sur un retour PID, $k_i = 1000$

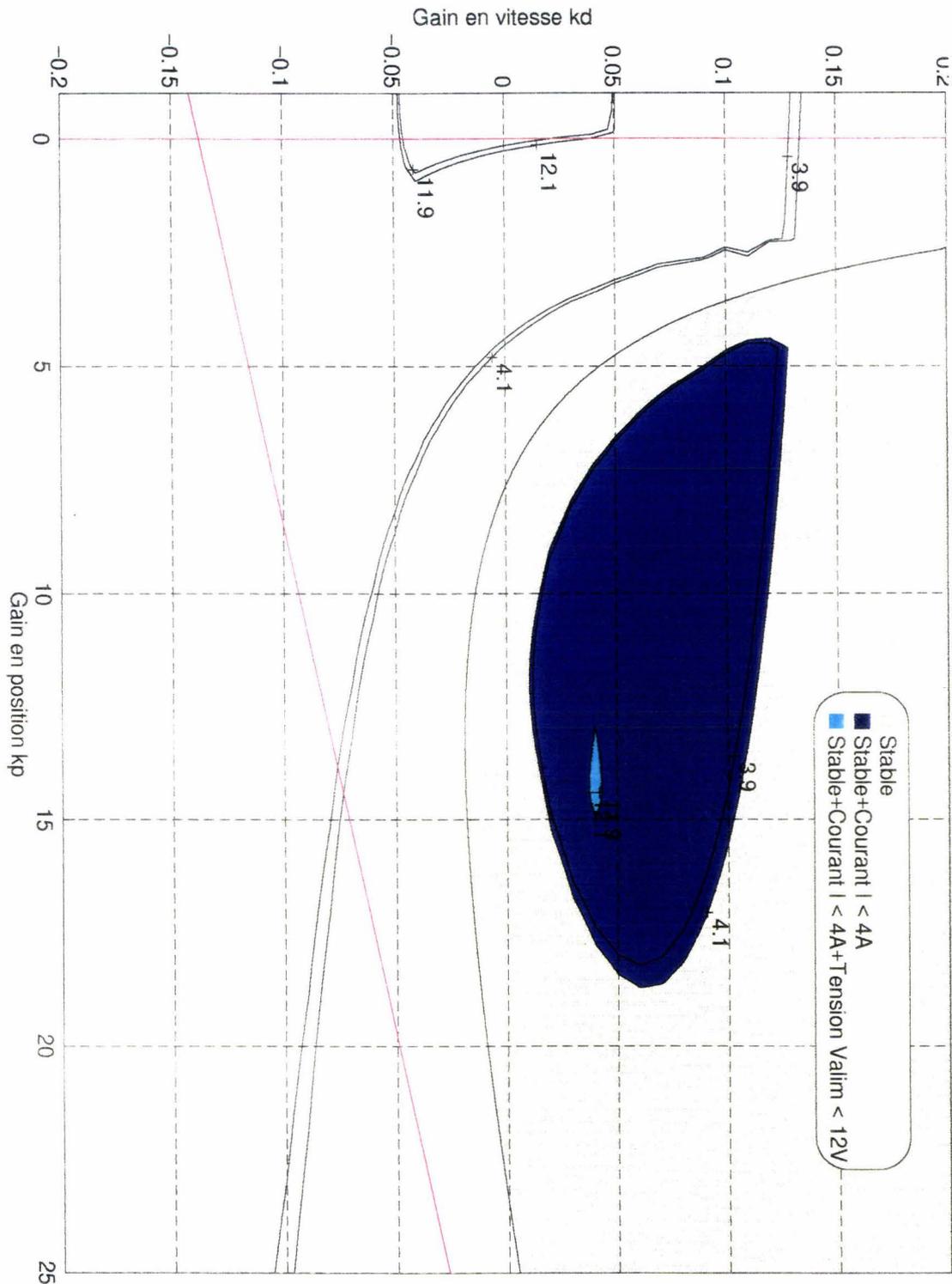


Figure (3-15) Critères de Routh et énergétiques sur un retour PID, $k_i = 1500$

C'est pourquoi une autre méthode est mise en oeuvre pour l'étude d'un retour de type proportionnel dérivé. Cette méthode consiste à représenter dans le plan de correction k_p (valeur du gain proportionnel), k_d (valeur du gain dérivé), l'ensemble des isocourbes caractéristiques des performances du système. Bande passante, surtension, fréquence de résonance, marge de phase et marge de gain. En recoupant ces courbes avec les zones énergétiques viables définies dans la partie précédente, il en

résulte alors directement des réglages acceptables à tout point de vue (stabilité, rapidité, coût) pour la servovalve.

Cette méthode est ensuite reprise pour l'étude du correcteur PID en déclinant plusieurs plans de correction (k_p , k_d) suivant la valeur du gain d'intégration k_i .

3.3.7.1. Cas d'un retour de type proportionnel.

Les figures (3-16) à (3-18) représentent les caractéristiques fréquentielles en position et en courant d'une part, et les caractéristiques temporelles sur une réponse à un échelon de consigne en position et en courant d'autre part pour un asservissement de type proportionnel. Le modèle linéaire considéré ne tient pas compte du ressort de rappel agissant en bout du tiroir. (Nous verrons par la suite dans quelle mesure cette action du ressort ainsi que les efforts hydrauliques peuvent nuire à la précision de l'asservissement).

Ces courbes sont représentées pour 4 valeurs de gain. Le tableau suivant résume les variations observées sur les courbes pour une augmentation du gain.

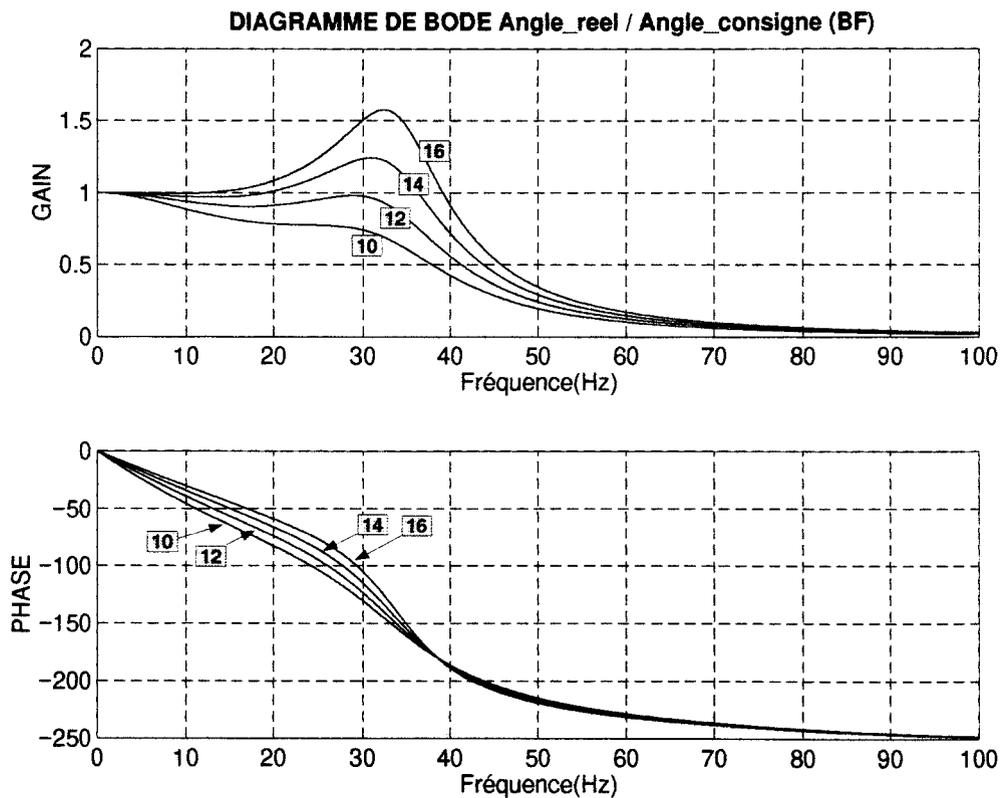


Figure (3-16)
Asservissement de type proportionnel, k_p variant de 10 à 16
Angle réel / Angle de consigne

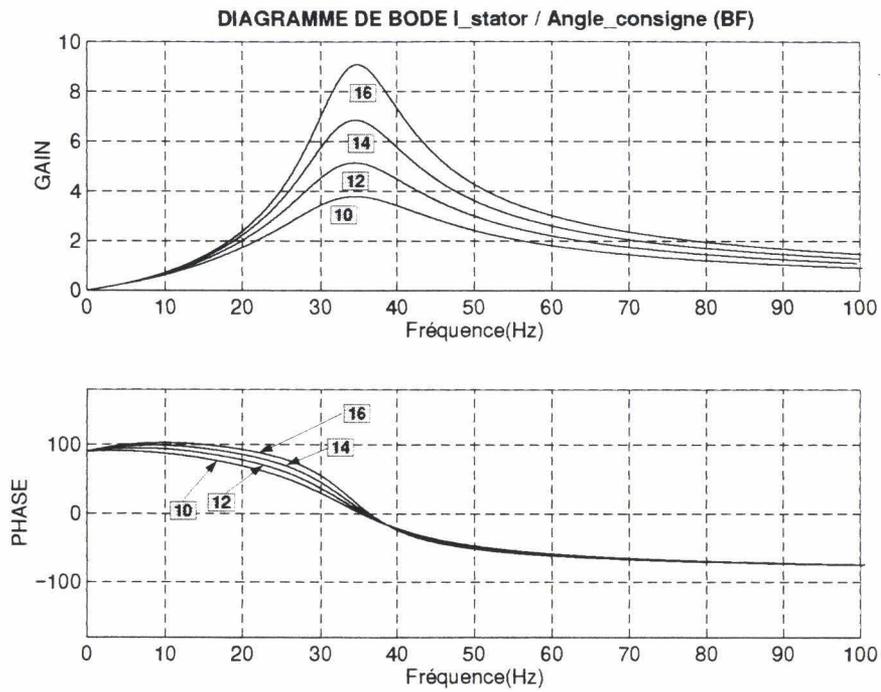


Figure (3-17)
Asservissement de type proportionnel
 k_p variant de 10 à 16
Courant / angle de consigne

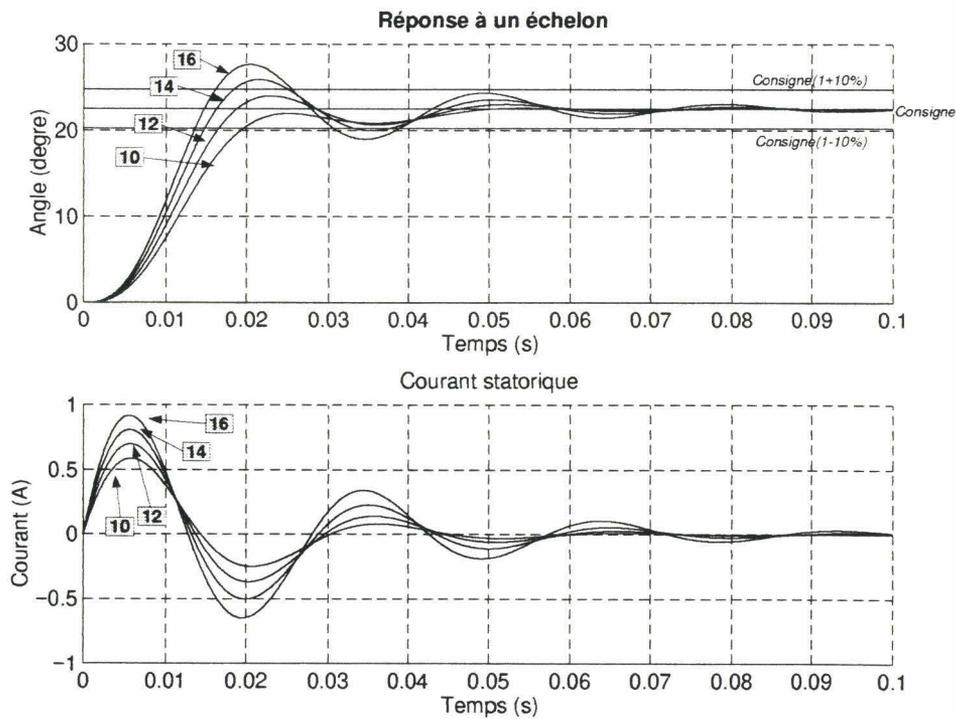


Figure (3-18)
Asservissement de type proportionnel
 k_p variant de 10 à 16
Réponse à un échelon de consigne

Sur une augmentation de k_p	Fct de transfert θ/θ_c	Fct de transfert I/θ_c
Fréquence de résonance	+	+
Surtension à la résonance	+	+
Bande passante à -3dB	+	+
Déphasage par rapport à l'entrée	-	-

Tableau (3-3)

Sur une augmentation de k_p	θ en réponse à un échelon	I en réponse à un échelon
Temps de montée	-	
Fréquence d'oscillation	=	=
Amortissement	-	-
Temps de réponse à 10%	Optimum pour k # 13	

Tableau (3-4)

Le meilleur comportement s'obtient avec k_p # 13. Il s'agit d'un bon compromis au niveau fréquentiel entre la rapidité (à travers la bande passante) et la stabilité (à travers la surtension reflet de l'amortissement) du système.

Au niveau temporel, cette valeur correspond à un dépassement acceptable et un temps de réponse à 10% optimal.

Les performances du système sur l'asservissement en position sont alors les suivantes:

$$k_p = 13$$

Surtension :	S_{BF-res} # 2 dB
Bande passante à - 3 dB :	BP_{BF} # 35 à 40 Hz
Fréquence de résonance :	f_{BF-res} # 30 Hz
Temps de réponse à l'échelon (10%) :	τ_{BF} # 15 ms
Fréquence de résonance courant:	$f_{I-BF-res}$ # 35 Hz

A titre indicatif, on rappelle également les performances du système lors de son identification fréquentielle.

$$k_p = 15.9$$

Surtension :	S_{BF-res} # 4 dB
Bande passante à - 3 dB :	BP_{BF} # 40 à 45 Hz
Fréquence de résonance :	f_{BF-res} # 33 Hz
Temps de réponse à l'échelon (10%):	τ_{BF} # 40 ms
Fréquence de résonance courant:	$f_{I-BF-res}$ # 35 Hz

3.3.7.2. Cas d'un retour de type PD.

Une autre méthode est ici mise à profit. Elle consiste à représenter dans le plan des deux gains de correction k_p et k_d l'ensemble des réseaux de courbes caractéristiques de la fonction de transfert de l'asservissement θ/θ_c : Marge de gain et de phase calculée en boucle ouverte pour quantifier le niveau de stabilité, bande passante, fréquence de résonance pour l'évaluation de la rapidité, surtension pour caractériser l'amortissement. Le calcul explicite de chacune de ces valeurs est quasiment inextricable.

Ces réseaux de courbes résultent donc directement du calcul systématique pour tous les couples (k_p , k_d) possibles à l'aide de l'outil informatique.

On trouvera dans l'annexe (3-1) les définitions des valeurs calculées ici. La fonction de transfert en boucle ouverte $G_{bo}(s)$ correspond au rapport de l'angle moteur θ sur sa tension d'alimentation V_c . Le schéma de la figure (3-19) décrit l'asservissement étudié et laisse apparaître la fonction de transfert en boucle ouverte utilisée pour le calcul des marges de gain et de phase. La figure (3-19) représente les isocourbes obtenues.

- Les isomarges de gain ont l'allure de droites parallèles entre elles et justifient le fait que le gain dérivé stabilise le système.
- Les isomarges de phase indiquent qu'il faut limiter le gain proportionnel sous peine d'obtenir un système trop instable.
- Les isosurtensions rappellent cette tendance. Diminution de la marge de phase et augmentation de la surtension vont de paire.

Pour améliorer la bande passante et la fréquence de résonance de l'asservissement, il est nécessaire d'augmenter chacun des deux gains. A noter également, au vu des courbes, la présence d'une zone du plan pour laquelle la fréquence de résonance est inexistante, et une bande passante malgré tout importante. Dans cette zone, le gain chute dès les basses fréquences mais dans une proportion inférieure à -3dB (ou 0.7 du gain statique) et jusqu'à des fréquences qui peuvent être élevées (50 Hz). Ce comportement d'un point de vue énergétique est tout à fait intéressant (Cf les zones de stabilité du paragraphe précédent). Mais il nuit à la précision dynamique puisque le gain chute dès les basses fréquences. On préférera donc des gains plus proches du gain statique sur toutes les gammes de fréquence, mais en vérifiant que l'on ne s'éloigne pas trop des zones énergétiques viables définies dans le paragraphe précédent. En pratique, les valeurs retenues sont :

$$15 < k_p < 20$$

$$0 < k_d < 0.06$$

En conclusion, on vérifie bien que **l'adjonction d'un gain dérivé dans la boucle de régulation stabilise et accélère l'asservissement.**

A titre d'exemple, nous choisirons les deux réglages suivants:

$$k_p = 16$$

$$k_d = 0.02$$

Surtension :	$S_{BF-res} \# 1.7 \text{ dB}$
Bande passante à - 3 dB :	$BP_{BF} \# 44 \text{ Hz}$
Fréquence de résonance :	$f_{BF-res} \# 34 \text{ Hz}$
Marge de gain :	$m_g \# 8.6 \text{ dB}$
Marge de phase:	$m_p \# 62^\circ$

$$k_p = 18$$

$$k_d = 0.06$$

Surtension :	$S_{BF-res} \# 1.7 \text{ dB}$
Bande passante à - 3 dB :	$BP_{BF} \# 49 \text{ Hz}$
Fréquence de résonance :	$f_{BF-res} \# 38 \text{ Hz}$
Marge de gain :	$m_g \# 13.3 \text{ dB}$
Marge de phase:	$m_p \# 61^\circ$

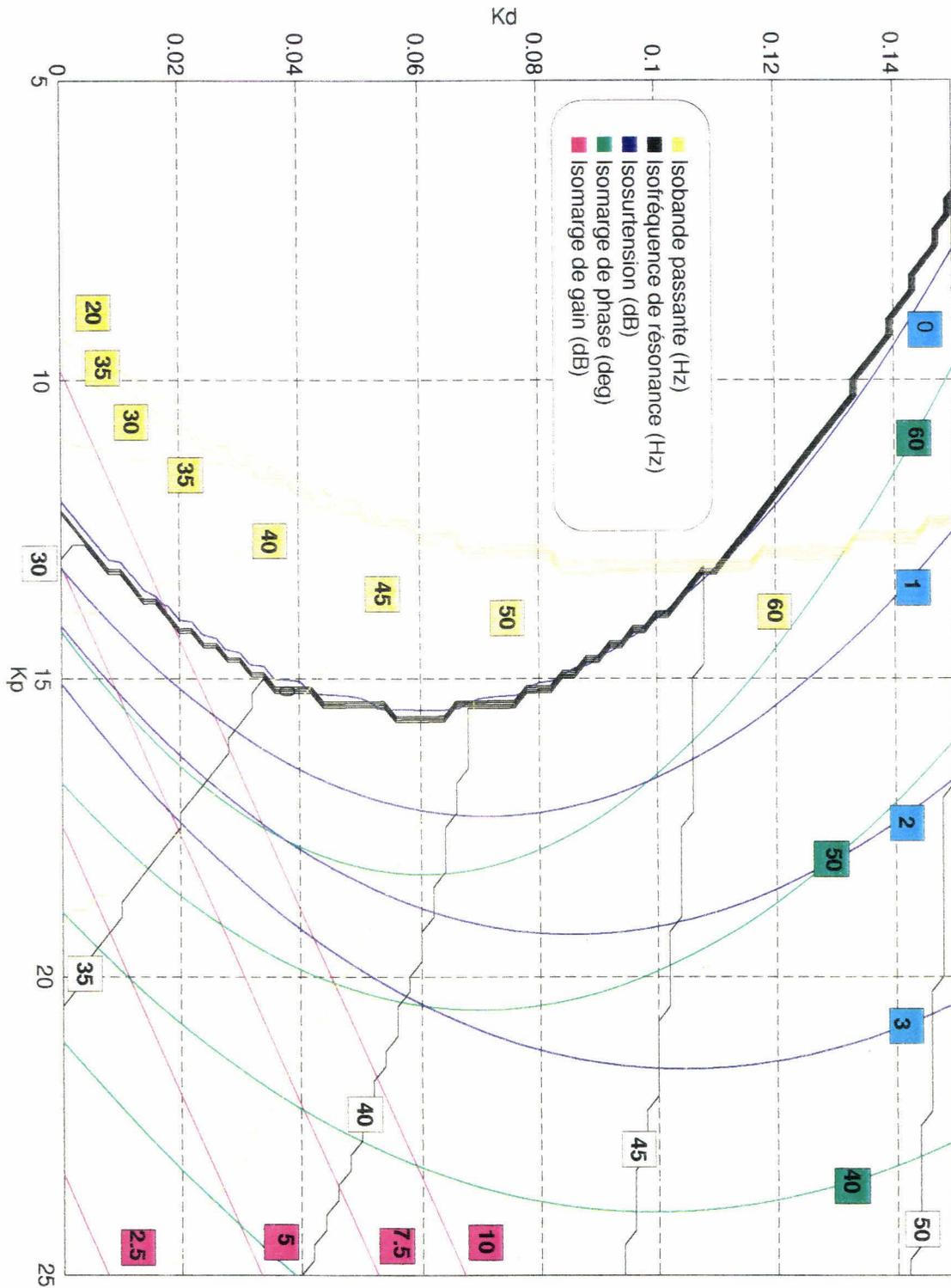


Figure (3-19)
Optimisation des gains du correcteur PD

3.3.7.3. Cas d'un retour de type PID.

Les figures (3-20) à (3-22) présentent les caractéristiques isocourbes dans le plan (k_p , k_d) pour divers valeurs du gain d'intégration k_i . Au vu de ces courbes, il apparaît globalement que le **gain**

d'intégration déstabilise l'asservissement. Plus précisément sur une augmentation du gain d'intégration k_i :

- Les isomarges de gain remontent, ce qui nécessite soit de limiter le gain proportionnel, soit d'augmenter le gain dérivé (effet stabilisateur) pour obtenir des performances comparables à celles obtenues dans le cas où le gain d'intégration est nul.
- L'évolution des isomarges de phase montre la même tendance, à savoir baisse du gain proportionnel et augmentation du gain dérivé pour assurer le même niveau de stabilité que dans le cas du retour PD.
- Les isosurtensions se resserrent les unes des autres, celles représentatives des surtensions les plus faibles disparaissent. Cela montre une fois encore l'aspect déstabilisateur du gain d'intégration k_i .
- La bande passante à -3dB diminue au fur et à mesure que k_i augmente si on maintient k_p et k_d constants. Non seulement l'adjonction de k_i déstabilise mais elle ralentit le système.
- La zone pour laquelle la fréquence de résonance est très faible et où pourtant la bande passante reste considérable s'agrandit. Dans cette zone, la surtension est importante. La fonction de transfert a l'allure de la figure (3-23). Bien évidemment, ce comportement est à éviter (Amplification trop importante des basses fréquences).

Au final, pour conserver les mêmes performances, il est nécessaire d'augmenter k_p , d'éventuellement changer k_d au fur et à mesure que l'on augmente k_i . Au regard des zones énergétiques recommandées dans le paragraphe précédent, il est au contraire préconisé de limiter la valeur de ces deux gains sur une augmentation du gain d'intégration. Par ailleurs, k_i en augmentant détruit à la fois la stabilité et la rapidité de l'asservissement de position. Son seul avantage réside dans un rejet par le système de commande des efforts statiques de perturbation tiroir (effort de rappel du ressort, forces de jet, blocage...). Par conséquent, nous choisirons une valeur de k_i suffisamment importante pour assurer une bonne précision sur la position du tiroir malgré les efforts de perturbation, et suffisamment faible pour assurer une stabilité et une rapidité correcte.

En prenant en considération ces remarques, nous choisissons par exemple :

$$\begin{aligned} k_p &= 18 \\ k_d &= 0.05 \\ k_i &= 500 \end{aligned}$$

Surtension :	$S_{BF-res} \# 1.7 \text{ dB}$
Bande passante à - 3 dB :	$BP_{BF} \# 49 \text{ Hz}$
Fréquence de résonance :	$f_{BF-res} \# 38 \text{ Hz}$
Marge de gain :	$m_g \# 13 \text{ dB}$
Marge de phase:	$m_p \# 61^\circ$

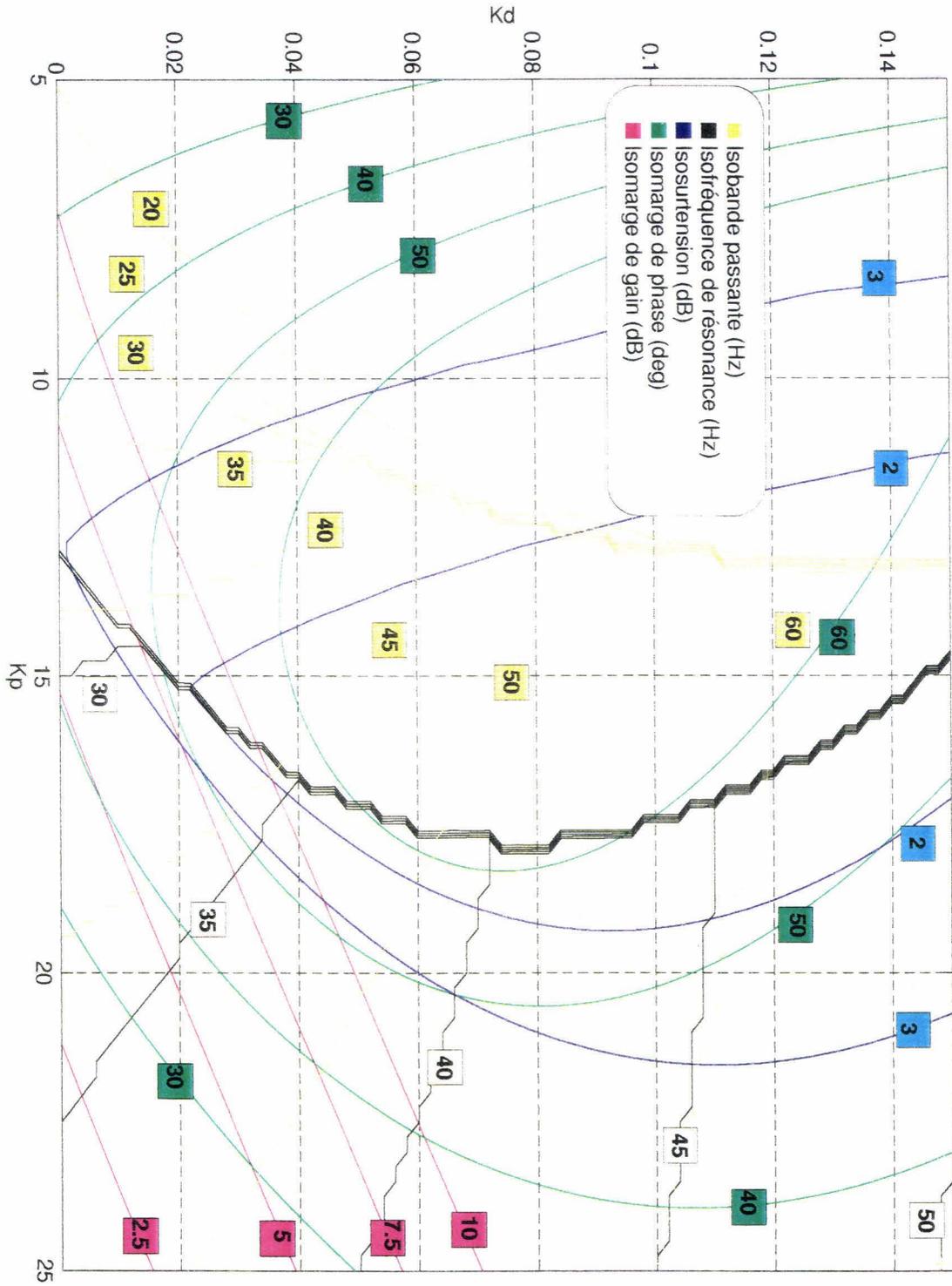


Figure (3-20)
Optimisation du correcteur PID, $k_i = 500$

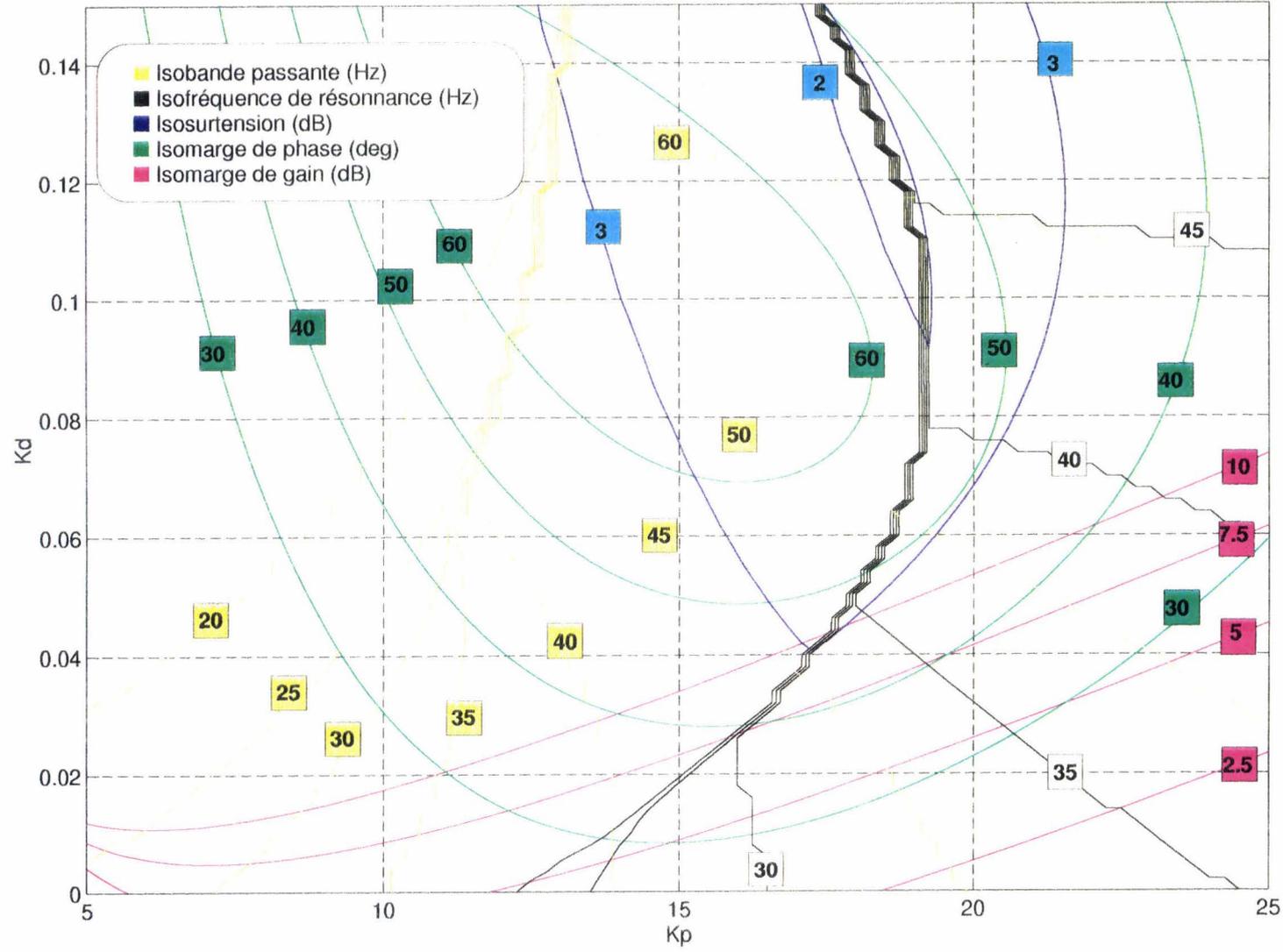


Figure (3-21)
Optimisation du correcteur PID, $k_i = 1000$

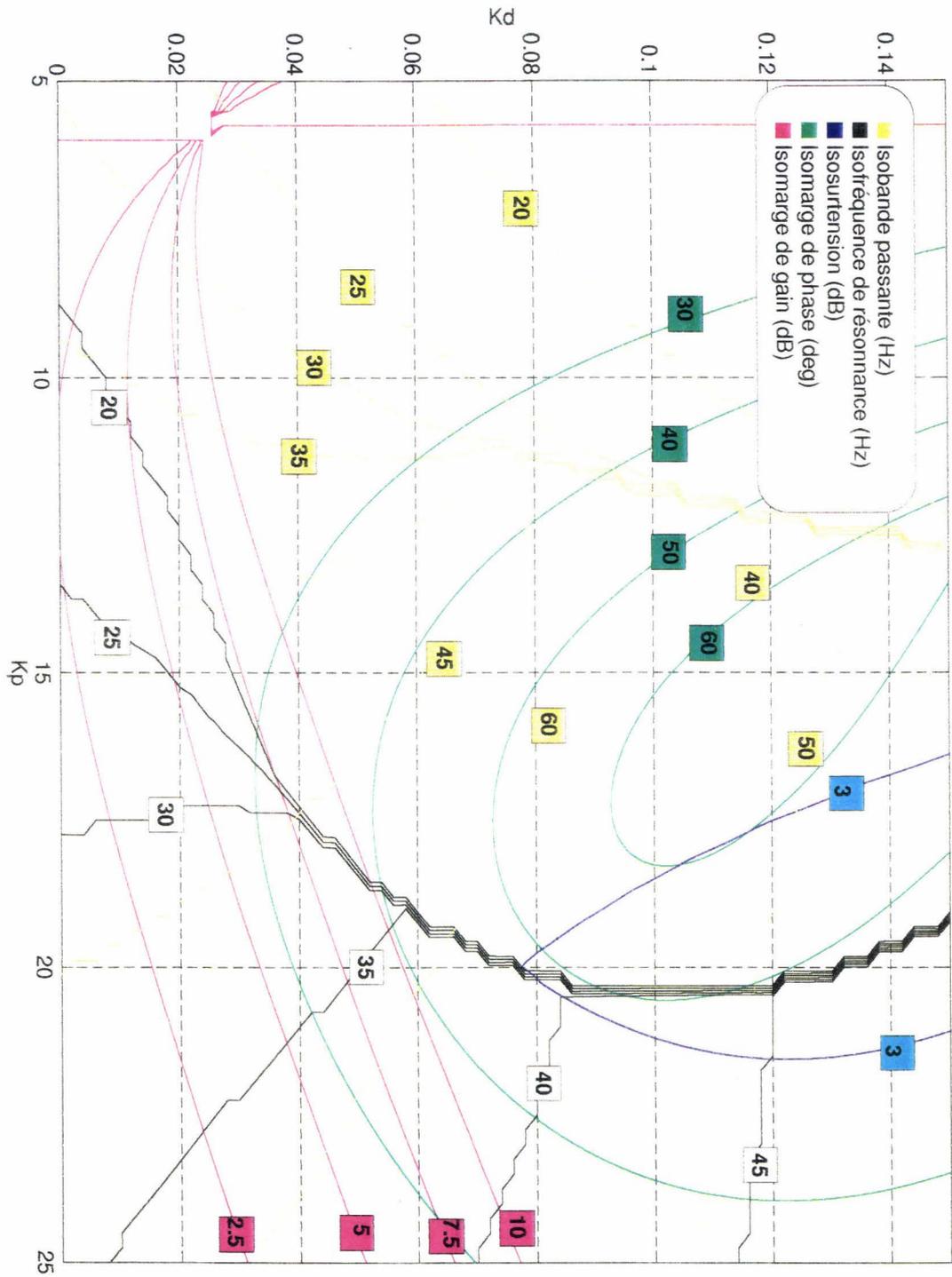


Figure (3-22)
Optimisation du correcteur PID, $k_i = 1500$

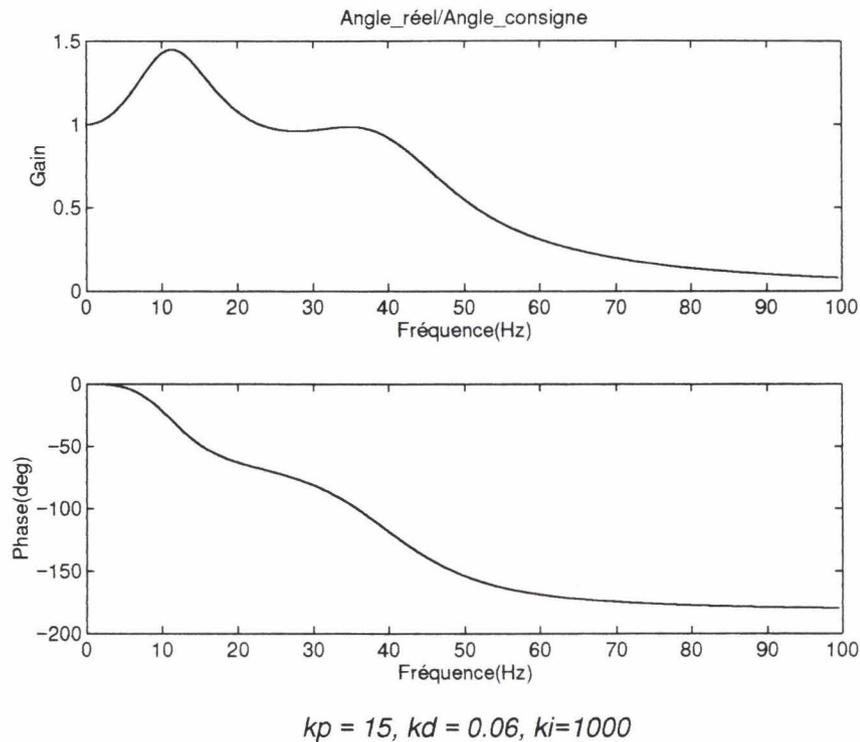


Figure (3-23) Exemple d'une suramplification des basses fréquences

3.3.8. Etude de la robustesse de la servovalve.

L'objectif de ce paragraphe est d'évaluer les modifications de performances de la servovalve sur une variation de ses paramètres physiques. De telles variations peuvent résulter soit de tolérances de fabrications, soit d'une dégradation au cours du temps (vieillesse), soit d'écarts conséquents de températures, soit de perturbations extérieures exceptionnelles telles qu'un choc, une surtension, une surintensité... En somme, on cherche à caractériser la servovalve face aux conditions automobiles.

Cette étude permet également de savoir sur quel(s) paramètre(s) physique(s) jouer pour obtenir de meilleures performances, ainsi que les compromis à respecter dans le cas où l'on souhaite redimensionner la servovalve.

Enfin, elle permet la connaissance des paramètres les plus sensibles et qui nécessitent donc une identification précise. Si tel n'est pas le cas, le modèle résultant devient peu fiable dans sa représentation des phénomènes réels.

3.3.8.1. Etude de sensibilité sur le système en boucle ouverte sans ressort de rappel.

Les performances de la servovalve sont jugées à partir du gain statique en vitesse, de l'amortissement réduit, de la fréquence naturelle, de la fréquence de résonance et de la bande passante à -3 dB.

Le calcul des dérivées partielles du gain statique en vitesse, de la pulsation naturelle et de l'amortissement réduit par rapport à chacun des paramètres détermine leurs influences respectives. Après calculs, nous obtenons:

$$G_0 = \frac{G}{RB + G^2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial G_0}{\partial L} = \frac{\partial G_0}{\partial J} = 0 \\ \frac{\partial G_0}{\partial R} = \frac{-GB}{(RB + G^2)^2} \\ \frac{\partial G_0}{\partial B} = \frac{-GR}{(RB + G^2)^2} \\ \frac{\partial G_0}{\partial G} = \frac{RB - G^2}{(RB + G^2)^2} \end{array} \right. \quad \{3-36\}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{RB + G^2}{LJ}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \omega_0}{\partial L} = \frac{-(RB + G^2)^{1/2}}{2L^{3/2} J^{1/2}} \\ \frac{\partial \omega_0}{\partial J} = \frac{-(RB + G^2)^{1/2}}{2J^{3/2} L^{1/2}} \\ \frac{\partial \omega_0}{\partial R} = \frac{B}{2(LJ(RB + G^2))^{1/2}} \\ \frac{\partial \omega_0}{\partial B} = \frac{R}{2(LJ(RB + G^2))^{1/2}} \\ \frac{\partial \omega_0}{\partial G} = \frac{G}{(LJ(RB + G^2))^{1/2}} \end{array} \right. \quad \{3-37\}$$

$$\xi_0 = \frac{1}{2\sqrt{RB + G^2}} \left(R\sqrt{\frac{J}{L}} + B\sqrt{\frac{L}{J}} \right)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \xi_0}{\partial L} = \frac{BL - RJ}{4(J(RB + G^2))^{1/2} L^{3/2}} \\ \frac{\partial \xi_0}{\partial J} = \frac{RJ - BL}{4(J(RB + G^2))^{1/2} L^{3/2}} \\ \frac{\partial \xi_0}{\partial R} = \frac{2G^2 J + JRB - B^2 L}{4(LJ)^{1/2} (RB + G^2)^{3/2}} \\ \frac{\partial \xi_0}{\partial B} = \frac{2G^2 L + LRB - B^2 J}{4(LJ)^{1/2} (RB + G^2)^{3/2}} \\ \frac{\partial \xi_0}{\partial G} = \frac{-(RJ + BL)G}{2(LJ)^{1/2} (RB + G^2)^{3/2}} \end{array} \right. \quad \{3-38\}$$

Compte tenu des valeurs numériques, l'influence des paramètres sur la dynamique de la servovalve en boucle ouverte est déterminée par le tableau suivant :

Variation de 10% du paramètre physique	Gain e.m G+ΔG	Résistance stator R+ΔR	Frottement méc B+ΔB	Inductance stator L+ΔL	Inertie méc J+ΔJ
Gain en vitesse G ₀	-6.1	-1.8	-1.8	0	0
Fréquence propre	+8.2	+0.9	+0.9	-4.7	-4.7

f_0					
Amortissement réduit	-7.6	+6	+2.1	-1.8	+2
ζ_0					
Bande passante à -3dB	+11.2	-1.4	+0.1	-4	-5.4
Fréquence de résonance	+10.4	-0.8	-0.3	-4.2	-5.2
f_{res}					
RAPIDITE	+	-	+	-	-
STABILITE	-	+	+	-	+

Tableau (3-5)

Le gain électromagnétique apparait clairement comme le paramètre le plus sensible. Pour obtenir un fonctionnement le plus uniforme, celui-ci doit être le plus constant possible. Plus exactement, le gain doit être indépendant de la position du rotor et de la quantité de courant qui traverse les bobines statoriques. Cette propriété se vérifie effectivement par la mesure (cf étude non-linéaire). En fait, la constance du gain électromagnétique provient essentiellement du choix de 4 pôles entre le stator et le rotor et la limitation à une course de 45 degrés.

A noter également que le choix de ce gain correspond à un compromis rapidité/stabilité.

La valeur des frottements visqueux mécaniques est celle dont les variations produisent le moins de changements sur les performances du système. Néanmoins, la prudence reste de mise, car en fonction des tolérances de fabrication et des écarts de température, le frottement visqueux peut facilement varier d'un facteur 2 (100%). Et en fin de compte, son influence est peut être aussi grande que celle du gain électromagnétique (au pire 20% d'écart sur l'amortissement réduit et 18% sur le gain en vitesse pour 100% d'augmentation).

A noter également qu'une augmentation de ce frottement visqueux stabilise et accélère le système en boucle ouverte. Mais cette amélioration s'accompagne d'une baisse du gain en vitesse statique, ce qui signifie (la suite de l'exposé le confirmera) que l'on atteint toute position plus lentement, et en définitive la dynamique de l'asservissement est ralentie.

Du point de vue identification, le paramètre de frottement visqueux est celui dont la connaissance est la plus imprécise. Mais comme son influence est faible sur les performances du système, l'erreur commise sur le système par une erreur d'estimation de ce paramètre ne sera pas très importante.

Les variations de la résistance électrique sont légèrement plus influentes que celles sur les frottements visqueux mécaniques (notamment sur l'amortissement réduit). Ces variations se font au détriment soit de la stabilité soit de la rapidité.

Les variations de l'inductance statorique influent surtout sur la fréquence naturelle et sur la fréquence de résonance. Il est préconisé une inductance la plus faible possible pour améliorer la stabilité et la rapidité de la servovalve.

Les variations de l'inertie statorique influent essentiellement sur la fréquence naturelle et sur la fréquence de résonance tout comme l'inductance (qui n'est autre qu'une inertie électrique). Par contre cette variation se fait au détriment de la stabilité ou de la rapidité suivant son signe.

3.3.8.2. Etude de sensibilité du système en boucle fermée.

Une première étude de sensibilité de la dynamique du modèle de la servovalve aux paramètres de construction a été effectuée en boucle ouverte. Elle a permis d'en dégager les paramètres les plus influents.

L'introduction de la boucle d'asservissement modifie la dynamique du système et à priori modifie également sa sensibilité aux éléments de construction. C'est pourquoi, nous avons reconduit cette étude.

Par ailleurs, le chapitre précédent a permis la détermination de valeurs de gains de correction acceptables du point de vue rapidité, stabilité, coût, et précision. Nous nous contenterons donc d'étudier la sensibilité du système pour ces choix précis de correction.

Pour apprécier les variations de comportement de l'asservissement, nous utilisons comme précédemment les valeurs caractéristiques de la fonction de transfert du système : Marge de gain, marge de phase, surtension, bande passante et fréquence de résonance. Plus précisément, tous les paramètres du modèle subissent tour à tour une variation de +/- 10%, et on calcule les variations qui en résultent sur les valeurs caractéristiques de la fonction de transfert de la position par rapport à sa consigne (**Annexe (3-2)**)

Réglages :	Bande passante(Hz)	Surtension(dB)	Fréquence résonance(Hz)	Marge de gain(dB)	Marge de phase(deg)
kp=13	39	0.85	30	7.5	64
kp=15.9	42	3.8	32	5.9	53
kp=16,kd=0.02	44	1.7	34	8.6	62
kp=18, kd=0.05	49	1.7	38	13.3	61
kp=18, kd=0.06, ki=500	48	2.06	37	12.3	57

Tableau (3-6)

- A la lecture des différentes figures, les paramètres les plus influents sur le système du point de vue de la rapidité et de sa stabilité sont le gain électromagnétique, le gain d'asservissement proportionnel, la résistance et l'inductance, c'est-à-dire les paramètres de construction de l'actionneur rotatif. Il s'agit également des éléments physiques à travers desquels circulent les puissances les plus faibles (électriques). Une variation de ces paramètres modifie la répartition de ces puissances, qui ensuite sont amplifiées, ce qui accentue d'autant la variation des performances de l'asservissement. En somme, la servovalve, comme tout actionneur, est un amplificateur de puissance, dont les éléments les plus influents sur ses performances sont ceux les plus en amont de l'amplification. Ces paramètres nécessitent en conséquence une identification plus précise encore que les autres paramètres.
- Les amortissements mécaniques sont peu influents. Mais parmi tous les paramètres, ce sont ceux qui sont susceptibles de varier le plus. A titre d'exemple, une variation du jeu entre la chemise et le tiroir de 1µm peut faire varier la valeur de l'amortissement de quasiment 100%. (L'amortissement est inversement proportionnel au jeu).
- Sur la marge de gain, le réglage PID est plus sensible que le réglage PD, lui-même plus sensible que le réglage avec un retour exclusivement proportionnel. Néanmoins, notons que les réglages PID et PD aboutissent à des marges de gain plus grandes donc tolérant plus d'écarts.
- Sur la marge de phase, les réglages PD et PID sont plus sensibles que le réglage proportionnel. Cette fois-ci les marges de phase sont quasiment identiques dans tous les cas.
- Sur la fréquence de résonance, pour le cas proportionnel, certaines variations produisent une disparition de la résonance. Dans le cas du retour PID, par contre, la fréquence de résonance est toujours présente, mais est susceptible d'être supplantée par une résonance basse fréquence produite

par l'effet intégrateur de l'asservissement. A part ces cas particuliers, les variations de fréquence ne dépassent jamais 6% sur une variation de 10% positive ou négative de chaque paramètre.

- Sur la surtension à la résonance, la prudence reste de mise puisqu'il faut écarter les cas où la résonance disparaît (cas proportionnel) et les cas où elle devient prépondérante sur les basses fréquences (cas PID). Sinon, il apparaît que l'adjonction du gain dérivée ou d'intégration réduit la variation de la surtension. Mais remarquons que la surtension choisie dans les cas de retour PD et PID est nettement plus importante que celle choisie dans le cas du retour proportionnel.
- Sur la bande passante, quels que soient les réglages, les variations sont équivalentes et toujours inférieures à 6%.
- Tous ces tracés ont été obtenus à partir d'une variation positive puis négative de chacun des paramètres de construction de la servovalve. A chaque fois (en écartant les cas où la résonance disparaît), les signes de variation des grandeurs caractéristiques de la fonction de transfert de l'asservissement sont identiques quel que soit le réglage et se résument au tableau (3-7). Ce tableau indique l'influence d'une variation positive de chaque paramètre sur la stabilité et la rapidité de l'asservissement. Une variation négative fournirait les signes inverses. La stabilité est jugée à partir des variations des marges de gain et de phase et de la surtension. La rapidité est décrite par rapport aux variations de la bande passante. Ce tableau aboutit à des conclusions déjà pressenties dans l'étude en boucle ouverte :
 - Une variation positive des amortissements électrique (résistance) ou mécanique (frottement palier et tiroir) stabilise l'asservissement, mais le ralentit.
 - Une variation positive des inerties électrique (self) et mécaniques (rotor et tiroir) déstabilise et ralentit l'asservissement.
 - Une variation positive du gain proportionnel accélère l'asservissement mais le déstabilise. Une variation positive du gain dérivée accélère et stabilise le processus (au détriment de la consommation énergétique).

Sur une augmentation de :	RAPIDITE	STABILITE
Résistance	-	+
Inductance	-	-
Inertie rotor	-	-
Frottement paliers	-	+
Bras de levier	-	+
Masse tiroir	-	-
Frottement tiroir	-	+
Gain e.m	+	+
Gain k_p	+	-
Gain k_d	+	+
Gain k_i	?	-

Tableau (3-7)

3.3.9. Influence des efforts de perturbations sur l'asservissement.

3.3.9.1. Evaluation à partir de la fonction de transfert.

L'actionneur rotatif, tout comme le distributeur hydraulique, est soumis à de nombreux efforts. Le modèle linéaire établi précédemment tient compte d'un certain nombre de ces efforts, à savoir uniquement les efforts de type visqueux. Comme ces efforts dépendent de la vitesse, ils sont nuls sur n'importe quelle position statique du tiroir.

En réalité de nombreux autres efforts interviennent qui eux, ont l'inconvénient d'être d'une valeur conséquente sur les vitesses faibles, à savoir :

- Les efforts du ressort de rappel tiroir qui associent à chaque position statique du tiroir un effort.
- Les frottements de type sec qui agissent en régime statique.
- Les effets de jet qui produisent des efforts importants sur le tiroir et qui ont tendance à le ramener dans sa zone de recouvrement.

Pour comprendre l'influence de tous ces efforts sur l'asservissement en position du tiroir, il suffit de reprendre le modèle Bond-Graph linéaire établi précédemment, d'y adjoindre une source d'effort sur l'ensemble mécanique formé par le rotor et le distributeur (cf. figure (3-24)).

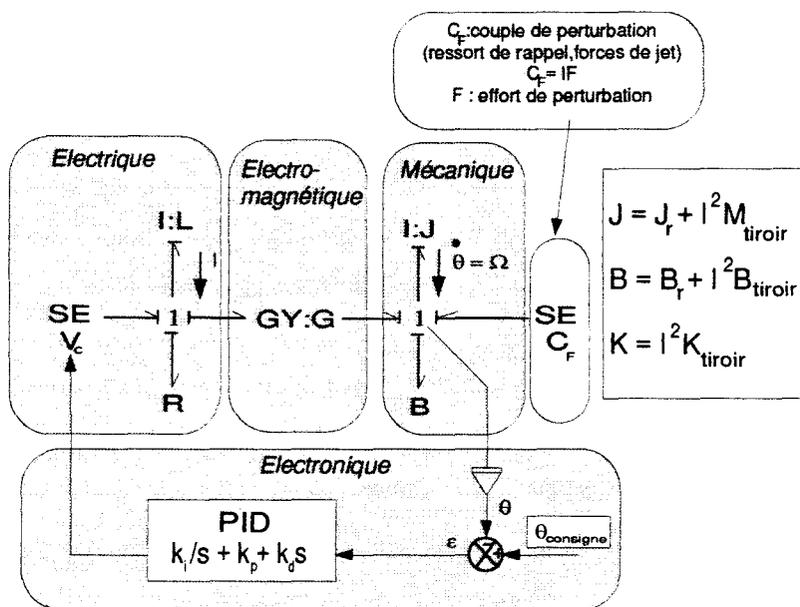


Figure (3-24)
Bond-Graph linéaire simplifié de la servovalve
Prise en compte des perturbations tiroir

L'équation d'état se réécrit alors de la façon suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{I} \\ \dot{\Omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R & -G \\ \frac{L}{G} & -B \\ \frac{L}{J} & \frac{J}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I \\ \Omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{L} \\ 0 \end{bmatrix} V_c + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J} \end{bmatrix} C_F \quad \{3-39\}$$

D'où l'on extrait l'expression en boucle ouverte de la vitesse angulaire du moteur et du courant statorique :

$$\begin{bmatrix} I \\ \Omega \end{bmatrix}(s) = \frac{1}{s^2 + 2\xi_0\omega_0s + \omega_0^2} \begin{bmatrix} \frac{s+B/J}{L} & -G_0\omega_0^2 \\ G_0\omega_0^2 & \frac{s+R/L}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_c \\ C_F \end{bmatrix}(s) \quad \{3-40\}$$

$$\begin{cases} \omega_0^2 = \frac{RB+G^2}{LJ} \\ 2\xi_0\omega_0 = \frac{R}{L} + \frac{B}{J} \\ G_0\omega_0^2 = \frac{G}{LJ} \end{cases}$$

En tenant compte de l'asservissement de type PID:

$$V_c = \left(\frac{k_i}{s} + k_p + k_d s \right) (\theta_c - \theta) \quad \{3-41\}$$

l'expression fréquentielle du courant et de l'angle du moteur sont les suivantes:

$$\begin{bmatrix} \theta \\ I \end{bmatrix}(s) = \frac{1}{D_{BF}(s)} \begin{bmatrix} G_0\omega_0^2(k_d s^2 + k_p s + k_i) & (s/J)(s+R/L) \\ (s/L)(s+B/J)(k_d s^2 + k_p s + k_i) & -(1/LJ)((k_d + G)s^2 + k_p s + k_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_c \\ C_F \end{bmatrix}(s) \quad \{3-42\}$$

$$D_{BF}(s) = s^2(s^2 + 2\xi_0\omega_0s + \omega_0^2) + G_0\omega_0^2(k_d s^2 + k_p s + k_i) \quad \{3-43\}$$

Sur une consigne en position et un effort de perturbation statique, l'angle et le courant ont pour valeur en régime permanent :

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_c \\ I &= \frac{-C_F}{G} \end{aligned} \quad \{3-44\}$$

Pour maintenir la position du moteur à sa valeur de consigne, celui-ci doit fournir un courant dont le couple correspondant s'oppose exactement à l'effort de perturbation.

Par contre, dans le cas où le correcteur se réduit à un retour de type proportionnel dérivé, les expressions fréquentielles précédentes deviennent :

$$\begin{bmatrix} \theta \\ I \end{bmatrix}(s) = \frac{1}{D_{BF-PD}(s)} \begin{bmatrix} G_0\omega_0^2(k_d s + k_p) & (1/J)(s+R/L) \\ (s/L)(s+B/J)(k_d s + k_p) & -(1/LJ)((k_d + G)s + k_p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_c \\ C_F \end{bmatrix}(s) \quad \{3-45\}$$

$$D_{BF-PD}(s) = s(s^2 + 2\xi_0\omega_0s + \omega_0^2) + G_0\omega_0^2(k_d s + k_p) \quad \{3-46\}$$

Soit en régime statique :

$$\begin{cases} \theta = \theta_c + \frac{R}{Gk_p} C_F \\ I = -\frac{C_F}{G} \end{cases} \quad \{3-47\}$$

Il apparaît alors clairement que dans le cas où le gain d'intégration est nul, tout effort statique constitue une erreur supplémentaire entre la position réelle et la position de consigne. L'expression de cette erreur est la suivante:

$$\varepsilon = \frac{R}{Gk_p} C_F \quad \{3-48\}$$

L'erreur croît proportionnellement à la résistance statorique et en ordre inverse du gain électromagnétique et du gain en position. Cette erreur s'accompagne d'une consommation permanente de courant qui produit le couple nécessaire au maintien du moteur dans une position stationnaire.

En conclusion, k_i permet essentiellement le rejet de tout effort de perturbation statique pour assurer une précision suffisante.

3.3.9.2. Cas du ressort de rappel.

On revient au modèle linéaire défini initialement en tenant compte de l'action d'un ressort de rappel linéaire sur le tiroir.

A partir de la fonction de transfert de l'angle par rapport à sa consigne, il est facile d'en déduire l'erreur statique sur un retour de type proportionnel ou proportionnel dérivé (on vérifie bien au passage que cette erreur est nulle dans le cas d'un retour PID):

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{1}{1 + \frac{RK}{Gk_p}} \theta_c \\ \varepsilon = \theta - \theta_c &= \frac{-1}{1 + \frac{RK}{Gk_p}} \theta_c \end{aligned} \quad \{3-49\}$$

L'erreur croît sur une augmentation de la résistance ou bien de la raideur et décroît sur une augmentation du gain électromagnétique ou du gain en position. On retrouve les mêmes tendances qu'avec l'expression précédente.

La courbe de la figure (3-25) permet la détermination numérique de l'erreur en pourcentage sur la position en fonction de la valeur réduite de la raideur du ressort de rappel. Si l'erreur est faible (au plus 5% par exemple), on peut considérer que le gain d'intégration n'est peut être pas nécessaire.

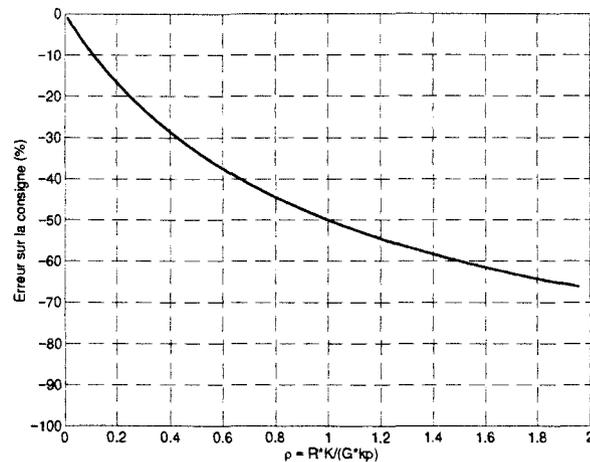


Figure (3-25) Erreur de consigne dans le cas d'un retour PD

3.3.9.3. Extension à d'autres efforts.

Les autres efforts agissant sur le tiroir sont non linéaires (frottements secs et forces de jet essentiellement).

Nous vérifierons ultérieurement (sur un modèle plus complet) leur influence respective sur l'asservissement.

3.4. Etude non linéaire de la servovalve.

Le modèle linéaire a permis la compréhension des principaux phénomènes liés à la servovalve et le réglage des gains du correcteur PID. Le modèle non-linéaire va permettre d'affiner cette connaissance à travers la mise en valeur de plusieurs phénomènes profondément non-linéaires : les phénomènes de frottements secs, les effets de précontrainte du ressort de rappel et les effets hydrauliques.

3.4.1. Construction du Bond-Graph.

La figure (3-26) représente le modèle non-linéaire envisagé pour la servovalve. Les non-linéarités proviennent :

- Des **limitations de la tension d'alimentation** du moteur (+/- 12V).
- Du **gain électromagnétique** qui varie en fonction de la position du moteur et du courant statorique. Les valeurs de celui-ci ont été évaluées par la mesure statique du couple de l'actionneur pour une position et un courant donnés (cf. figure (3-27)).
- Des **frottements secs** qui agissent à deux endroits: au niveau du palier rotor d'une part et entre chemise et tiroir d'autre part. La causalité adoptée (entrée en flux, sortie en effort) résulte directement du modèle de frottement sec: 'Reset Integrator'(Cf. annexe pour l'explication de ce modèle).
- Du **bras de levier** (distance entre l'axe de l'actionneur et la droite parallèle à l'axe de déplacement du tiroir et passant par le point d'application de l'effort sur la rotule (cf. figure (3-28))) qui évolue en fonction de la position angulaire du rotor.

□ Des forces de jet qui s'opposent à tout découvrement des orifices. L'expression en sera fournie ultérieurement.

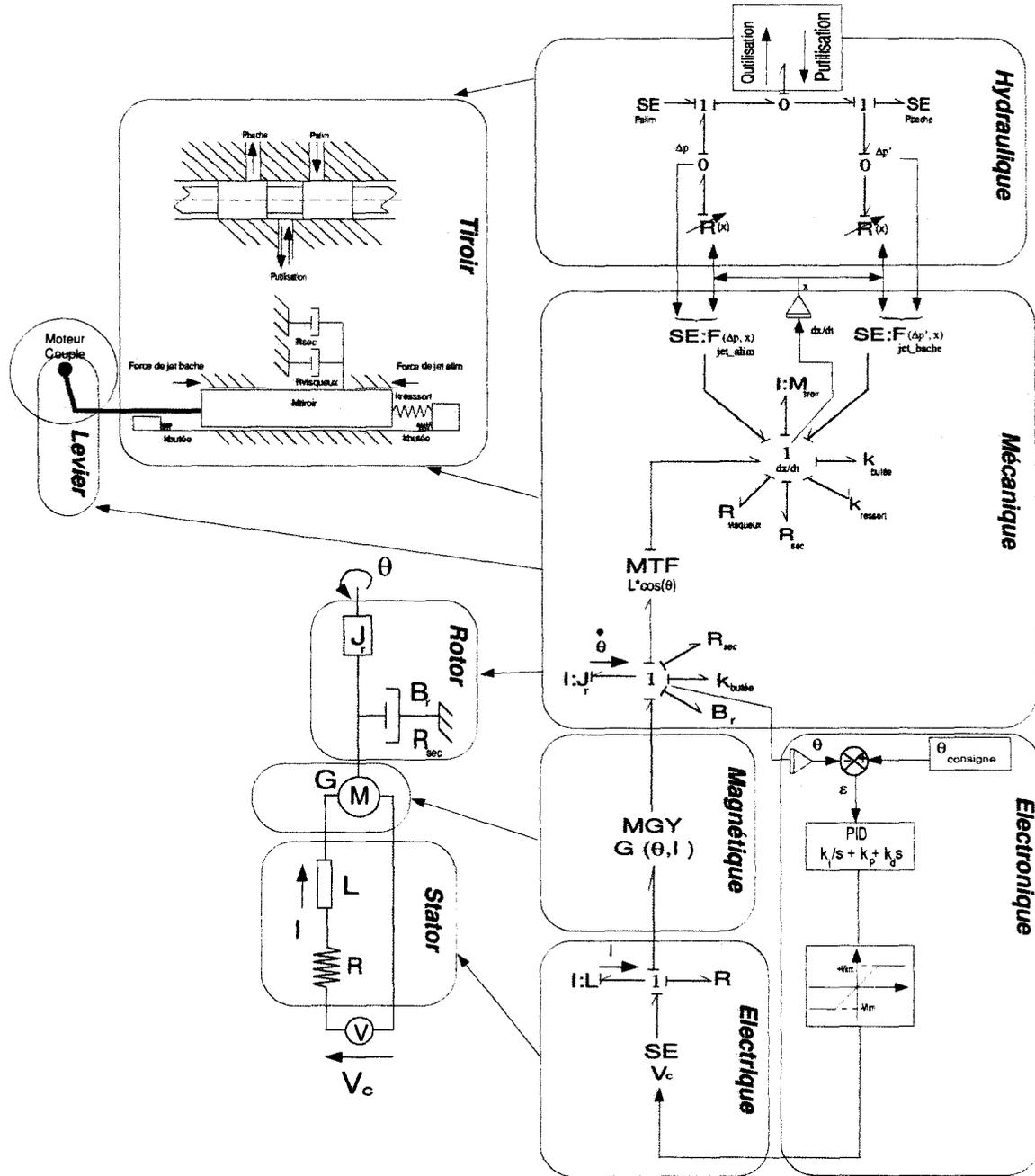


Figure (3-26) Bond-Graph complet de la servovalve

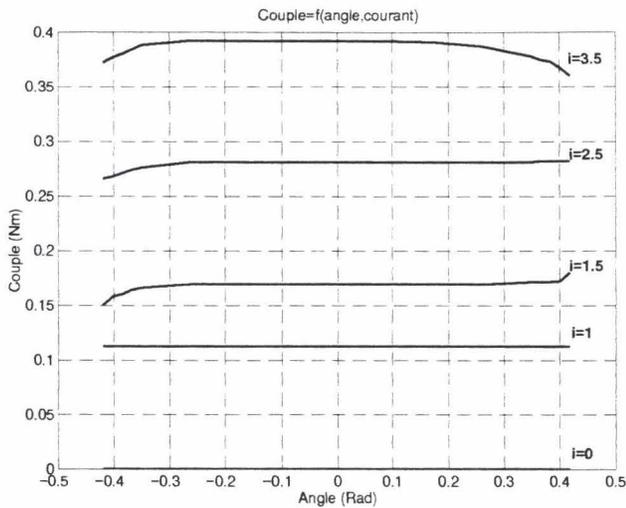


Figure (3-27) Caractéristique du moteur couple

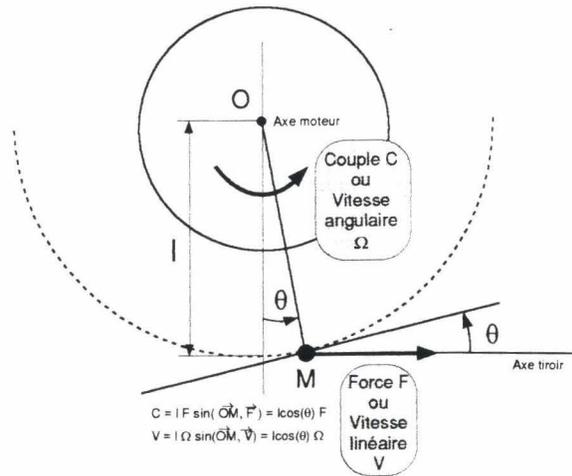


Figure (3-28) Bras de levier moteur couple

- Des **lois de débit** ou de recouvrement/découvrement des différents orifices qui dépendent de la différence de pression aux bornes de l'orifice et de la section découverte. Nous reviendrons ultérieurement sur le calcul de ces lois.
- Des **efforts de butée** modélisés par des ressorts très raides qui limitent la course.
- D'une **précontrainte du ressort de rappel** autour de sa position milieu (Ce qui lui permet de revenir précisément dans cette position en l'absence de toute alimentation moteur sans aucun problème d'hystérésis). La figure (3-29) représente une telle caractéristique.

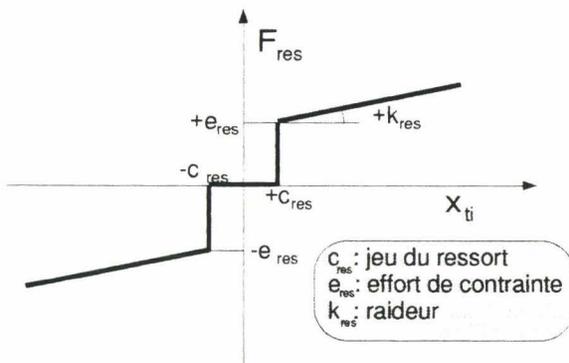


Figure (3-29) Caractéristique du ressort de rappel tiroir

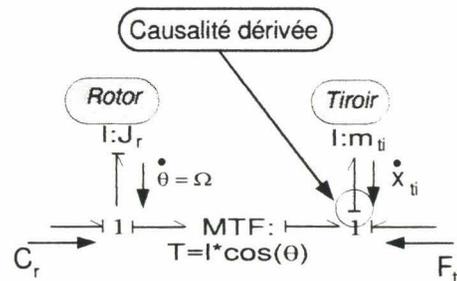


Figure (3-30) Mise en évidence de la boucle algébrique

A noter que nous ne tenons pas compte des effets inertiels d'accélération ou de décélération du fluide dans la chambre du distributeur. Ces effets ont entre autres pour conséquence une dissymétrisation des efforts visqueux apparents sur le tiroir (diminution lorsque le sens de déplacement du tiroir est celui de déplacement du fluide et augmentation dans le cas contraire).

Comme dans le cas linéaire, la mise en place des causalités fait apparaître une causalité dérivée sur la masse du tiroir. Celle-ci indique que les mouvements du tiroir sont dictés par ceux de l'actionneur rotatif.

Ce problème est éradiqué en résolvant à la main le bouclage algébrique généré par cette causalité. On préfère cette méthode à l'adjonction d'une raideur très forte de contact entre le bras de l'actionneur et le tiroir. Cette raideur a l'inconvénient d'introduire une dynamique très rapide et conduit à des temps de simulation beaucoup plus longs.

La résolution du bouclage algébrique découle du Bond-Graph de la figure (3-30) pour lequel tous les efforts agissant sur le moteur d'une part et sur le tiroir d'autre part ont été regroupés (respectivement C_r et F_{ti}).

Les équations de la dynamique se déduisent facilement du Bond-Graph. Le calcul des différentes variables s'obtient alors de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_{ti} = T(\theta) \dot{\theta} \\ \ddot{x}_{ti} = T(\theta) \ddot{\theta} + \dot{T}(\theta, \dot{\theta}) \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} = \frac{\left(C_r - T(\theta) F_{ti} - mT(\theta) \dot{T}(\theta, \dot{\theta}) \dot{\theta} \right)}{J_r + mT(\theta)^2} \\ T(\theta) = l \cos(\theta) \\ \dot{T}(\theta, \dot{\theta}) = -l \sin(\theta) \dot{\theta} \end{array} \right. \quad \{3-50\}$$

3.4.2. Identification du système non linéaire sans hydraulique.

Dans un premier temps, nous considérerons le modèle sans hydraulique, toujours dans un souci d'aller du plus simple au plus complexe, et de séparer les problèmes de modélisation.

Les valeurs des éléments linéaires électriques, mécaniques et électroniques du modèle initial sont conservées pour l'élaboration du modèle non linéaire (dans la mesure où l'élément concerné reste linéaire évidemment). Au final, il apparaît que les seuls éléments non quantifiés sont les frottements secs. Ils interviennent à deux endroits privilégiés sur le système : d'une part au niveau du palier rotorique et d'autre part entre le tiroir et la chemise du distributeur.

Pour évaluer leurs amplitudes respectives, nous avons utilisé les relevés fréquentiels effectués sans charge hydraulique et avec un simple asservissement proportionnel en position (relevés déjà évoqués pour l'identification du modèle linéaire de la servovalve). Ces relevés ont été effectués dans deux configurations : d'une part avec le moteur seul et d'autre part avec le moteur attelé au distributeur. Ainsi, il devient possible d'évaluer séparément chacun des deux frottements secs.

Mais préalablement à cette quantification, nous avons jugé nécessaire d'effectuer une étude temporelle du système pour évaluer la zone de fréquence concernée par les frottements secs ainsi que la déformation des signaux produits. Plus exactement, cette étude consiste à comparer le comportement des variables principales du système suivant la présence ou la non-présence de frottements secs et ceci sur des consignes de position de type sinusoïdal de fréquences variées. Il est alors facile d'en déduire les variations dans l'allure des fonctions de transfert par rapport au système sans frottements secs.

Au final, il en découle un moyen simple de détermination de la valeur de ces frottements basés sur le comportement basse fréquence du courant et de la position angulaire.

La validité du modèle final peut alors enfin être évaluée à travers la comparaison de l'ensemble des relevés expérimentaux fréquentiels avec le calcul des pseudo-bodes correspondants du modèle avec et sans frottements secs.

3.4.2.1. Etude temporelle des frottements secs.

Dans l'annexe (3-3) figure l'évolution des principales variables d'état du système sur des consignes en position de type sinusoïdal et de fréquences variées (0.2, 1, 10 et 30Hz). Pour chaque fréquence, nous avons simulé le comportement du système avec et sans la présence de frottements secs.

L'asservissement de position est de type proportionnel et l'hydraulique n'intervient pas. En fait, le modèle simulé correspond très exactement à la configuration du système réel lors des relevés expérimentaux présentés un peu plus loin et qui vont servir à l'identification des frottements secs.

Les valeurs des frottements utilisés sur ces simulations sont celles qui ont été identifiées.

Au vu des courbes, il apparaît très clairement que les effets des frottements secs sont sensibles essentiellement aux basses fréquences. Pour une consigne en position de fréquence 30Hz, l'évolution des variables est quasiment la même avec ou sans frottements secs.

Aux basses fréquences, l'angle réel est peu affecté par le frottement. Celui-ci produit un faible écrêtage de la courbe représentative des variations d'angle du moteur (correspondant aux périodes de collage) et un léger retard supplémentaire par rapport à sa consigne. Le gain de la fonction de transfert de la position angulaire sur sa consigne s'en trouve donc légèrement atténué et la phase légèrement augmentée. Notons tout de même que la déformation devient de plus en plus importante au fur et à mesure que l'amplitude de la consigne en position diminue (puisqu'alors la vitesse angulaire diminue aussi). Dans le cas limite (fréquence et consigne très faible), la consigne en position ne produit aucun déplacement, le frottement sec étant trop grand.

Toujours aux basses fréquences (0.2, 1Hz), l'introduction des frottements secs produit une augmentation très importante de la consommation en courant. Celui-ci oscille entre deux valeurs limites qui correspondent à la valeur du frottement en phase de glissement. Le passage d'une valeur extrême à l'autre s'effectue lors du collage. Le gain de la première harmonique du courant par rapport à la consigne en position a par conséquent une valeur nettement plus importante que celle obtenue par la simulation sans frottements secs. Et c'est précisément à partir de cette valeur que nous allons déterminer celle du frottement sec.

Pour ce faire, nous assimilerons l'allure du courant aux basses fréquences à un signal créneau. On démontre que si l'amplitude de ce signal est A , l'amplitude de la première harmonique du signal vaut $4A/\pi$ (figure (3-31)).

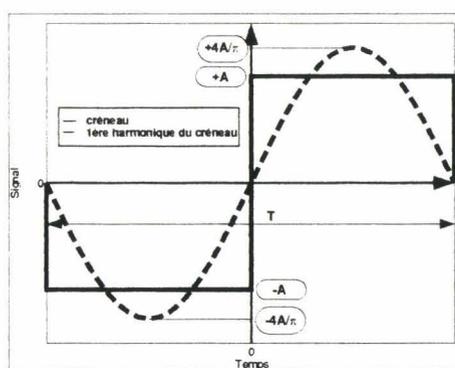


Figure (3-31)

Caractéristique de la première harmonique d'un signal de type créneau

Sachant par ailleurs d'après le paragraphe sur l'influence des efforts de perturbation statiques que la valeur du courant sur un effort statique C_F est de la forme :

$$I = \frac{-C_F}{G} \quad \{3-51\}$$

on en déduit la valeur de l'amplitude de la première harmonique du courant assimilé à un signal créneau et la valeur du gain qui y correspond aux basses fréquences:

$$|I| = A_I = \frac{4 C_F}{\pi G} \quad \{3-52\}$$

$$\left| \frac{I}{V_\theta} \right| = \frac{|I|}{|V_\theta|} = \frac{4 C_F}{\pi G V_0} \quad \{3-53\}$$

avec :

C_F : la valeur du couple de frottement sec en phase de glissement.

V_0 : l'amplitude de la tension de consigne de position ($k_0 \theta_0$).

Les relevés expérimentaux d'évaluation du pseudo-bode de la fonction de transfert du courant par rapport à la position de consigne fournissent par ailleurs les valeurs suivantes de gain aux basses fréquences :

$$G_{dB}(0) = -23.5 \text{ dB (moteur non attelé)}$$

$$G_{dB}(0) = -19.5 \text{ dB (moteur attelé)}$$

avec:

$$G_{dB}(0) = 20 \log \left(\left| \frac{I}{V_\theta} \right| (0) \right) \quad \{3-54\}$$

Par comparaison aux expressions théoriques, nous en déduisons la valeur moyenne des deux frottements secs :

$$C_F = \frac{\pi}{4} G V_0 10^{\frac{-G_{dB}(0)}{20}} \quad \{3-55\}$$

soit :

$$C_F = 1.17 \text{e-} 3 \text{ Nm (moteur non attelé).}$$

$$C_F = 1.87 \text{e-} 3 \text{ Nm (moteur attelé).}$$

En considérant que lorsque le moteur est attelé au tiroir, le couple de frottement sec est la somme du couple induit par le palier et du couple induit par le contact du tiroir avec sa chemise, nous en déduisons :

$$C_F(\text{tiroir}) = 0.705 \text{e-} 3 \text{ Nm}$$

$$C_F(\text{palier}) = 1.17 \text{e-} 3 \text{ Nm}$$

Il suffit de diviser par le bras de levier pour exprimer ces couples en efforts sur le tiroir

$$F(\text{tiroir}) = 0.074 \text{ N}$$

$$F(\text{palier}) = 0.12 \text{ N}$$

soit exprimés en masse

$$m_{ifs} = 7.57 \text{g}$$

$$m_{\text{pafs}} = 12.2 \text{ g}$$

La somme des frottements secs exprimée en terme de masse sur le tiroir est d'une valeur comparable à la valeur de la masse du tiroir lui même (20.1 g).

3.4.2.2. Comparaison fréquentielle entre l'expérience et le modèle.

Les figures (3-32) à (3-35) représentent les deux principales fonctions de transfert du modèle. D'une part le rapport entre position réelle et position de consigne, d'autre part le rapport entre le courant statorique et la position de consigne. Ces deux fonctions de transfert ont été relevées avec et sans le tiroir attelé au moteur couple.

Du point de vue du modèle, nous avons calculé les pseudo-bodes avec et sans la présence des frottements secs.

En l'absence de frottements secs, nous retrouvons les mêmes allures que celles obtenues avec le modèle linéaire. Cela indique que les effets non-linéaires hors frottements secs ne sont pas considérables pour ce cas précis de sollicitation. Dans le cas d'une amplitude en position plus importante, il est fort probable que l'effet du cosinus sur le bras de levier ainsi que l'effet des variations de gain électromagnétique seraient plus forts.

L'adjonction des frottements secs permet au modèle d'approcher assez fidèlement la réalité et notamment vis à vis du courant dans les basses fréquences. Les variations présentes par l'étude temporelle du frottement sec se retrouvent sur les pseudo-bodes (légère baisse du gain en position, légère augmentation de son déphasage par rapport au signal de consigne, augmentation du gain en courant sur les basses fréquences, et diminution correspondante de la phase).

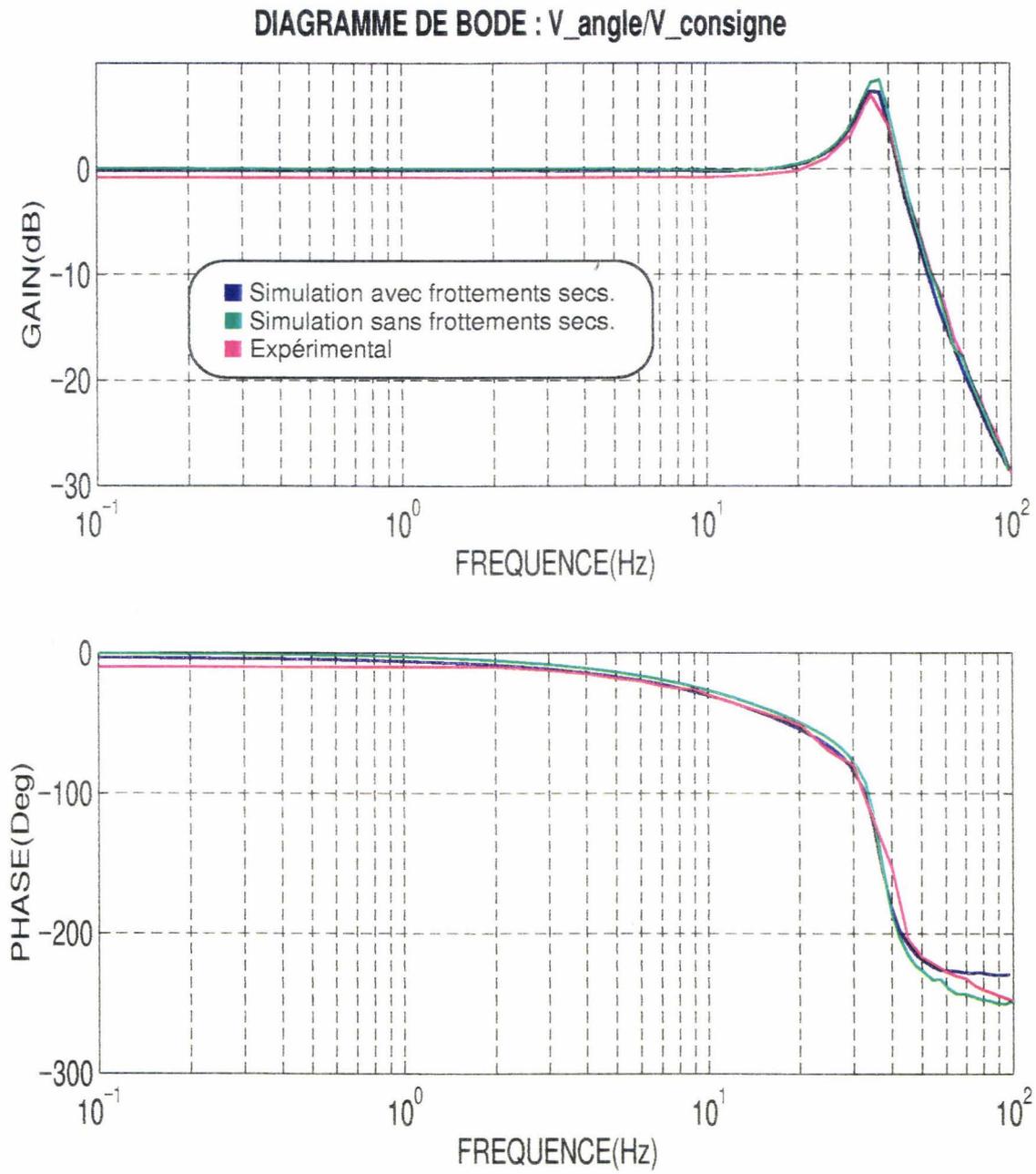


Figure (3-32)
Asservissement proportionnel sans hydraulique
Moteur couple non attelé au tiroir
Comparaison expérience / simulation

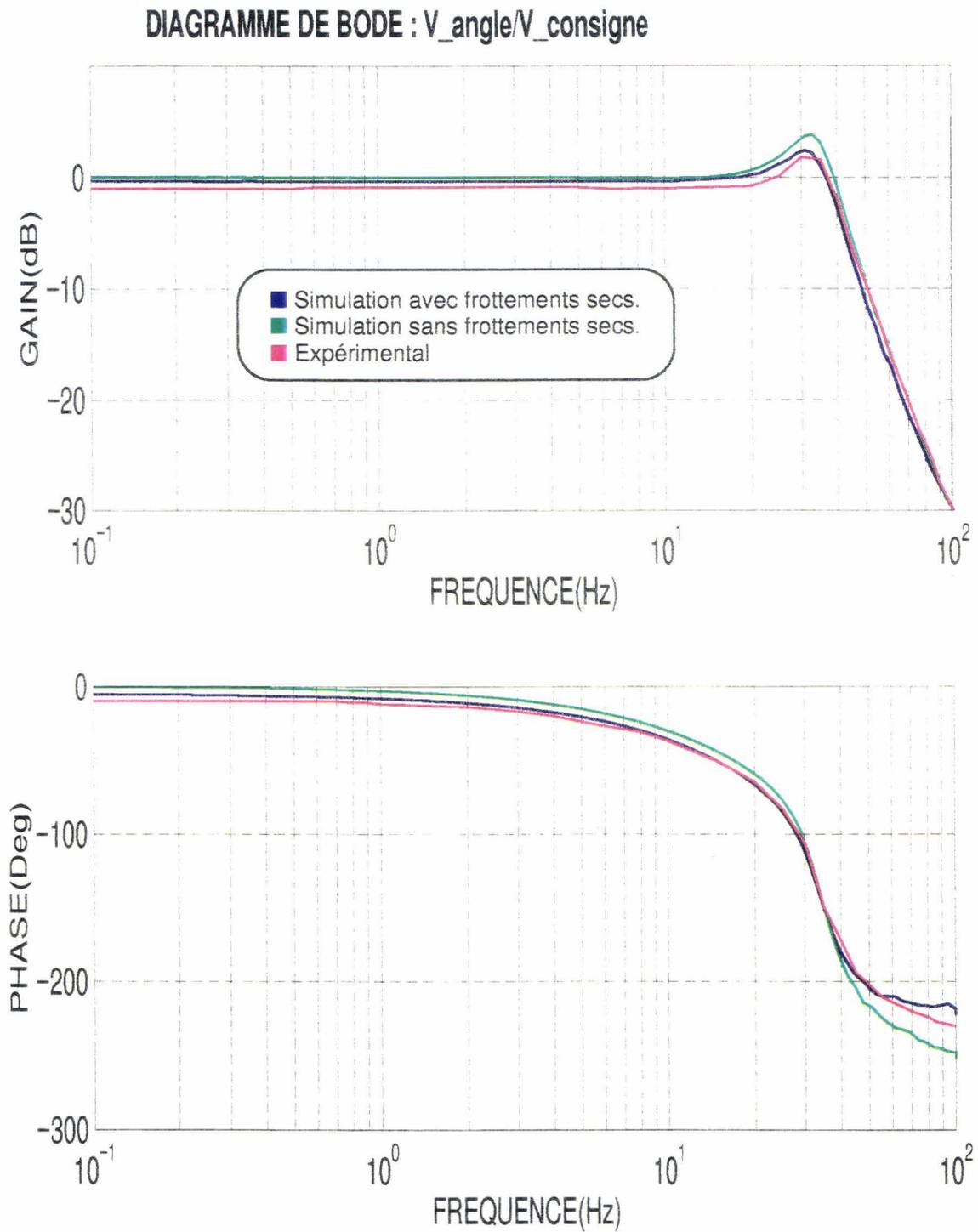


Figure (3-33)
Asservissement proportionnel sans hydraulique
Moteur couple attelé au tiroir
Comparaison expérience / simulation

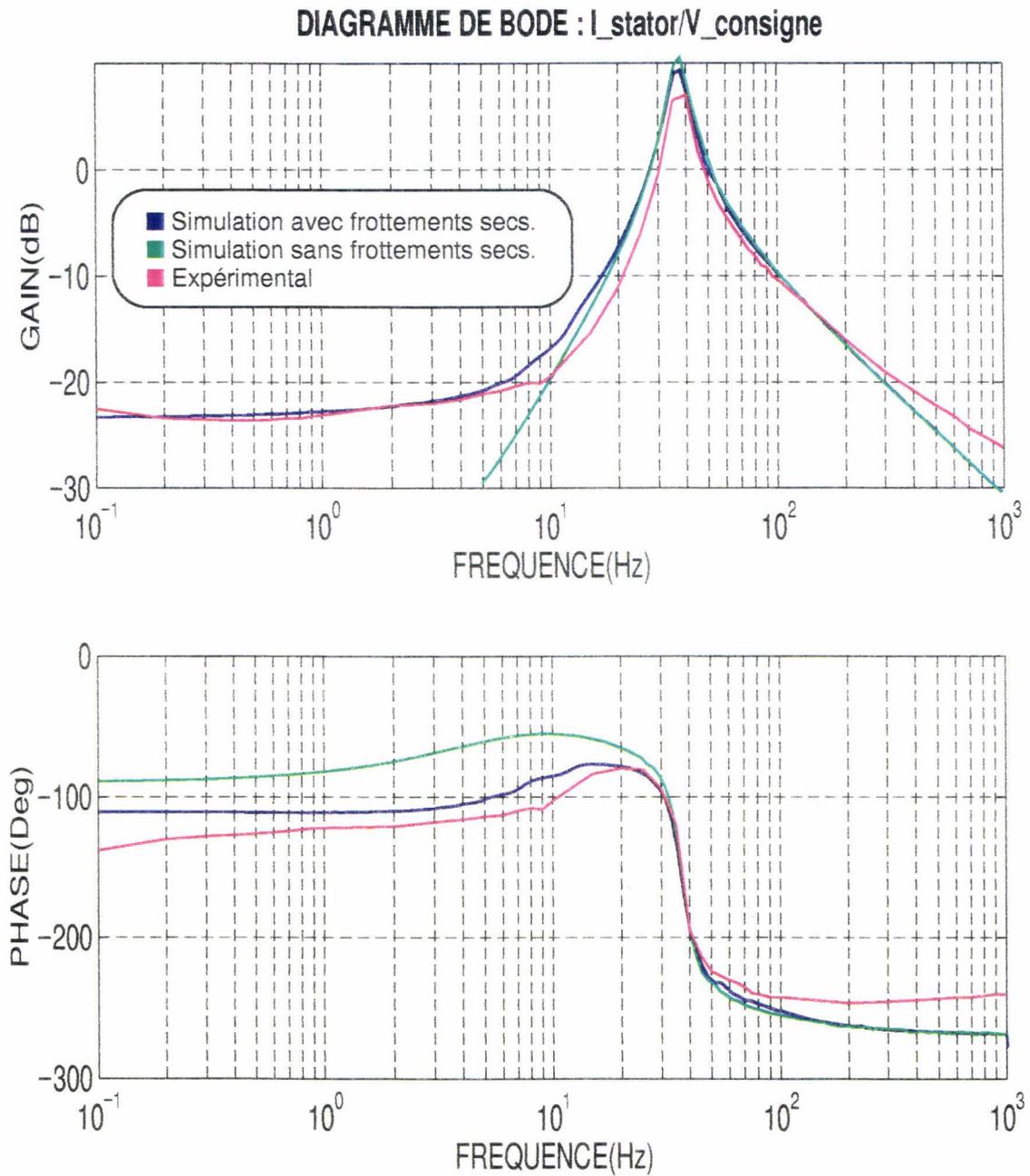


Figure (3-34)
Asservissement proportionnel sans hydraulique
Moteur couple non attelé au tiroir
Comparaison expérience / simulation

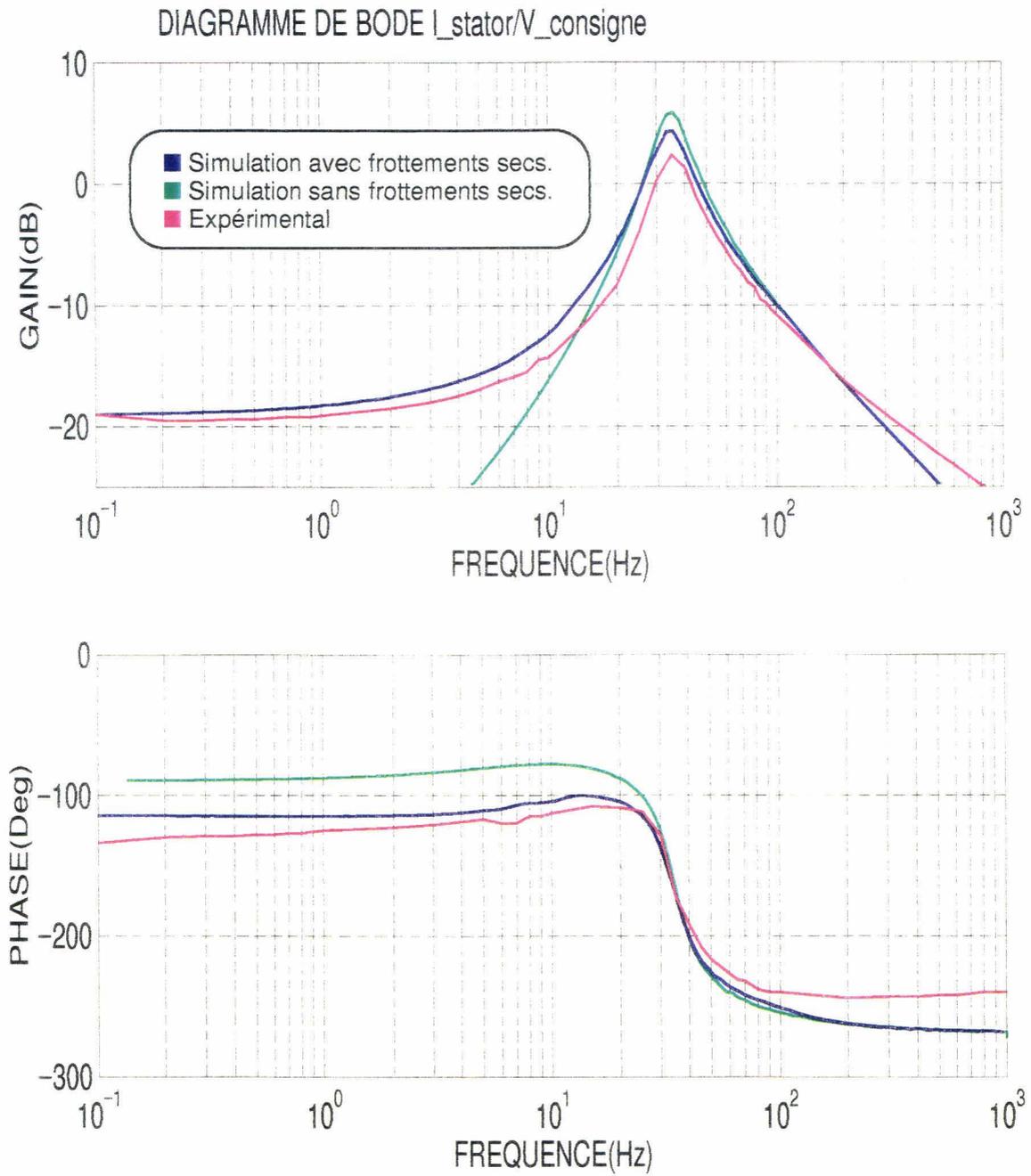


Figure (3-35)
Asservissement proportionnel sans hydraulique
Moteur couple attelé au tiroir
Comparaison expérience / simulation

3.4.3. Influence des non linéarités (hors ressort) sur l'asservissement.

3.4.3.1. Etude temporelle.

La figure (3-36) représente la réponse du système à un échelon de consigne en position pour chacun des réglages définis précédemment. La simulation a été faite avec et sans la présence de frottements secs.

L'effet des frottements secs reste toujours le même quel que soit le type d'asservissement, à savoir, un apport supplémentaire d'amortissement ou de stabilité, un temps de montée plus long, et une imprécision dans la commande. Cette imprécision est particulièrement visible dans le cas du retour de type PID.

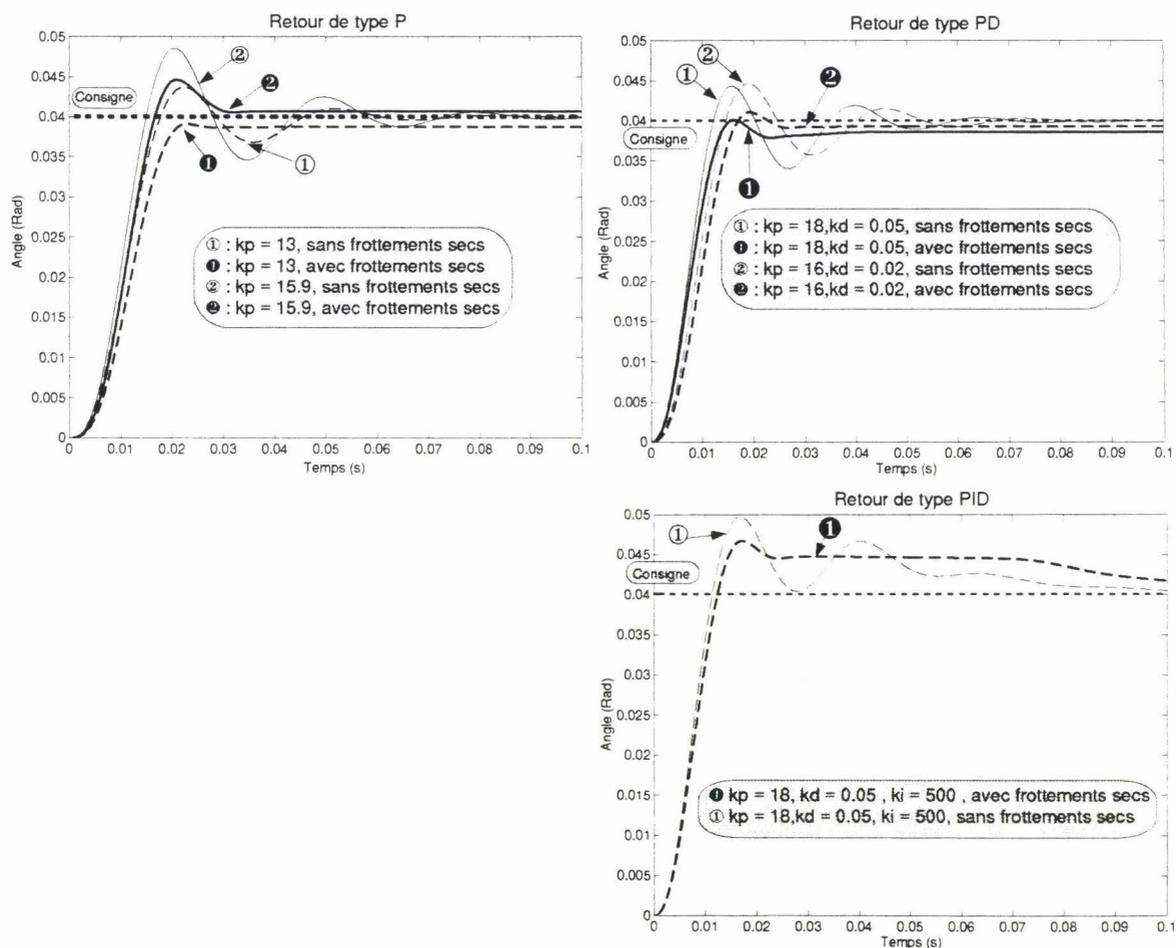


Figure (3-36) Influence du frottement sec sur la réponse à un échelon de consigne

3.4.3.2. Etude fréquentielle.

Les figures (3-37) à (3-39) fournissent les pseudo-bodes de la fonction de transfert de l'angle et celle du courant par rapport à la valeur de la consigne d'entrée pour chaque cas de réglage des gains.

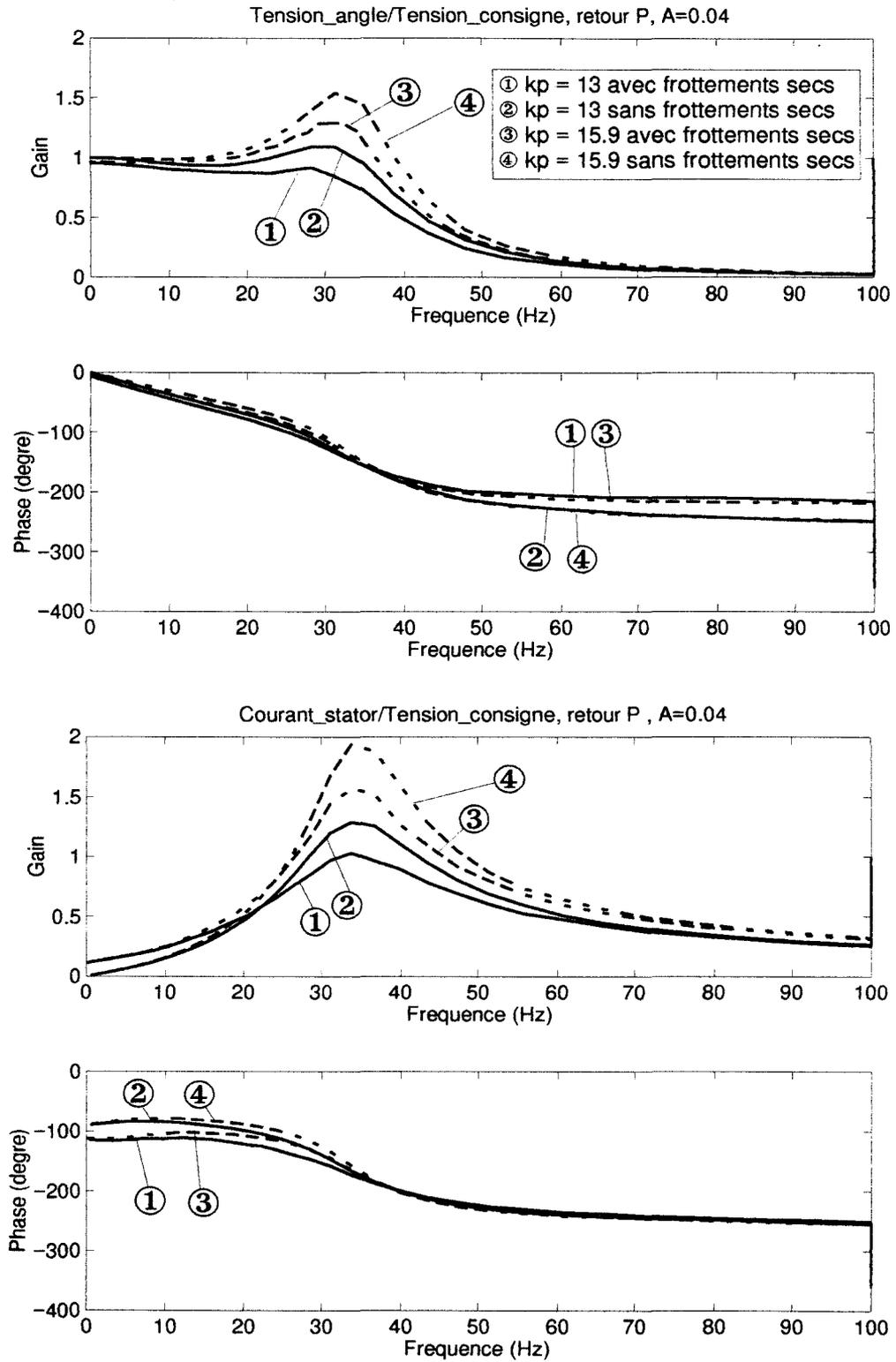


Figure (3-37)
 Comparaison asservissement avec et sans frottements secs
 Retour de type proportionnel

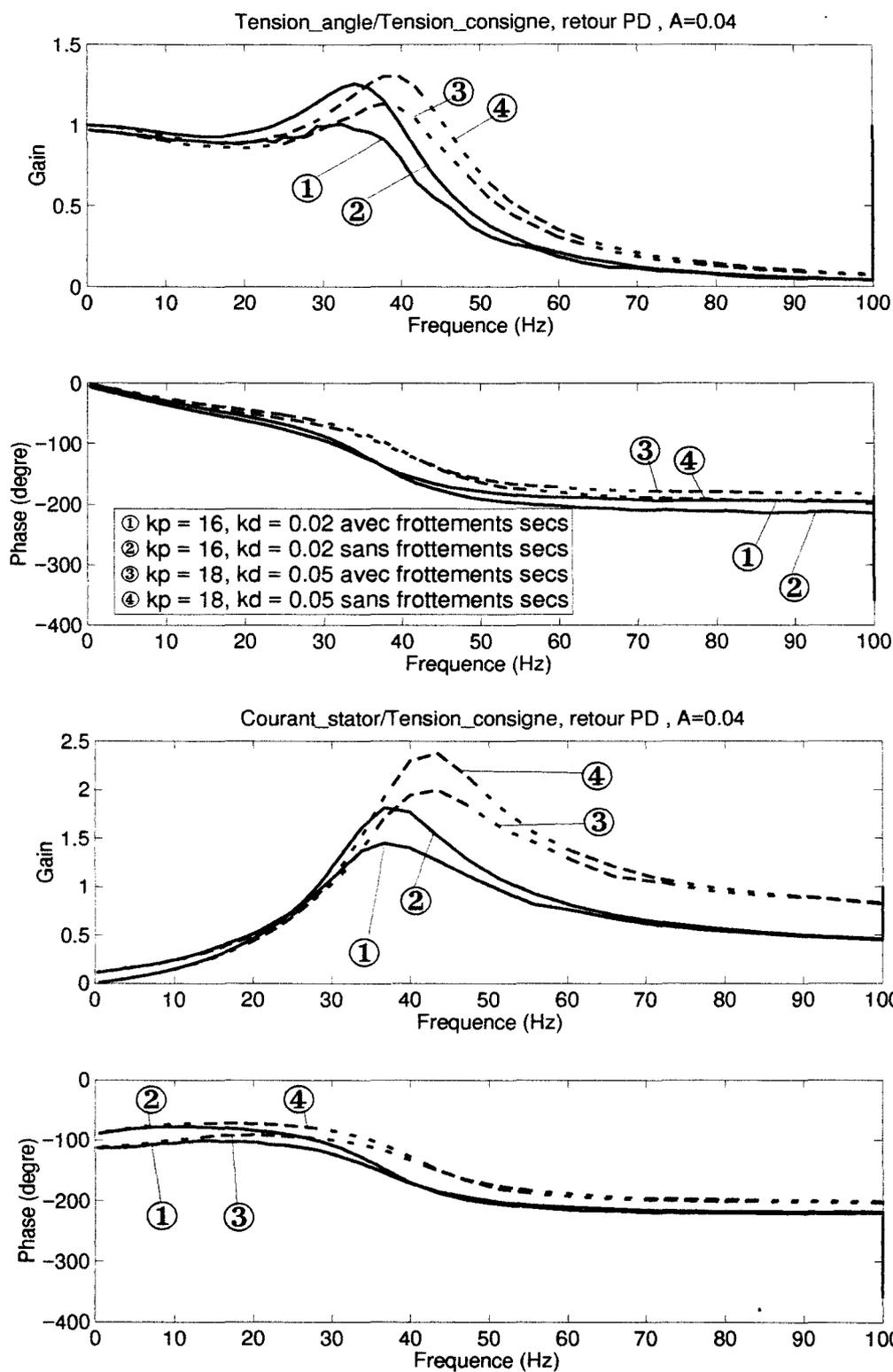


Figure (3-38)
 Comparaison asservissement avec et sans frottements secs
 Retour de type PD

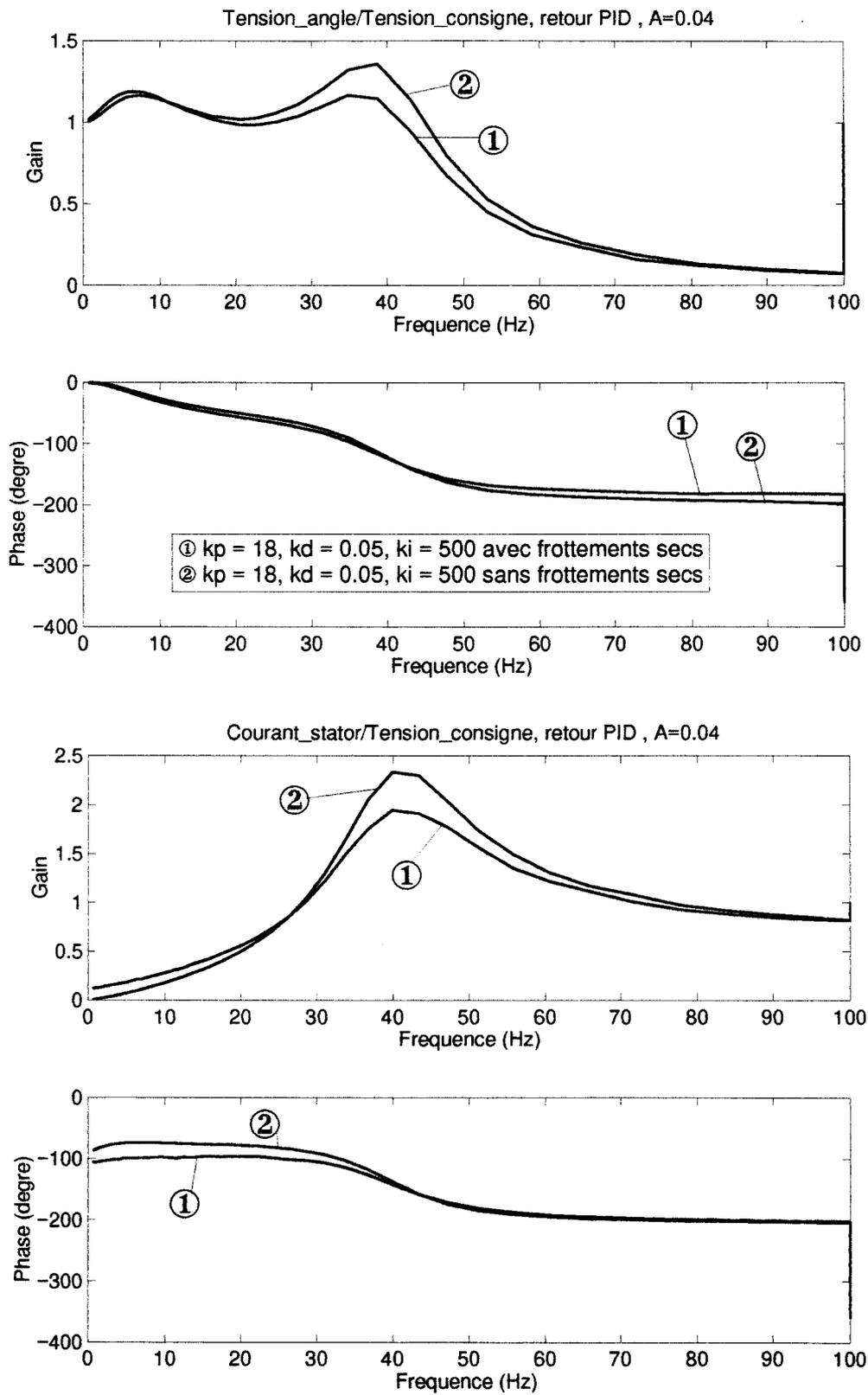


Figure (3-39)
 Comparaison asservissement avec et sans frottements secs
 Retour de type PID

Le tracé avec et sans frottements secs montre clairement son influence à savoir :

- Diminution de la surtension à la résonance tant sur l'angle que sur le courant.
- Diminution de la bande passante sur l'angle (5Hz environ).
- Légère diminution du gain sur l'angle aux basses fréquences.
- Augmentation de la demande en courant sur les basses fréquences et accentuation du retard avec le signal d'entrée.

Dans tous les cas, les frottements secs ralentissent le système, le stabilisent et augmentent l'imprécision sur l'asservissement.

Pour mettre en relief l'influence des autres effets non linéaires (variation du gain électromagnétique et du bras de levier notamment), nous avons tracé pour le réglage de l'identification les pseudo-bodes du système en position et en courant pour quatre valeurs de l'amplitude de consigne (figure (3-40)). Il apparaît que ces deux fonctions sont relativement indépendantes de l'amplitude comme cela l'est dans un système linéaire (on justifie au passage, le fait que le modèle linéaire défini initialement est déjà fort proche du comportement réel). La seule différence apparaît sur les amplitudes les plus grandes lorsque l'on atteint la limite de 12V dans la tension d'alimentation du moteur (voir la carte de stabilité, coût énergétique). Cette limitation génère une diminution de la surtension à la résonance sur le gain de l'angle aussi bien que sur celui du courant. Voilà pourquoi il est important de bien choisir les gains du correcteur vis à vis des limitations énergétiques électriques de la servovalve.

En conclusion :

- les caractéristiques non linéaires du gain électromagnétique et du bras de levier sont peu influentes.
- La limitation de la tension d'alimentation du moteur doit être prise en compte dans le réglage des gains du correcteur. Cette limitation apparaît sur les grandes amplitudes et les fréquences de résonance (lieu où la puissance consommée est la plus grande).

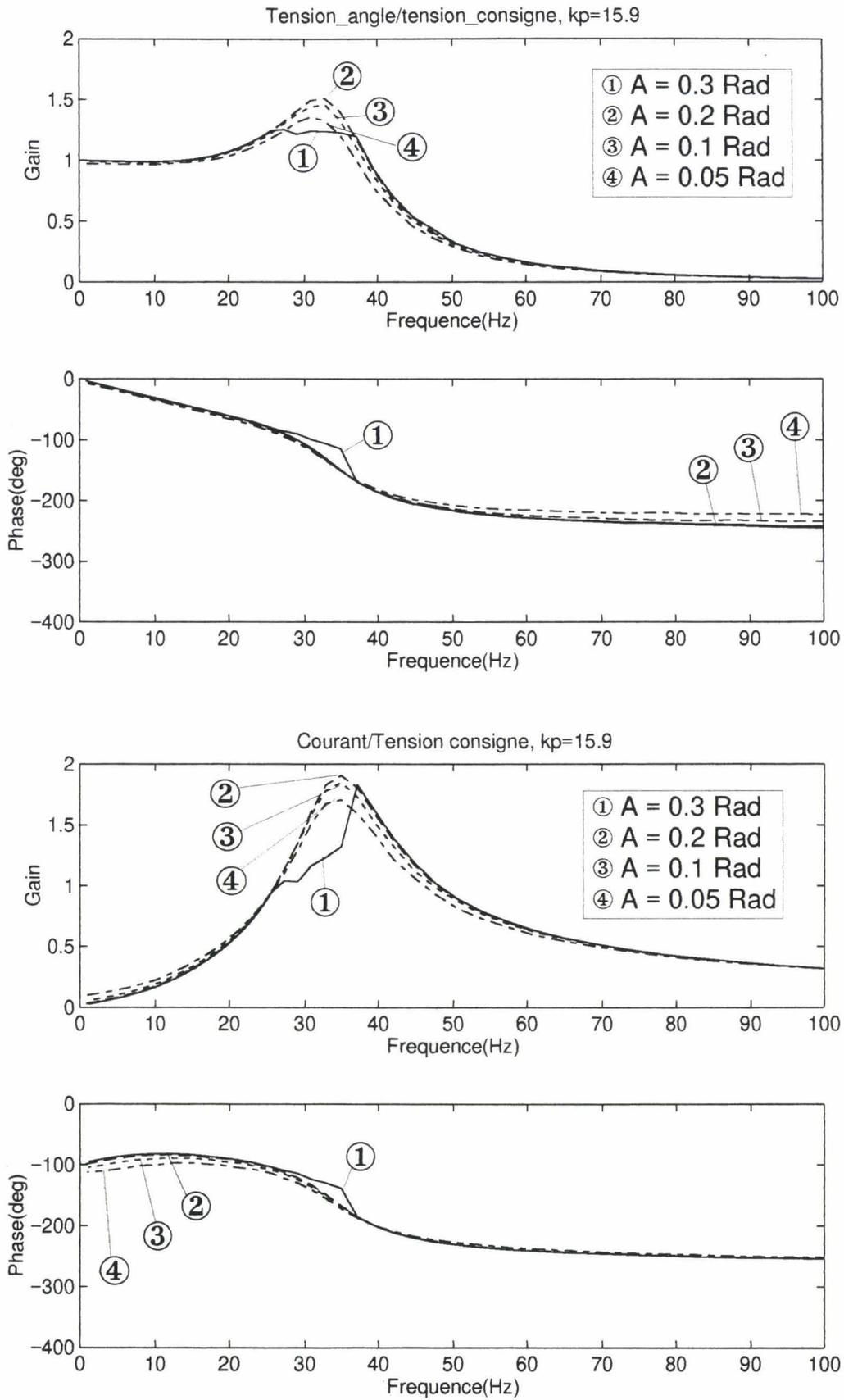


Figure (3-40)
Influence de l'amplitude du signal de consigne sur les caractéristiques fréquentielles

3.4.4. Etude de l'influence non-linéaire du ressort de rappel.

Les non-linéarités du ressort de rappel proviennent de sa précontrainte. Celle-ci permet au tiroir de revenir en position milieu quoi qu'il arrive en évitant tout phénomène d'hystérésis. Outre sa raideur, le ressort est caractérisé par deux autres paramètres : la précontrainte et le jeu autour de sa position milieu.

Pour juger de l'influence de ces deux paramètres, nous avons simulé le comportement de la servovalve soumise à des échelons de consigne d'amplitudes variées. Le correcteur est de type PID pour rejeter les efforts statiques dus à la raideur du ressort. La simulation a été effectuée dans deux configurations : avec un ressort aux caractéristiques linéaires d'une part et non linéaires d'autre part.

Dans le premier cas (figure (3-41)), la réponse du système est relativement indépendante de l'amplitude de la consigne (un peu moins d'amortissement sur les amplitudes les plus importantes) et le temps de réponse correcte.

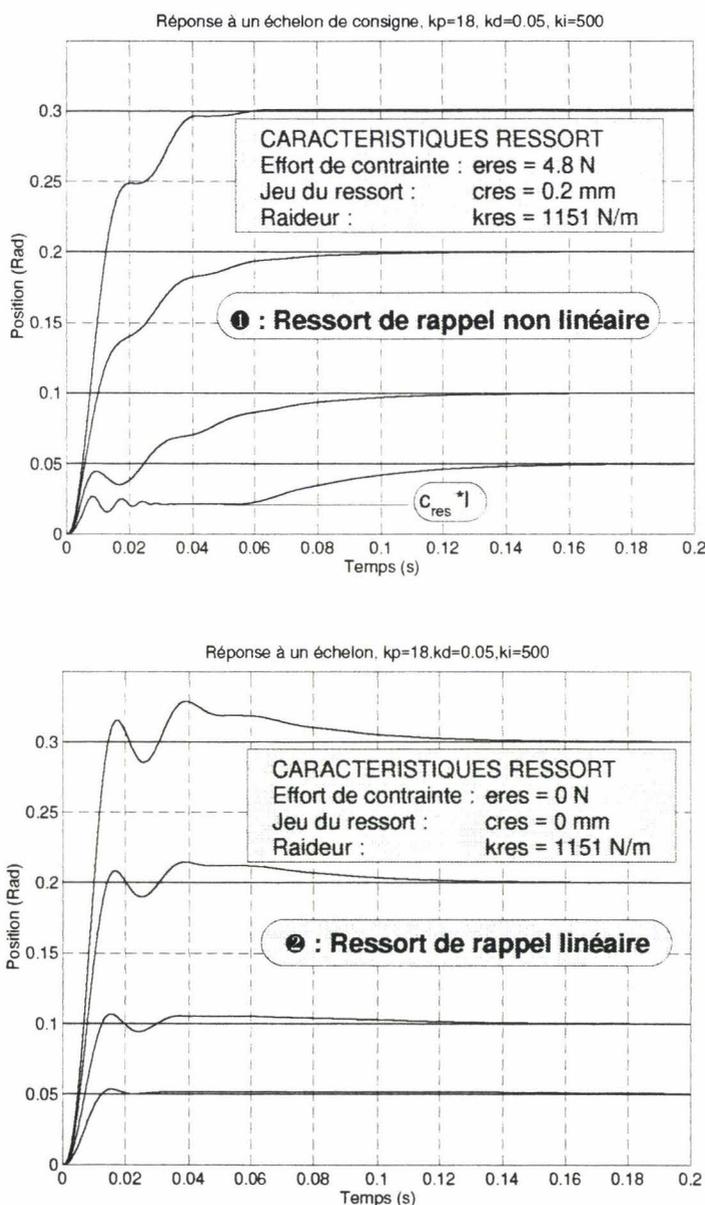


Figure (3-41)
Influence des caractéristiques non linéaire du ressort de rappel sur la réponse à un échelon

Dans le cas d'un ressort de rappel non linéaire, le temps de réponse du système augmente et il apparaît une hétérogénéité de comportement en fonction de l'amplitude de consigne. Le système est plus rapide sur les amplitudes les plus importantes et très lent sur les amplitudes les plus faibles (d'autant plus lent que l'on se rapproche de l'amplitude du jeu du ressort). Cette différence de comportement s'explique bien évidemment par la contrainte du ressort qui constitue un mur pour l'asservissement d'autant plus considérable qu'il réagit avec de faibles vitesses et des efforts modérés sur les petites amplitudes. Cet effet s'atténue sur les amplitudes les plus grandes car la correction génère des efforts sur le tiroir beaucoup plus considérables et aptes à passer plus efficacement ou plus rapidement le mur de la précontrainte du ressort.

Un moyen simple pour remédier à cet inconvénient consiste à réduire la précontrainte. La figure (3-42) correspond à une précontrainte 4 fois plus faibles. La dynamique du système retrouve alors son homogénéité et sa rapidité sur les faibles amplitudes.

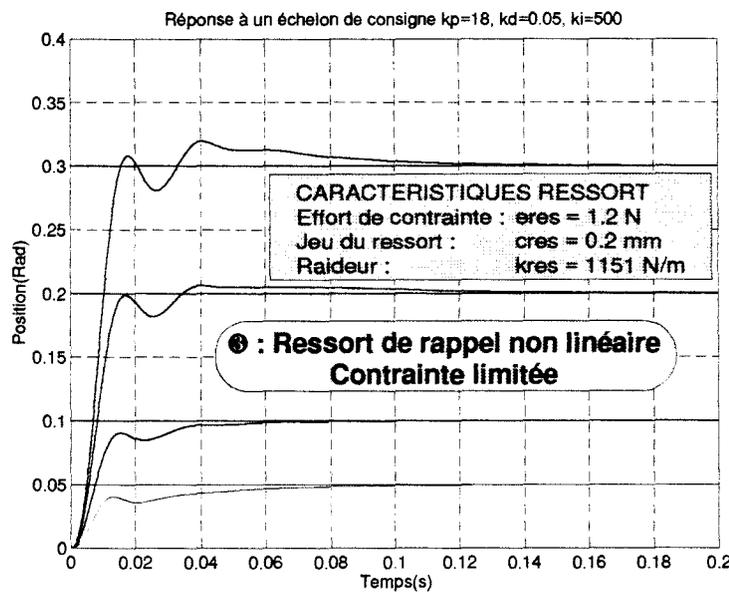


Figure (3-42)

Réponse à un échelon dans le cas d'une contrainte du ressort 4 fois plus faible

Ces phénomènes se retrouvent au niveau fréquentiel sur la figure (3-43) qui correspond à deux amplitudes de consigne (forte pour la première, faible pour la seconde). Les 4 représentations de Bode de l'angle sur sa consigne correspondent au système sans ressort, avec ressort linéaire, avec ressort non linéaire à forte contrainte et à contrainte réduite (dans un rapport 4 toujours).

L'adjonction du ressort linéaire atténue légèrement le gain, ne modifie pas sensiblement la bande passante de l'asservissement, ni la phase. L'effet est le même dans les deux cas d'amplitudes considérées.

Pour le ressort non linéaire à forte contrainte, l'atténuation du gain devient considérable et s'accroît sur les amplitudes de consignes les plus faibles. En conséquence, la bande passante chute et les performances du système deviennent médiocres.

Il est donc impératif de limiter la précontrainte pour assurer une bande passante correcte.

Le cas du ressort à contrainte réduite évite l'atténuation du gain sur les grandes amplitudes et réhausse un peu le gain aux faibles amplitudes dans la limite des -3dB. En conclusion, **il convient de diminuer au maximum la précontrainte du ressort en s'assurant que celle-ci reste suffisamment importante pour ramener rapidement le tiroir dans le recouvrement.**

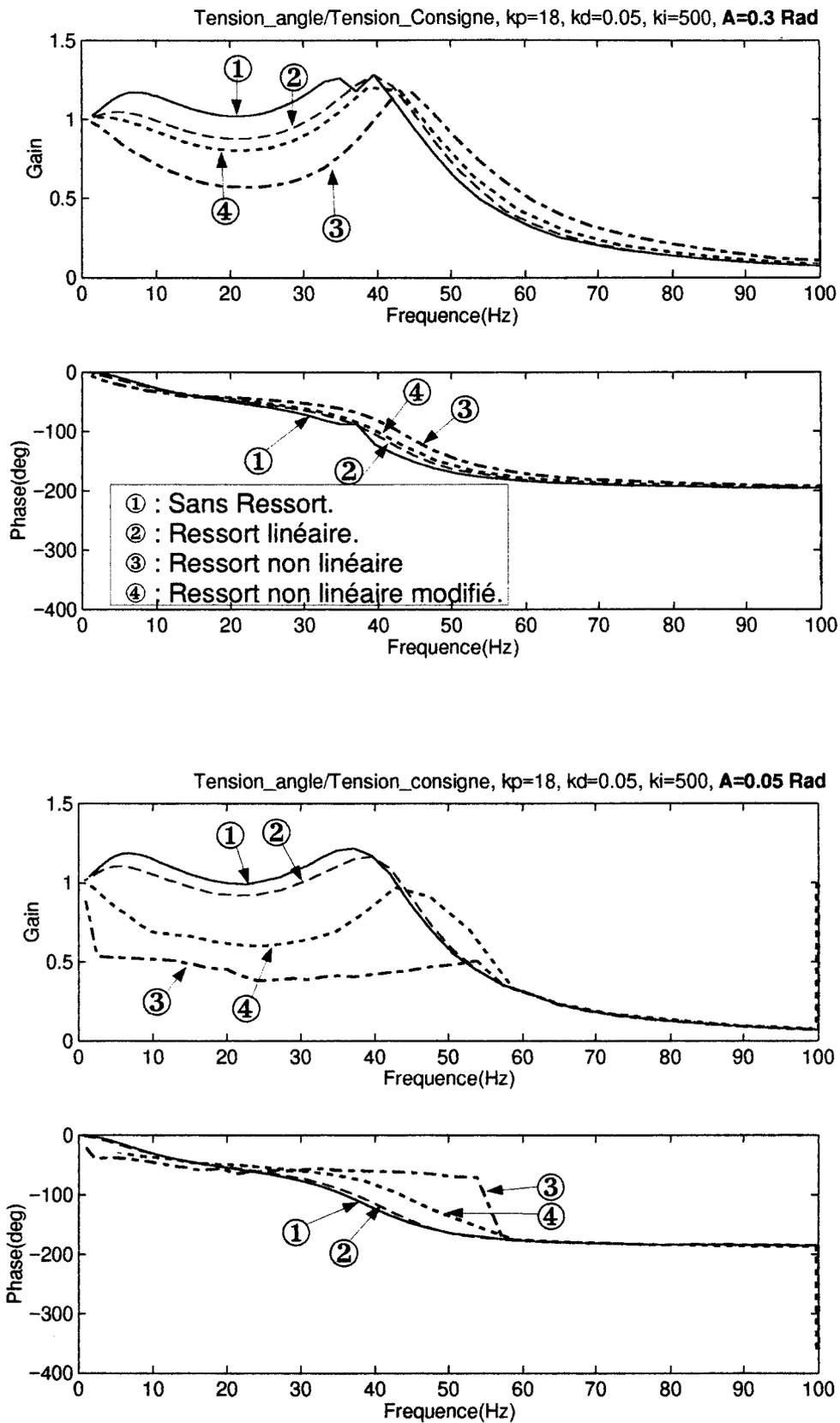


Figure (3-43)
Influence du ressort de rappel sur les caractéristiques fréquentielles

3.4.5. Etude des caractéristiques hydrauliques de la servovalve.

L'étude du modèle Bond-Graph complet révèle deux caractéristiques hydrauliques non linéaires propres au tiroir de la servovalve, d'une part les caractéristiques débit-pression modélisées sous la forme de résistances modulées par la position du tiroir, et d'autre part les forces de jet modélisées sous la forme de sources d'efforts modulées par la position du tiroir et la différence de pression aux bornes de la restriction considérée.

L'objectif de ce paragraphe consiste à détailler chacun de ces deux effets et les déclinaisons possibles.

3.4.5.1. Détermination des lois de débit.

Les déplacements du tiroir commandent le débit d'utilisation. L'écoulement du fluide s'effectue à travers une restriction d'ouverture variable, soit la restriction de passage alimentation/utilisation, soit celle du passage utilisation/retour à la bêche.

En notant ΔP la différence de pression aux bornes d'une de ces restrictions et Q le débit qui y passe, l'équation régissant l'écoulement du fluide s'écrit :

$$Q = c_q S(X) \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad \{3-56\}$$

avec :

- c_q : le coefficient de débit.
- ρ : la masse volumique du fluide.
- X : le déplacement du tiroir.
- $S(X)$: la section minimum découverte.

Par souci de simplification le coefficient de débit sera supposé constant ($c_q \approx 0.7$), ce qui est bien le cas en régime turbulent.

La loi de débit varie donc proportionnellement à la surface découverte (qui n'est pas nécessairement proportionnelle au découvrement) et suivant la racine carrée de la perte de charge dans la valve. Les sections découvertes par le tiroir de la servovalve pourront être de deux natures suivant la géométrie du tiroir:

- Sections circulaires dans le cas standard. La figure (3-44) présente de telles sections. Les sections découvertes ont la forme de lunules.
- Sections lamino-circulaires dans le cas où le tiroir est muni de bords tombés. Ces bords apportent à la section découverte une meilleure progressivité dans le sens où ils permettent la régulation de débits très faibles sur les faibles découvements. Cette progressivité n'est pas possible avec un profil de section découverte exclusivement circulaire. Les figures (3-45) et (3-46) permettent de mieux comprendre le profil d'une telle section. On distingue deux phases d'écoulement: d'une part une phase d'écoulement laminaire sur la longueur des bords et d'autre part une phase d'écoulement turbulent lorsque le tiroir découvre directement l'orifice circulaire faisant apparaître un profil de lunule. Le calcul des différentes sections est explicité ainsi que l'allure obtenue.

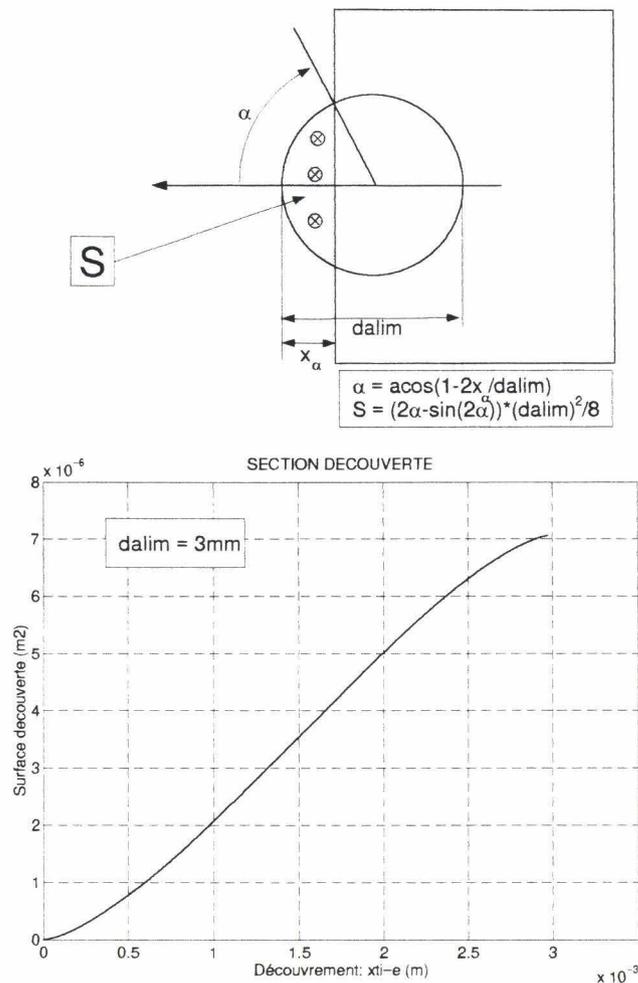


Figure (3-44) Loi de découverture d'un orifice circulaire

Afin de mieux rendre compte de ces deux lois de débit possibles, nous avons représenté les courbes du débit en fonction de la perte de charge de chacun des deux orifices de régulation (bâche/utilisation et alimentation/utilisation) pour différentes valeurs de l'ouverture.

Il apparaît au global peu de différences entre les deux cartes pour les découverts importants (la figure (3-47) serait quasiment identique dans le cas de bords tombés) et l'apparition d'une meilleure progressivité entre ouverture et débit pour les faibles ouvertures lorsque le tiroir possède des bords tombés (figure (3-48) et (3-49)).

Du point de vue puissance transférée, nous avons placé également les courbes d'isopuissances qui donnent une idée des performances de la servovalve. En particulier figure le point de puissance maximum. Celui-ci s'obtient à partir de l'expression de la puissance hydraulique P_{hy} transmise par la source de pression d'alimentation :

$$\begin{aligned}
 P_{hy} &= p_{util} Q_{util} \\
 &= c_q S(X_{alim}) \sqrt{\frac{2(p_{alim} - p_{util})}{\rho}} p_{util}
 \end{aligned}
 \tag{3-57}$$

avec :

p_{alim} : la pression d'alimentation.

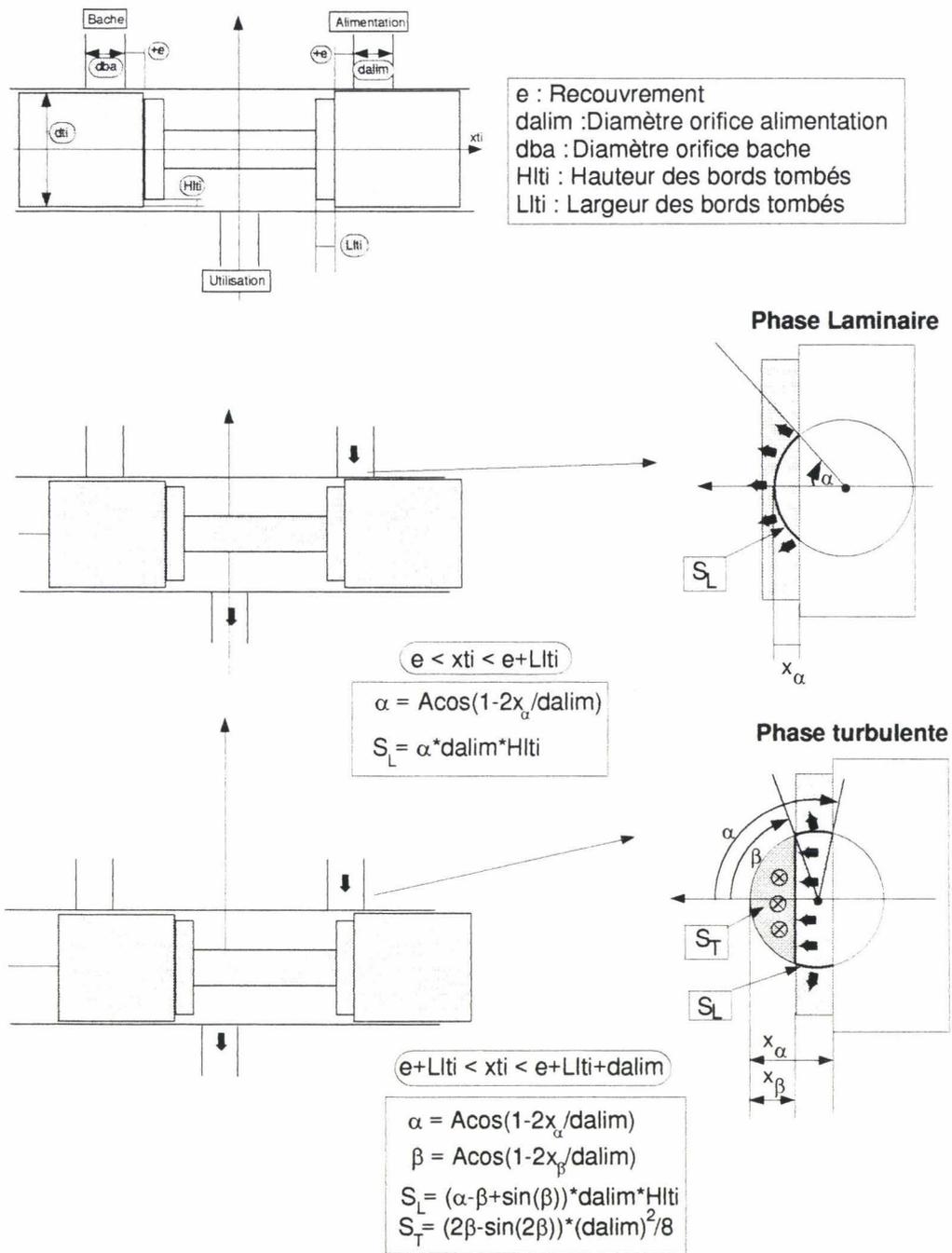


Figure (3-45) Profil des sections découvertes par un tiroir à bords tombés

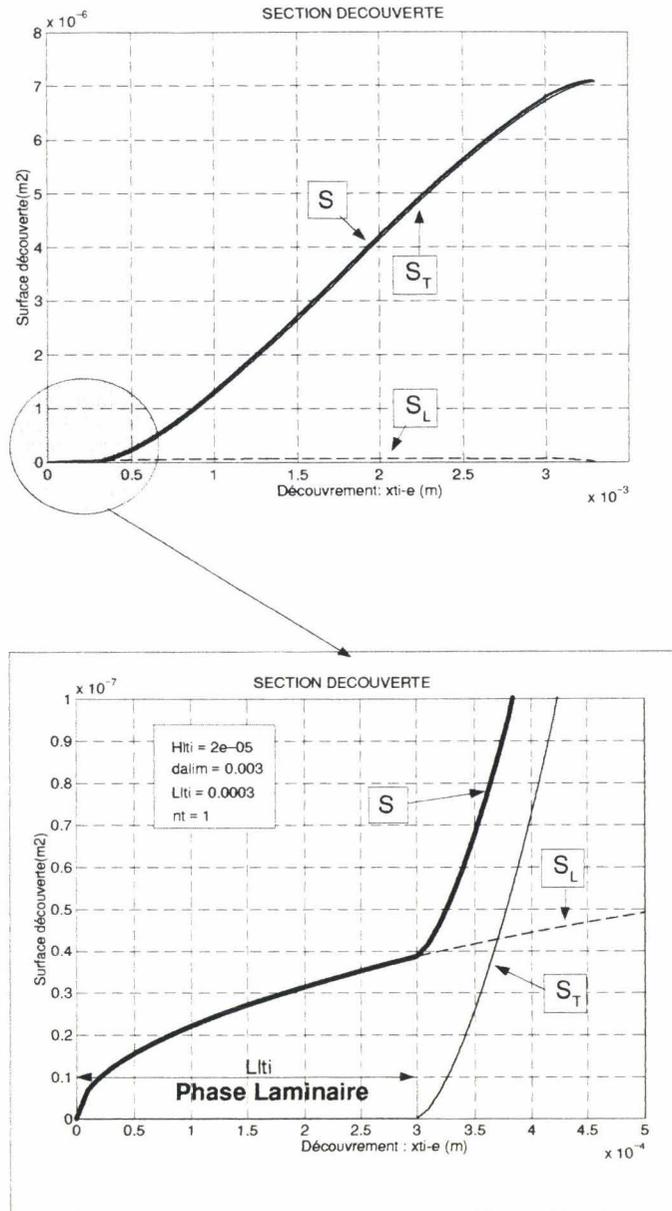


Figure (3-46) Loi de découvrment d'un tiroir à bords tombés

p_{util} : la pression d'utilisation de la servovalve.
 X_{alim} : le découvrment alimentation/utilisation.
 $S(X_{alim})$: la section découverte.

La puissance maximum s'obtient pour une section de découvrment maximum et pour la pression d'utilisation qui annule la dérivée partielle suivante :

$$\frac{\partial P_{hy}}{\partial p_{util}} = c_q S \frac{2p_{alim} - 3p_{util}}{\sqrt{2\rho(p_{alim} - p_{util})}} = 0 \quad \{3-58\}$$

soit :

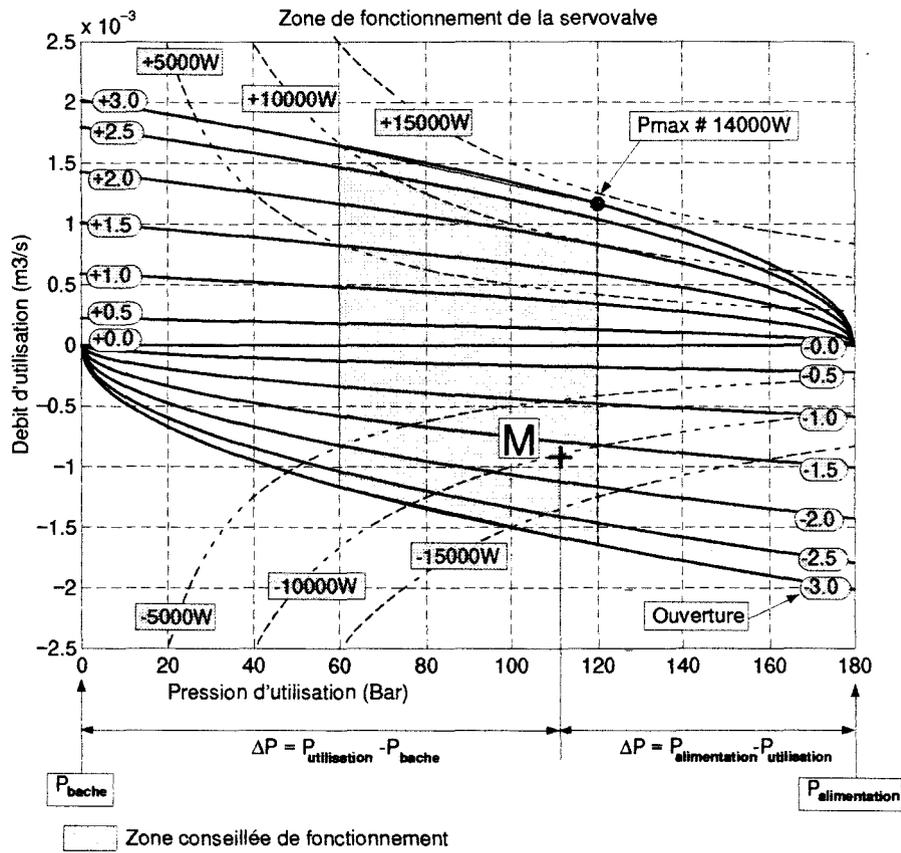


Figure (3-47) Zone de fonctionnement hydraulique d'une servovalve à orifices circulaires

$$\begin{cases} p_{util-max} = \frac{2}{3} p_{atim} \\ P_{hy-max} = c_q S_{max} \sqrt{\frac{2}{3\rho}} p_{atim}^{3/2} \end{cases} \quad \{3-59\}$$

Numériquement, cette puissance est d'environ 14000 W. Rappelons au passage que la puissance électrique d'alimentation du moteur est elle de quelques dizaines de Watt. L'actionneur permet donc des gains en puissances de l'ordre de 1000.

L'adjonction des courbes d'isopuissance sur les zones de fonctionnement hydrauliques permet d'apprécier la différence entre les deux lois de débit (figure (3-47) à (3-49)). Dans le cas d'orifices à profils circulaires (figure (3-48)), le premier dixième d'ouverture sur l'alimentation dégage une puissance hydraulique d'environ 100W. Dans le cas de bords tombés supplémentaires (figure (3-49)), les trois premiers dixièmes d'ouverture sur l'alimentation permettent de réguler des puissances d'environ 50W. Par ce biais, on atteint un meilleur degré de précision dans l'asservissement, ou une meilleur progressivité.

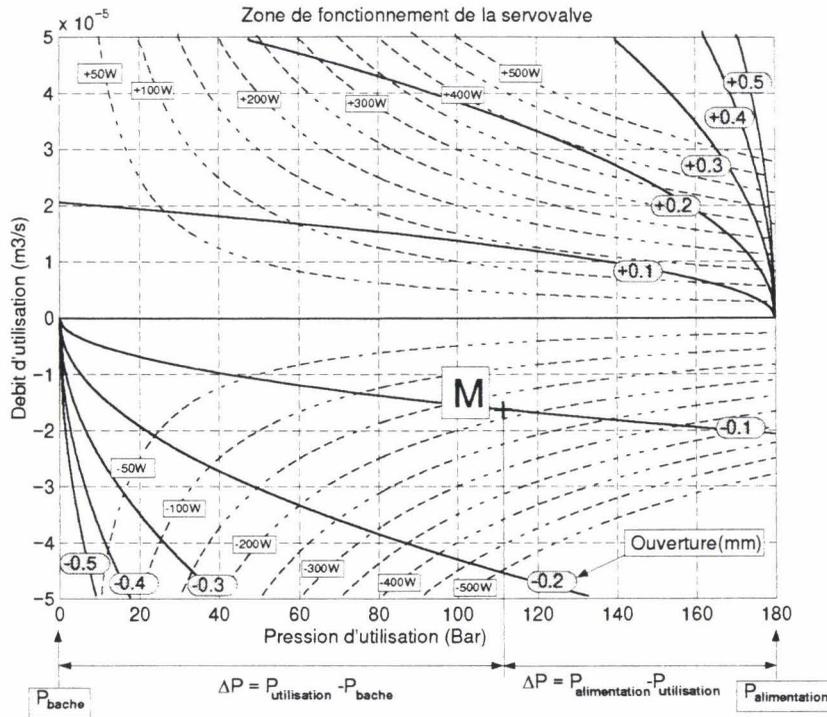


Figure (3-48) Zone de fonctionnement hydraulique d'une servovalve à orifice circulaire (petites ouvertures)

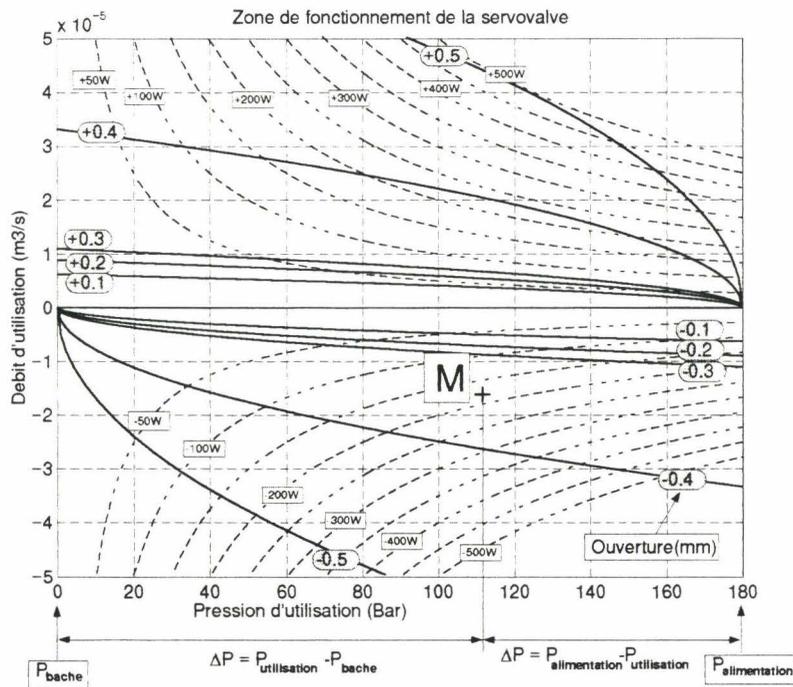
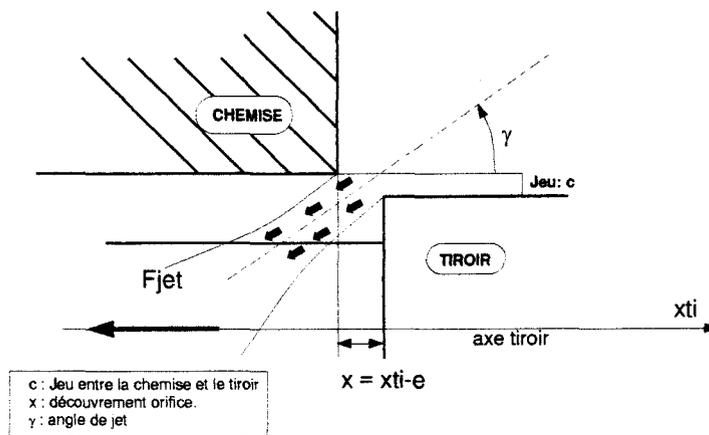


Figure (3-49) Zone de fonctionnement hydraulique d'une servovalve à bords tombés (petites ouvertures)

3.4.5.2. Evaluations des forces de jet.

Ces efforts sont de nature hydraulique. Ils résultent de l'écoulement du fluide dans les deux restrictions du distributeur (bâche / utilisation, alimentation/utilisation). Plus exactement, la formation d'un jet au niveau de ces orifices génère une dépression (sous l'effet du changement de vitesse du fluide) qui produit un effort axial sur le tiroir. Le sens de cet effort tend toujours à refermer l'orifice (pour annuler cet écoulement). Au niveau transversal, l'effort sur le tiroir est nul par la présence de deux orifices diamétralement opposés dont les effets se compensent.

L'expression des forces de jet est explicitée sur la figure (3-50). Cette force dépend linéairement de la perte de charge de l'orifice d'une part et de la section découverte d'autre part. L'introduction du cosinus de l'angle que forme l'axe du tiroir avec le sens du jet permet de tenir compte de son évolution. En fait la pratique montre qu'après une ouverture de l'ordre du jeu chemise tiroir, l'angle se stabilise à 69 degrés indépendamment de la forme géométrique des orifices.



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

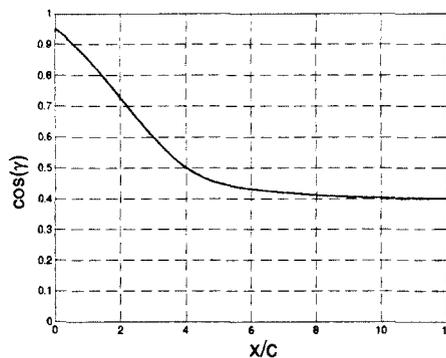


Figure (3-50) Calcul des forces de réaction de jet

En utilisant cette expression toute théorique, nous avons tracé dans le plan pression d'utilisation, débit d'utilisation de la servovalve, les isocourbes de jet (figure (3-51)). En grisé figure la zone concernée par la suspension active. La valeur des forces de jet est d'environ une dizaine de newtons. Ces efforts sont donc importants lorsque l'on sait que le moteur couple peut au maximum fournir un effort de 50 N.

Cela dit, dans le cas des ouvertures les plus importantes, le débit généré produit une augmentation de plus en plus rapide de la pression d'utilisation. Par conséquent les pertes de charges diminuent et la

force de jet également. Pour cette raison, on prévoit que les forces de jet seront toujours bien inférieures à 10 N. L'étude de la suspension active à travers un modèle de type monoroue justifiera cette affirmation et surtout la quantifiera.

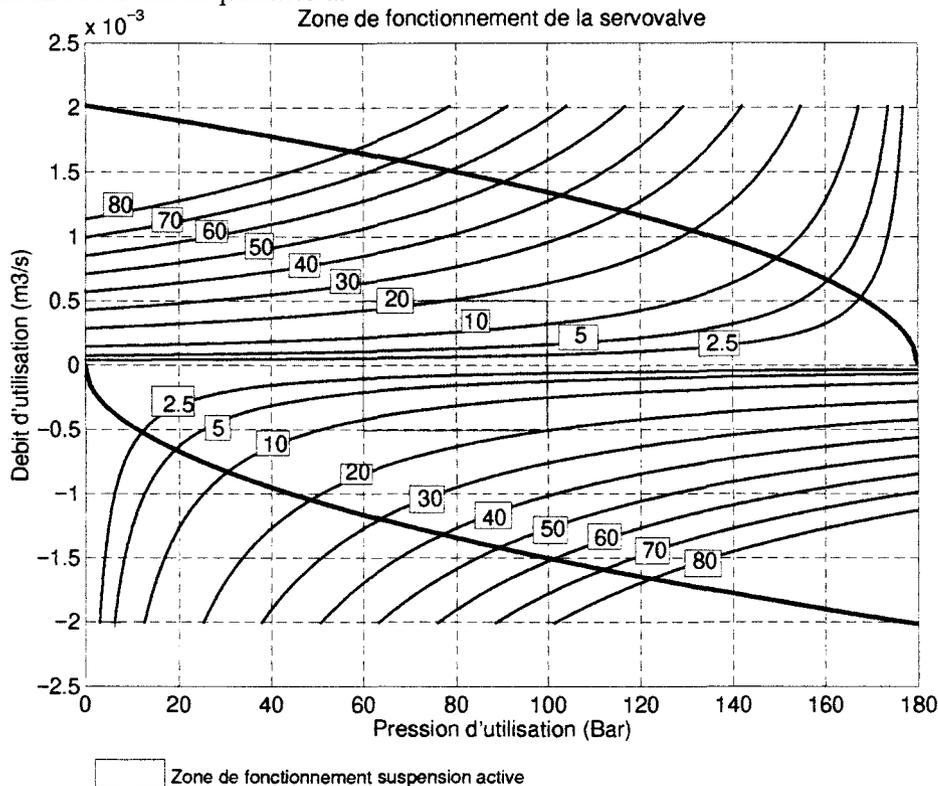


Figure (3-51) Evaluation des isoforces de jet

3.5. Utilisation de la servovalve en tant que source de débit pilotée.

La dernière étape de cette étude consiste à déterminer les moyens à mettre en oeuvre pour utiliser la servovalve dans le cadre de l'application suspension active.

L'objectif consiste à adapter la servovalve pour réaliser une source de débit pilotée.

Vue la formule {3-56}, le débit dépend essentiellement de la position tiroir et de la perte de charge entre la pression d'utilisation et l'une des deux pressions d'entrée.

Une idée immédiate consiste à se dire que par un retour PID complet, il devient tout à fait possible de piloter la position du tiroir. Par ailleurs, l'utilisation d'un capteur de pression permet de connaître la perte de charge de l'orifice de passage du fluide. En définitive, pour réaliser un débit donné, il suffit d'asservir la position du tiroir en tenant compte de la perte de charge.

Malheureusement, l'introduction du terme d'intégration dans le correcteur de la boucle primaire ralentit considérablement la dynamique de la servovalve. Ce phénomène provient essentiellement de l'amplitude importante des forces de jet nécessitant un gain d'intégration important. Ce gain trop élevé présente l'inconvénient de ralentir excessivement le système. En définitive, la solution PID doit être écartée.

Le correcteur de la boucle primaire doit se restreindre à un proportionnel-dérivé. Celui-ci ne compense pas les efforts de perturbations du tiroir à savoir principalement ceux émanants du ressort de rappel et des effets de jet.

A ce titre, la seule possibilité pour réaliser un débit consiste à agir en boucle ouverte par le biais d'une table d'équivalence entre le débit désiré et la consigne d'entrée à appliquer à la servovalve.

Ainsi conserve-t-on une forte dynamique. Le manque de précision dans la réalisation du débit n'est pas un problème en soi car la boucle d'asservissement de la suspension est à même de corriger tout écart d'estimation.

3.5.1. Etude du gain statique en débit de la servovalve.

Connaissant les expressions théoriques de chaque effort de perturbation du tiroir (figure (3-29) et (3-50)), il est possible de calculer la table d'équivalence entre la position d'entrée de la servovalve et le débit délivré. On définit ainsi **le gain en débit de la servovalve**.

D'après la formule {3-47}, en régime permanent :

$$X_{ti} = X_c + \frac{l^2 R}{Gk_p} F \quad \{3-60\}$$

Les efforts statiques de perturbation du tiroir proviennent de l'action du ressort de rappel (figure (3-29)) et des effets de jet (figure (3-50)). On ne tient pas compte des frottements secs négligeables par rapport aux autres efforts. On rappelle que e représente le recouvrement.

$$F = -(e_{res} + k_{res}[X_{ti} - c_{res}]) - 2c_q \cos(\gamma) |\Delta p| S(X_{ti} - e) \quad \{3-61\}$$

On se restreint à une position positive du tiroir dans laquelle il est contraint par le ressort.

En tenant compte de la loi de débit {3-56}, on en déduit la valeur d'entrée X_c qui permet l'obtention d'un débit Q donné.

$$\begin{aligned} X_c &= G(Q) \\ &= \left(1 + \frac{l^2 R}{Gk_p} k_{res} \right) S^{-1} \left(\frac{Q}{c_q \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}}} \right) \\ &\quad + \left(e + \frac{l^2 R}{Gk_p} (e_{res} - k_{res} c_{res}) \right) \\ &\quad + \left(\frac{l^2 R}{Gk_p} \cos(\gamma) \sqrt{2\rho|\Delta p|} \right) Q \end{aligned} \quad \{3-62\}$$

Le gain en débit superpose 3 termes :

- Un terme prenant en compte la forme géométrique des orifices et la loi de débit associée.
- Une valeur constante pour s'affranchir du recouvrement et de l'effort de précontrainte du ressort de rappel.

□ Un terme proportionnel au débit issu de l'effet des forces de jet.

A partir du modèle de la servovalve, nous avons représenté ce gain en débit par rapport à la position de consigne pour une pression d'utilisation constante (figure (3-52)).
L'épaisseur de la courbe correspond à la valeur des frottements secs et représente une erreur faible.

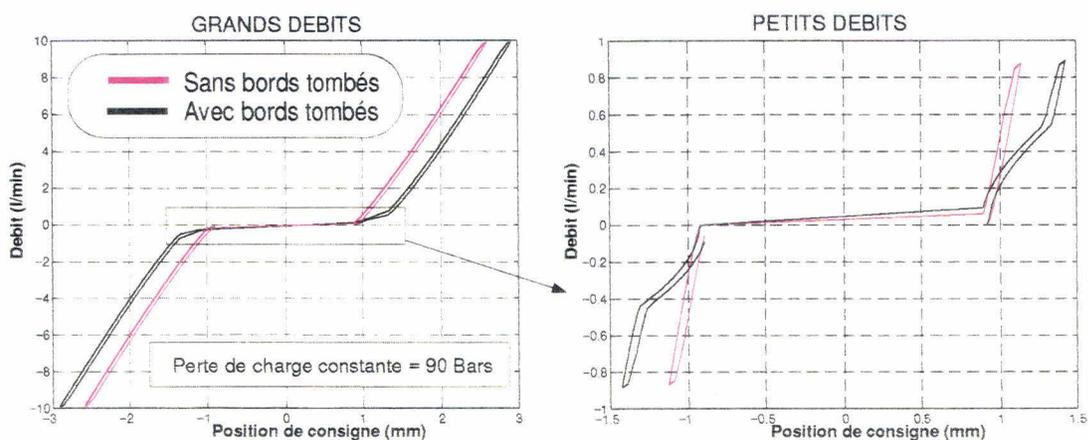


Figure (3-52)
Gain en débit de la servovalve
Retour PD
Mise en évidence de l'influence des bords tombés

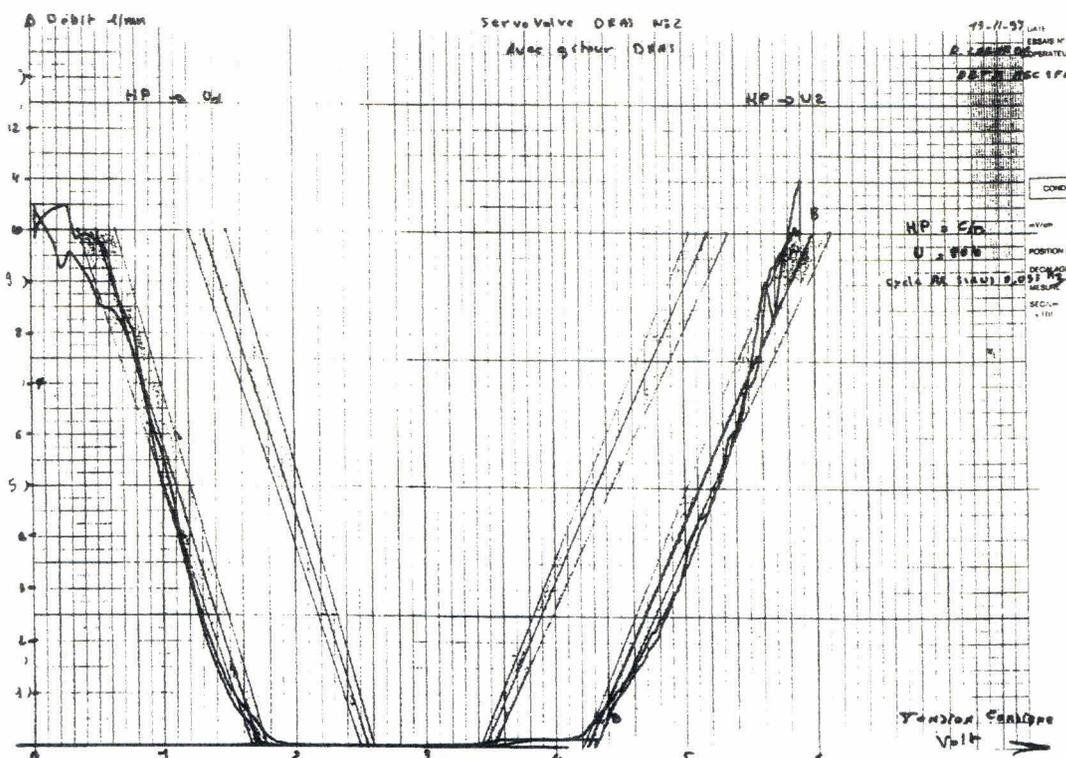


Figure (3-53)
Allure expérimentale du gain en débit
Tiroir sans bords tombés

Le plat apparaissant autour de la position de consigne nulle correspond à la valeur du recouvrement du tiroir ainsi qu'à la contrainte du ressort de rappel.

Hors de cette zone, **la courbe obtenue est relativement linéaire** pour un tiroir sans bords tombés. Cette propriété a été vérifiée expérimentalement (figure (3-53)).

L'adjonction des bords tombés élargit la zone de variation de la consigne d'entrée. Ainsi, on bénéficie d'une meilleure progressivité sur les faibles débits inférieurs au l/min. Cette zone supplémentaire est de plus relativement linéaire. **En définitive, le gain peut alors s'apparenter grossièrement à 2 segments linéaires.**

La figure suivante présente les variations du gain en débit sur une variation de la pression d'utilisation. Deux zones sensibles apparaissent :

- Sur la zone intermédiaire laminaire / turbulent.
- Sur les débits les plus importants (2l/min de variation du débit pour une variation de 80 bars sur la pression d'utilisation).

Ceci étant dit, au global, la courbe est relativement insensible à la pression d'utilisation dont l'amplitude varie de +/- 50%.

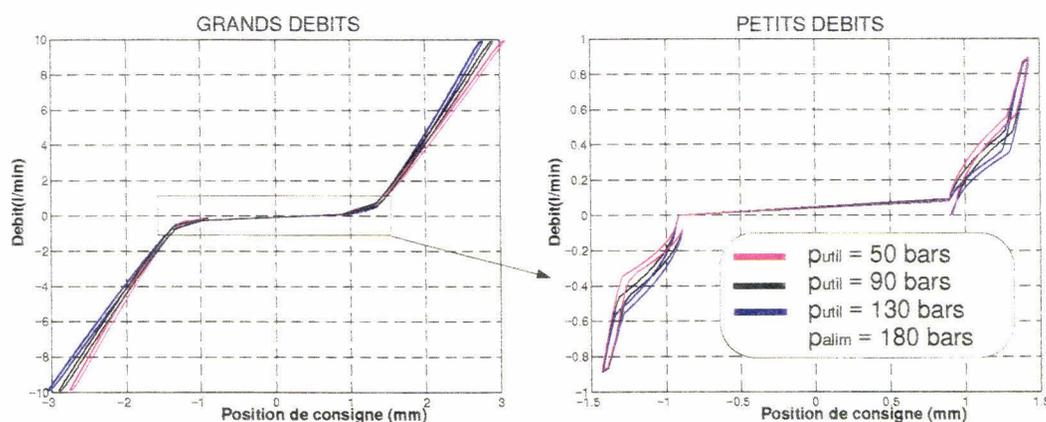


Figure (3-54) Influence de la pression d'utilisation sur le gain en débit
Servovalve avec bords tombés

La faible sensibilité du gain à la pression d'utilisation s'explique simplement à partir de l'équation {3-62}. Le terme relatif à la forme géométrique de l'orifice évolue en sens inverse de celui relatif aux forces de jet sur une variation de la perte de charge. La racine carré limite encore ces évolutions. Cette propriété physique remarquable a été vérifiée expérimentalement.

Ainsi est-il possible de se passer de la connaissance de la pression d'utilisation par un capteur et par là se soustraire aux problèmes de fiabilité associés ainsi qu'au coût supplémentaire. Peut-être augmente-t-on l'incertitude sur la valeur du débit. Mais comme nous l'avons déjà dit, cette erreur est rattrapée par la boucle position-vitesse propre à la suspension.

La courbe de gain en débit a enfin été décomposée suivant les efforts de perturbation du tiroir (figure (3-55)). Ainsi, peut-on évaluer la participation de chaque effort.

En particulier, on constate que **les forces de jet élargissent la plage de consigne. Il en est de même pour les efforts de rappel du ressort essentiellement par le biais de la précontrainte.** Celle-ci translate la courbe et augmente encore "la zone morte électronique".

La contribution de la raideur propre du ressort est faible devant celle des forces de jet et peut être négligée.

Sur les petits débits (figure (3-55)) pour un tiroir à bords tombés, les forces de jet modifient peu l'allure du gain en débit. Ces forces deviennent du même ordre de grandeur que celle relative à la raideur linéaire du ressort de rappel. Ce phénomène provient du fait que la section de découverture varie peu en fonction du déplacement du tiroir sur la section laminaire d'écoulement. En définitive, seul la précontrainte du ressort élargit la plage de consigne.

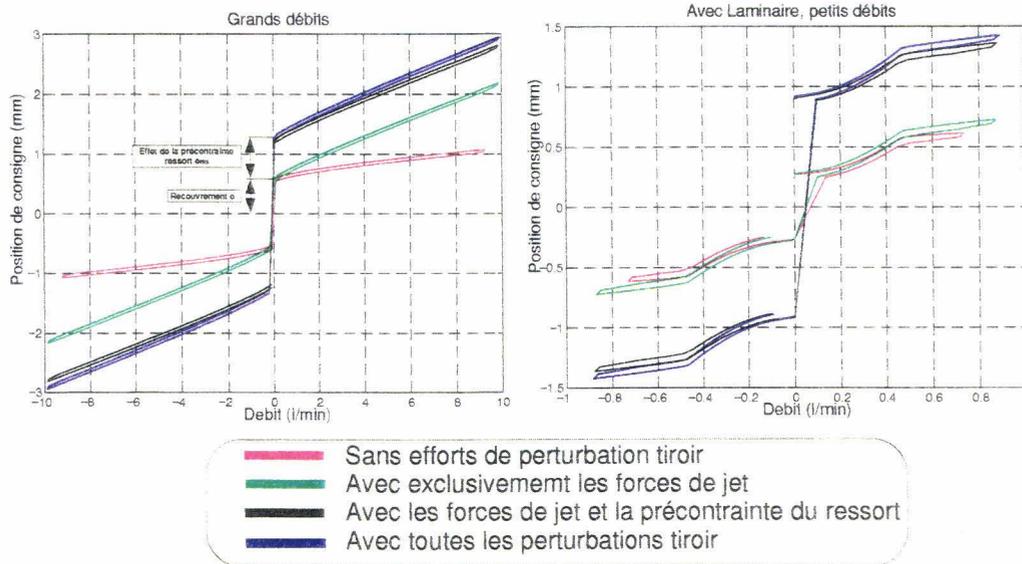


Figure (3-55) Influence de efforts de perturbation sur le gain en débit

3.5.2. Etude dynamique du gain en débit.

Ayant placé en amont de la consigne d'entrée de la servovalve la courbe inverse du gain en débit, il devient possible de réaliser une source de débit pilotable de forte dynamique.

Si on simule la réponse de la servovalve à un échelon de débit (figure (3-56)) pour une pression d'utilisation constante, on constate effectivement que le débit réel rejoint le débit de consigne en l'espace de quelques $1/100^{\circ}$ de seconde.

Sans surprise, la présence de laminaires sur le tiroir n'influence pas la réponse à un débit important. Par contre, la différence apparaît sur les petits débits par une amélioration de la précision et la diminution des oscillations transitoires.

Par ailleurs , **il apparaît lors du transitoire des oscillations de fréquence importante** d'environ 60 à 70 Hz et qui plus est sont peu amorties. La figure indique que ces oscillations surviennent aussi bien sur les petits que sur les grands débits. L'oscillation est moins amortie sur les grands débits.

Remarquons aussi que **ces oscillations n'apparaissent pas en phase de fermeture du tiroir**. Dans ce cas, les efforts tiroir ne peuvent générer d'oscillations puisque le tiroir se situe dans sa zone de recouvrement et aucun débit n'est généré.

La figure (3-57) permet de comprendre la nature des oscillations du débit à l'ouverture du tiroir. Nous avons simulé la réponse de la servovalve à une consigne en débit dans diverses configurations d'effort sur le tiroir.

Celui-ci est muni de bords tombés afin de pouvoir réaliser correctement les petits et les grands débits.

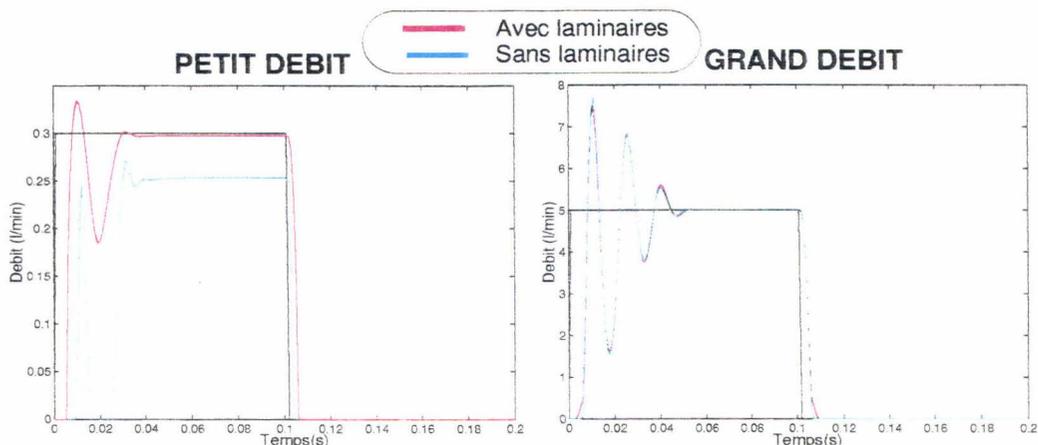


Figure (3-56)
Réponse à un échelon de débit
Influence de bords tombés

Sur les petits débits, les forces de jet sont faibles et n'influent pas sur la réponse de la servovalve. **L'oscillation résulte essentiellement de la précontrainte du ressort de rappel.** La raideur k_{res} a pour sa part peu d'influence.

La précontrainte correspond en fait à une raideur très importante sur une distance courte. L'oscillation résulte du couplage de cette raideur avec la masse mise en jeu dans le mouvement, à savoir la masse du tiroir doublée de la masse apportée au niveau du tiroir de l'inertie moteur.

Remarquons enfin que l'adjonction de la contrainte du ressort produit une montée en débit plus précoce même si plus oscillante.

Sur les grands débits, l'oscillation provient essentiellement des forces de jet. La raideur k_{res} a peu d'influence. La précontrainte du ressort a pour sa part un effet bénéfique en retenant le tiroir, autrement dit en amortissant les oscillations du tiroir.

Là encore, les efforts produisent une montée en débit plus précoce.

Remarquons également tout au début de cette montée, la zone de passage des laminaires caractérisée

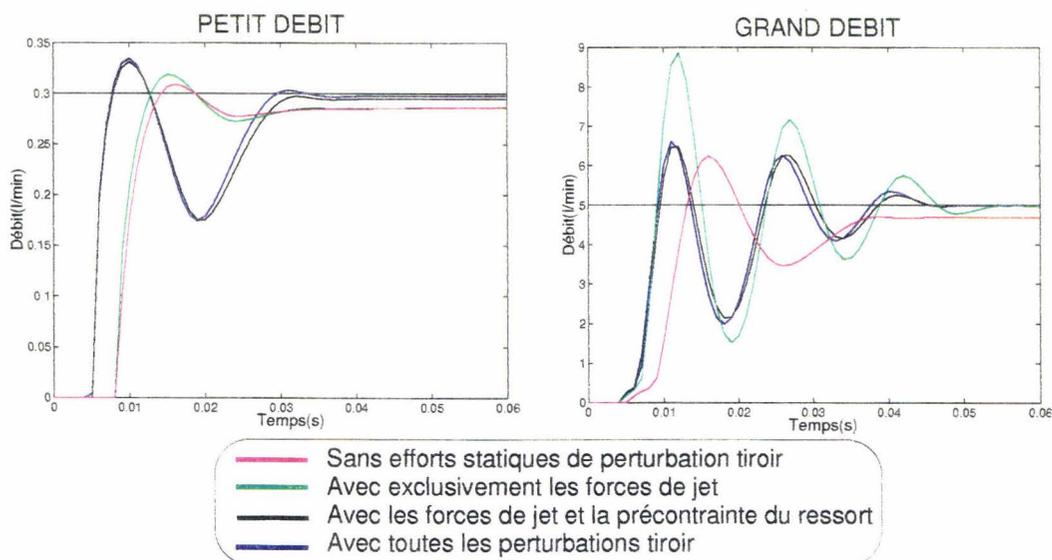


Figure (3-57)
Influence des efforts de perturbation tiroir sur la réponse à un débit de consigne
Tiroir à bords tombés

par une première montée faible en débit.

L'oscillation du débit par les forces de jet s'explique par les formules. Plus précisément, vu l'expression des forces de jet (figure (3-50)), celles-ci peuvent être assimilées à un ressort de rappel en considérant en première approximation que la section de découverture du tiroir varie linéairement en fonction de sa position. Cette raideur dépend alors linéairement de la perte de charge aux bornes de l'orifice.

Le phénomène d'oscillation résulte alors du couplage de cette raideur avec la masse mise en jeu, à savoir la masse du tiroir doublée de la masse apparente au niveau du tiroir de l'inertie moteur.

La fréquence d'oscillation évolue alors suivant la racine carré de la perte de charge. Cette fréquence évolue donc peu.

Plusieurs relevés expérimentaux effectués sans laminaires ont permis de mettre en valeur la fréquence d'oscillation du débit sous l'effet des forces de jet. **La valeur de cette fréquence est conforme à celle prévue par la simulation.** Par contre, **les oscillations sont beaucoup plus amorties** (figure (3-58)). Ce décalage provient vraisemblablement de la modélisation des forces de jet. Le modèle surestime ces efforts par rapport à la réalité et nécessiterait d'être affiné.

Remarquons encore que **le temps de réponse du débit est conforme à la simulation.** Le calcul de cette quantité doit s'effectuer en tenant compte du retard pur du débitmètre de mesure volumétrique. Sur ce relevé effectué pour une perte de charge constante de 80 bars, le retard est d'un 1/2 centième de seconde (temps entre le moment où les pressions amonts et avals varient et celui où le débit commence à croître).

En définitive le temps de réponse est d'environ 3/100 de seconde. Il se décompose en 2 parties.

□ Un retard pur d'1/100s environ pendant laquelle le tiroir se déplace dans sa zone de recouvrement et contre la contrainte du ressort de rappel.

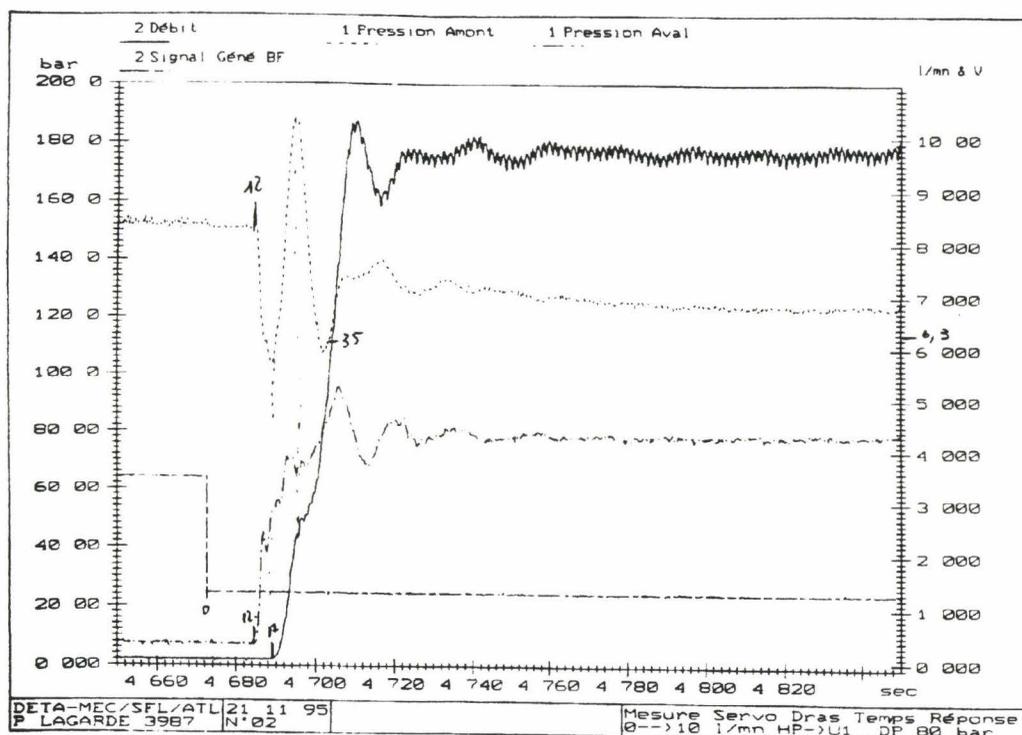


Figure (3-58)
Réponse à un échelon de débit
Courbe expérimentale

□ Un transitoire de montée en débit de 2/100s environ.

Par ailleurs, **sur une fermeture du tiroir, on vérifie bien que le temps de réponse du débit est plus faible et qu'il n'apparaît pas d'oscillations** (figure (3-59)). Le retard pur se réduit à 2/1000 s et le temps de descente du débit à 1.5/100 s.

En définitive, on estime que le niveau de corrélation entre les relevés expérimentaux et les résultats de simulation est satisfaisant. La dynamique de la réponse en débit du modèle de simulation reproduit les mêmes tendances que l'expérimentation. Par conséquent, le réalisme du modèle est jugé suffisant pour une utilisation dans des modèles de suspension hydraulique actifs. L'introduction du modèle de la servovalve permettra d'étudier l'influence des imperfections de l'actionneur sur la réponse du système actif. En particulier, on vérifiera que la dynamique de celui-ci est suffisante pour pouvoir réaliser correctement la commande d'asservissement de l'assiette du véhicule initiée par les actions du conducteur.

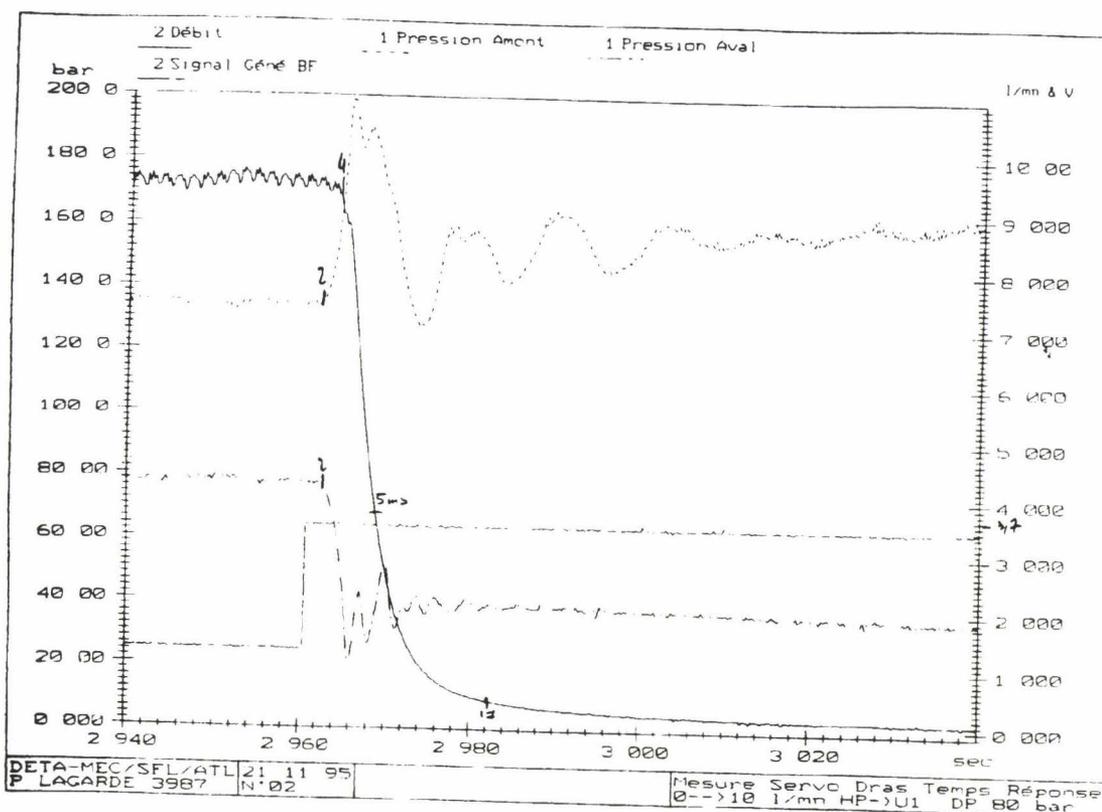


Figure (3-59)
Réponse à un échelon de débit
Courbe expérimentale

3.6. Conclusion.

En utilisant la technique Bond-Graph, un premier modèle linéaire de la servovalve a été développé. Après en avoir identifié chaque élément, ce modèle a servi à comprendre le fonctionnement de ce nouveau type d'actionneur. Ainsi, nous avons successivement étudié sa stabilité, sa rapidité, sa

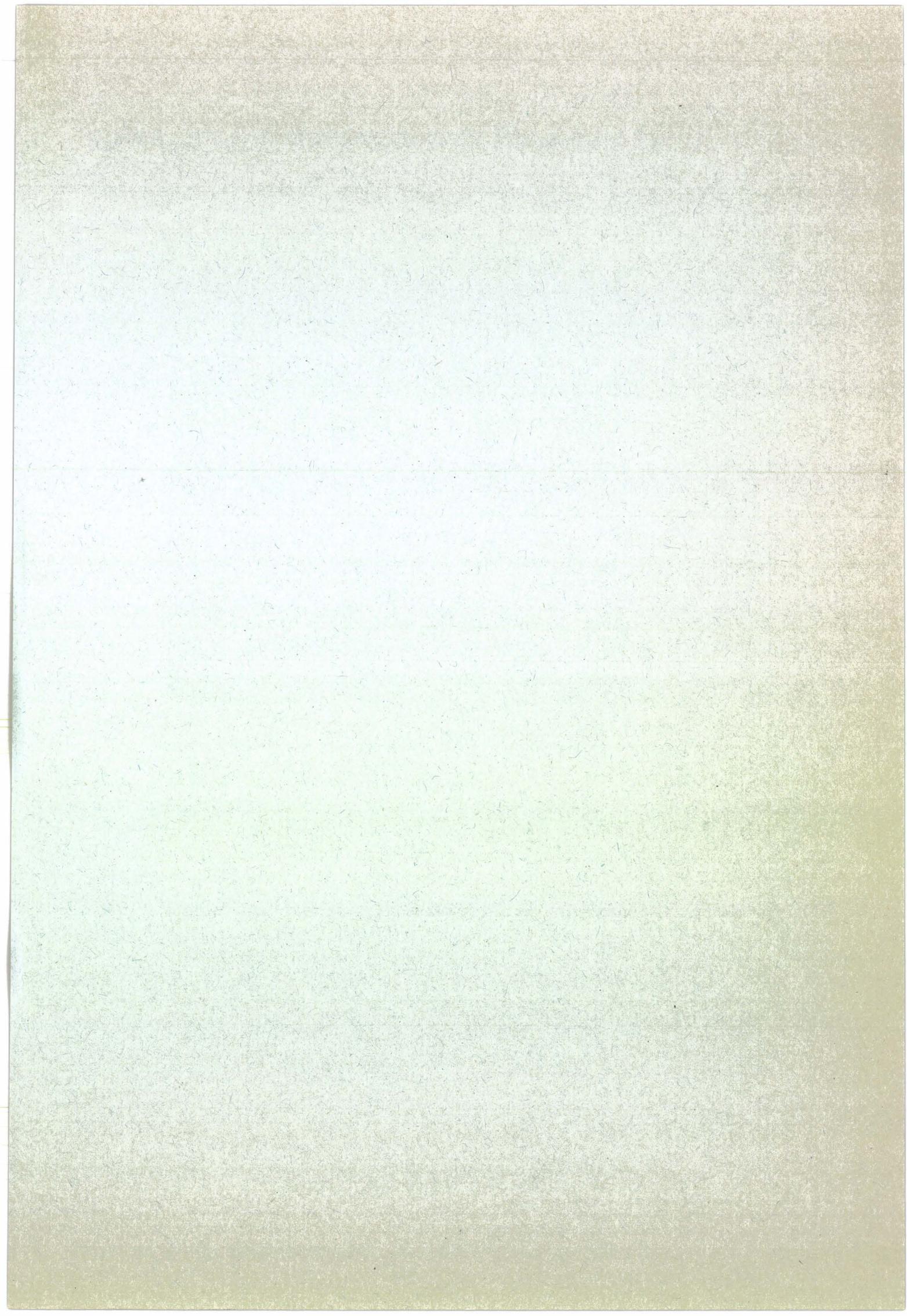
précision, son coût énergétique électrique, sa robustesse et son aptitude à rejeter les efforts de perturbation en fonction de la valeur des différents gains de commande et de celles des paramètres physiques. Au terme de cette étude, apparaissent alors les différents compromis qu'il est nécessaire d'effectuer et les zones de réglage des gains de commande dans lesquelles il faut se placer.

Ce premier modèle a ensuite été complété par l'adjonction de plusieurs phénomènes non linéaires. Nous nous sommes intéressés principalement à trois effets, d'une part les frottements secs que l'on a identifiés et qui conduisent à un modèle très proche de la réalité, d'autre part la précontrainte du ressort de rappel qui modifie de façon sensible la dynamique du tiroir et enfin les phénomènes hydrauliques que sont les forces de jet et la loi de débit de valve. En particulier, nous avons montré l'avantage apporté par l'introduction des bords tombés sur le tiroir en précision dans l'énergie hydraulique délivrée.

Pour terminer cette étude, nous avons défini les modifications à effectuer pour utiliser la servovalve en tant que source de débit piloté dans le cadre de l'application suspension active. On retiendra qu'il suffit de placer en amont une table d'équivalence débit consigne relativement indépendante de la pression d'utilisation. L'étude temporelle de ce système a permis la mise en évidence d'une résonance particulière du débit produite par les effets conjugués de la précontrainte du ressort et des forces de jet. Cette résonance a été observée expérimentalement et n'apparaît pas être aussi pénalisante que le prévoit le modèle.

Finalement, le modèle obtenu à l'issue de ce chapitre fournit des simulations de la réponse en débit de la servovalve qui coïncident relativement bien avec les relevés expérimentaux effectués par ailleurs. L'obtention d'un tel résultat provient d'une construction hiérarchisée de ce modèle à l'aide de l'outil Bond-Graph. Chaque phénomène physique élémentaire a été séparé et identifié au mieux, puis assemblé aux autres jusqu'à l'obtention d'un modèle complet capable de reproduire correctement la relation entre le débit hydraulique du distributeur et la tension de commande.

Ce modèle étant validé, nous allons pouvoir l'insérer dans des modèles plus généraux reproduisant l'environnement dans lequel prend place l'actionneur servovalve. En particulier, dans le cadre de la suspension active, nous allons utiliser ce modèle au sein d'un modèle de type $\frac{1}{4}$ véhicule. De cette manière, nous pourrions juger de l'influence de la dynamique de la servovalve sur la commande de la suspension et nous vérifierons dans quelle mesure elle supporte les contraintes énergétiques et dynamiques imposées par la correction d'assiette du véhicule.



Chapitre 4

Le modèle de suspension monoroue.

4.1. Introduction et objectifs du chapitre.

Nous avons développé dans le chapitre précédent un modèle d'actionneur pour la suspension active. Ce chapitre s'attache à la modélisation de la suspension à partir de modèles monoroues de niveaux de complexité croissants. Bien qu'étant le plus simple, ce type de modèle met en évidence tous les problèmes de confort et de comportement inhérents aux suspensions. Il va donc nous permettre de mettre au point une loi de commande représentative du véhicule complet sans en supporter sa complexité. L'extension à un modèle complet véhicule sera alors plus simple dans la mesure où celui-ci se décompose en sous-modèles de type monoroue.

4.2. Présentation des différents modèles 1/4-véhicule et des non-linéarités.

4.2.1. Justifications et limitations du modèle.

La plupart des articles ayant trait aux suspensions actives se basent sur ce type de modèle. Il est simple car il comporte un nombre restreint de degrés de liberté et permet ainsi une mise au point rapide de lois de commande. Cependant, son utilisation est rarement justifiée.

En fait, on démontre qu'un véhicule complet à 7 degrés de libertés (pompage, tangage et roulis pour la caisse et un déplacement vertical pour chacune des 4 roues) peut se ramener à l'étude de plusieurs modèles ¼ véhicule dans le cas particulier où les masses supportées par les roues avant et arrière sont intégralement localisées sur leur essieu respectif. Cette configuration correspond à l'égalité suivante :

$$\boxed{J_{\theta} = M e_{av} e_{ar}} \quad \{4-1\}$$

avec :

J_{θ} : Inertie en tangage de la masse suspendue.

M : Masse suspendue.

e_{av} : Distance entre les roues avant et le centre de gravité de la masse suspendue.

e_{ar} : Distance entre les roues arrières et le centre de gravité de la masse suspendue.

Les modes de suspension avant et arrière se découplent et peuvent ainsi s'étudier séparément comme 2 ¼-véhicules sollicités en pompage.

Le mode de roulis quant à lui se sépare des modes de pompage et de tangage en considérant que le véhicule possède un plan de symétrie longitudinal. L'étude des mouvements en roulis se ramène alors également à l'étude d'un ¼ véhicule.

L'approximation concernant le roulis est relativement correcte, les inerties couplées roulis-tangage étant faibles devant les inerties principales. Celle concernant le découplage des modes avant et arrière se justifie en remarquant que les masses moteur, réservoir, passagers, bagages sont localisées à proximité des passages de roue.

En définitive, les tendances observées sur un modèle $\frac{1}{4}$ véhicule reflètent relativement bien les tendances du véhicule complet.

4.2.2. Description du modèle monoroue activé par la servovalve.

La figure (4-1) représente un modèle $\frac{1}{4}$ véhicule oléopneumatique activé par l'actionneur servovalve. L'élément porteur hydraulique est connecté à une sphère oléopneumatique qui fait office de ressort hydraulique de suspension. Une restriction placée entre ces deux éléments constitue l'amortisseur. L'activation ainsi que la mise à hauteur du véhicule s'effectue par l'adjonction ou la suppression de fluide de l'élément porteur. A ces fins, le correcteur mécanique CITROËN a été remplacé par la servovalve.

Celle-ci par le pilotage de son tiroir hydraulique module le passage du fluide entre l'élément porteur et

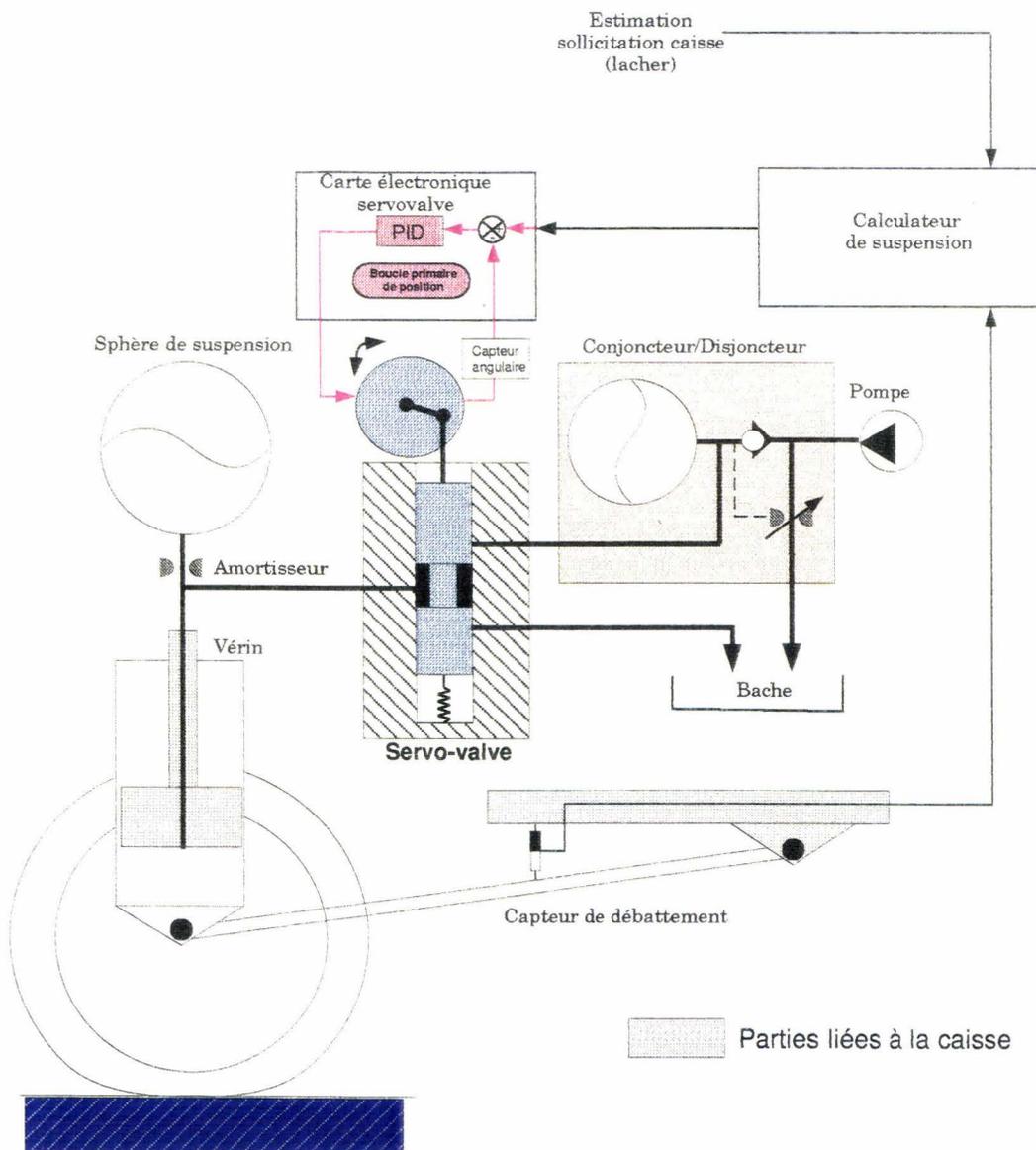


Figure (4-1) Schéma d'un monoroue hydraulique activé par la servovalve

la réserve de fluide haute pression contenue dans l'accumulateur du conjoncteur-disjoncteur d'une part et la bêche à pression atmosphérique d'autre part. Une pompe permet d'alimenter l'accumulateur du conjoncteur si sa pression passe au-dessous d'un seuil minimum. Ainsi, on bénéficie d'une réserve haute pression en permanence.

Un capteur de déplacement restitue le débattement de la suspension. Cette information est utilisée par un calculateur numérique chargé d'activer la suspension. Celui-ci génère une consigne d'entrée pour la carte électronique d'asservissement de la position du tiroir de la servovalve dite boucle primaire.

Un capteur de pression dans le vérin de suspension est également utilisé pour la commande active. Son usage est justifié par l'étude précédente sur la servovalve en tant que source de débit.

Le rôle de l'ensemble calculateur-servovalve est double. D'une part il est chargé de maintenir la caisse à un niveau constant en dépit des différentes configurations possibles de chargement. Sa dynamique est alors quasi-statique, au même titre que le correcteur de hauteur CITROËN. D'autre part, en concordance avec les objectifs d'activation souhaités et rappelés au début de cet ouvrage, il est chargé de maintenir la caisse à un niveau constant sur toutes sollicitations appliquées sur celle-ci. Dans ce cadre, il est souhaitable que sa dynamique soit la plus rapide possible ou du moins plus rapide que la dynamique des sollicitations caisse. Pour satisfaire ces objectifs, la commande est composée de 2 boucles de régulation (figure (4-2)).

Le premier bouclage s'effectue par l'utilisation du débattement de la suspension et de sa dérivée. Le calculateur génère alors une commande pour la servovalve en débit. Ce débit réalise un retour position-vitesse. Malheureusement, un tel retour n'est pas suffisamment rapide en regard de la dynamique des sollicitations caisse.

C'est pourquoi, à celui-ci s'ajoute un 2^{ème} bouclage à partir de la connaissance de ces sollicitations.

Nous verrons par la suite dans quelle mesure il améliore la commande.

Chacune de ces boucles correspond à un débit de consigne qui ensuite doit être réalisé par la servovalve. C'est pourquoi, il s'ajoute une table de calcul de la consigne à affecter à la servovalve pour

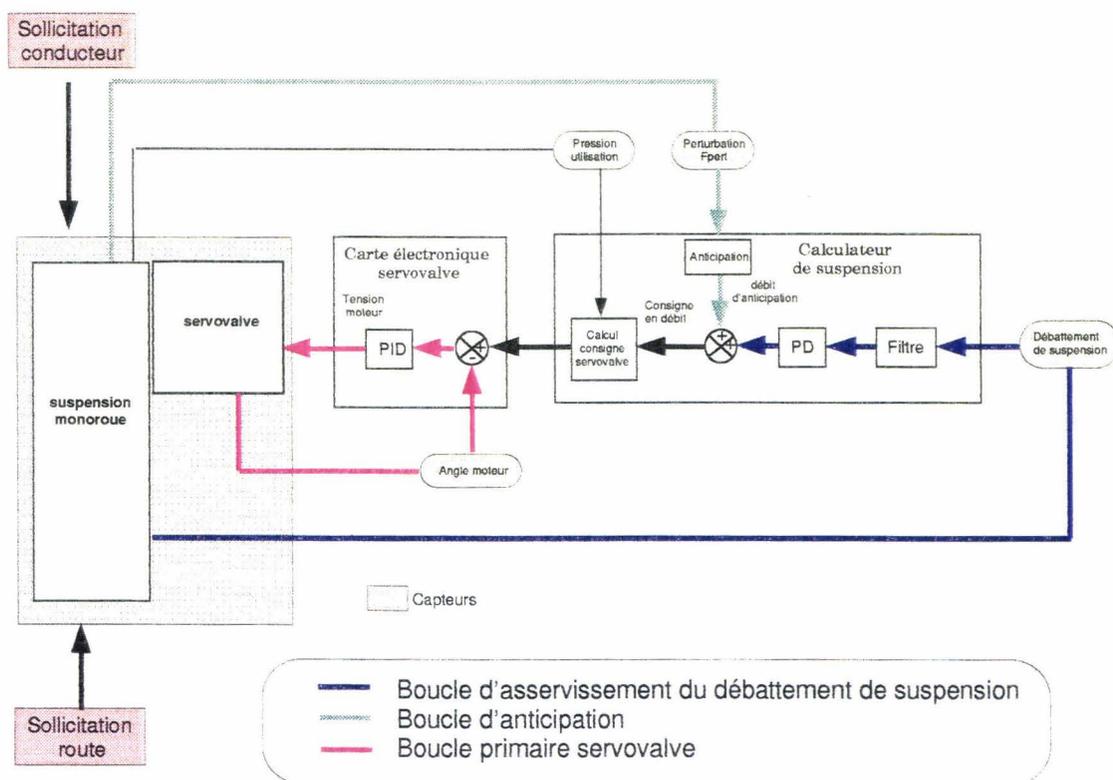


Figure (4-2) Schéma de la commande de la suspension hydraulique monoroue

obtenir le débit souhaité. Le calcul de cette table a été précisé dans le chapitre précédent.

4.2.3. Les différents modèles monoroue.

L'étude et l'optimisation de cette commande reposent sur plusieurs modèles monoroues hydrauliques. (figure (4-3)). Le plus simple est linéaire et ne comporte qu'un seul degré de liberté: le déplacement vertical de la masse suspendue. Il ne tient pas compte des mouvements de la masse non-suspendue. Cette simplification est justifiée par le fait que sur un véhicule série le rapport des fréquences propres des 2 masses est de plus d'une décade. Par conséquent, tant que l'on s'intéresse aux mouvements basses fréquences de la caisse de l'ordre du Hertz, il n'est pas nécessaire de considérer les mouvements de roue de l'ordre d'une quinzaine de Hertz. Au total, l'ordre du système se réduit à 2 et facilite ainsi la mise au point d'une loi de commande active.

L'activation s'effectue par le biais d'une injection de débit dans le vérin de suspension. Des travaux antérieurs [Allirand, 91] justifient ce choix d'activation.

Les perturbations sur la caisse sont modélisées sous la forme d'une source d'effort. Communément, on parle de lâcher de masse sur le véhicule pour simuler une prise de virage, une accélération ou un freinage.

La route est modélisée par une source de vitesse. Au total l'équation d'état de ce modèle s'écrit :

$$\begin{pmatrix} \dot{q}_{C_{sph}} \\ \dot{p}_M \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{S}{M} \\ \frac{S}{C_{sph}} & -\frac{R_{am}S^2}{M} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} q_{C_{sph}} \\ p_M \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & S & 1 \\ 1 & R_{am}S^2 & R_{am}S \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_{pert} \\ V_s \\ Q \end{pmatrix} \quad \{4-2\}$$

Le second modèle comporte 2 degrés de liberté. Il permet la vérification et un réglage plus fin des lois de commande préalablement construites sur le premier modèle. Son aspect linéaire et son ordre peu élevé (4 en passif) permet encore l'utilisation des outils d'analyse de l'automatique. En particulier, il permet de juger de l'influence de la commande sur le battement de roue ou le contact roue-sol.

L'équation d'état de ce modèle s'écrit :

$$\begin{pmatrix} \dot{p}_M \\ \dot{q}_{C_{sph}} \\ \dot{p}_{M_{roue}} \\ \dot{q}_{k_{pneu}} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R_{am}S^2}{M} & \frac{S}{C_{sph}} & \frac{R_{am}S^2}{M_{roue}} & 0 \\ \frac{S}{M} & 0 & \frac{S}{M_{roue}} & 0 \\ \frac{R_{am}S^2}{M} & -\frac{S}{C_{sph}} & -\frac{R_{am}S^2}{M_{roue}} & k_{pneu} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{M_{roue}} & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_M \\ q_{C_{sph}} \\ p_{M_{roue}} \\ q_{k_{pneu}} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & R_{am}S \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -R_{am}S \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F_{pert} \\ V_s \\ Q \end{pmatrix} \quad \{4-3\}$$

Le dernier modèle plus réaliste comporte 2 ddl et tient compte de toutes les non-linéarités. On en dénombre principalement 3 : la sphère oléopneumatique, l'amortisseur hydraulique et surtout le frottement sec sur le vérin de suspension. A noter que l'on a décidé de ne pas tenir compte de la cinématique de suspension. Cette non-linéarité n'intervient que sur les débattements importants. Dans le cadre de la stratégie d'activation adoptée, les débattements en phase active sont faibles. C'est pourquoi nous n'en tenons pas compte.

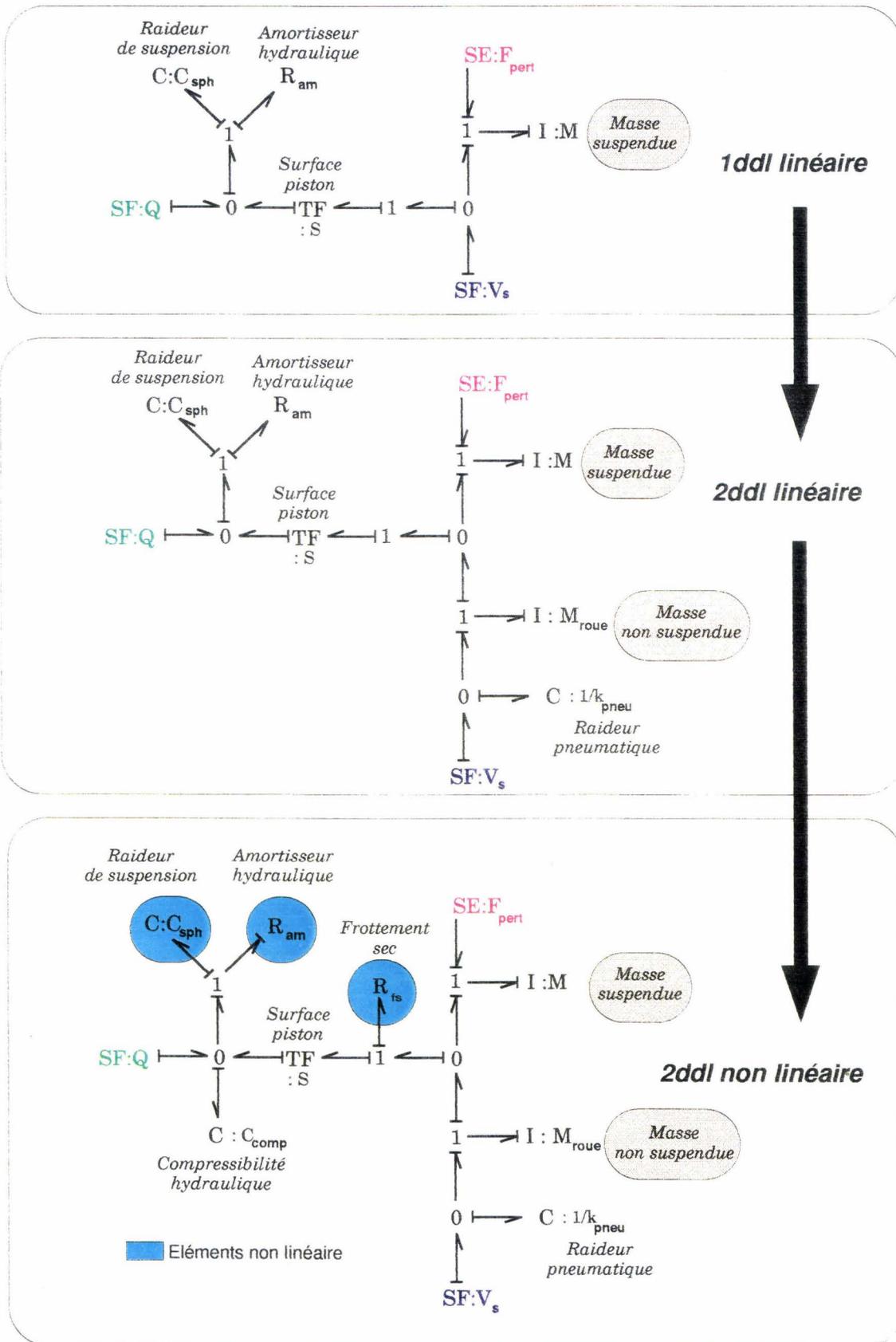


Figure (4- 3) Modèles Bond-Graphs monoroue hydraulique

Notons également l'adjonction d'une raideur de compressibilité dans le vérin de suspension dont le rôle n'est pas majeur, mais qui sera systématiquement utilisée dans le modèle de suspension complet afin d'éviter les problèmes de causalité (que l'on n'a pas ici !).

Les lois de commande validées par les 2 premiers modèles sont appliquées à ce dernier pour évaluer l'influence des non-linéarités sur leurs performances.
Mais précisons chacune de ces non-linéarités.

4.2.4. Description des principales non-linéarités.

4.2.4.1. La sphère oléopneumatique.

Description et paramètres caractéristiques.

Il s'agit d'une sphère en acier comprenant une membrane étanche qui la sépare en deux volumes. L'un est rempli de gaz (de l'azote), l'autre est rempli par le fluide de suspension (figure (4-4)). Ses caractéristiques sont fixées par V_0 et P_0 , respectivement le volume et la pression d'azote à vide (le terme 'à vide' signifie que le volume d'huile contenu dans la sphère est nul. Par conséquent, V_0 correspond au volume total de la sphère, la membrane étanche s'appuyant sur les parois intérieures de la sphère).

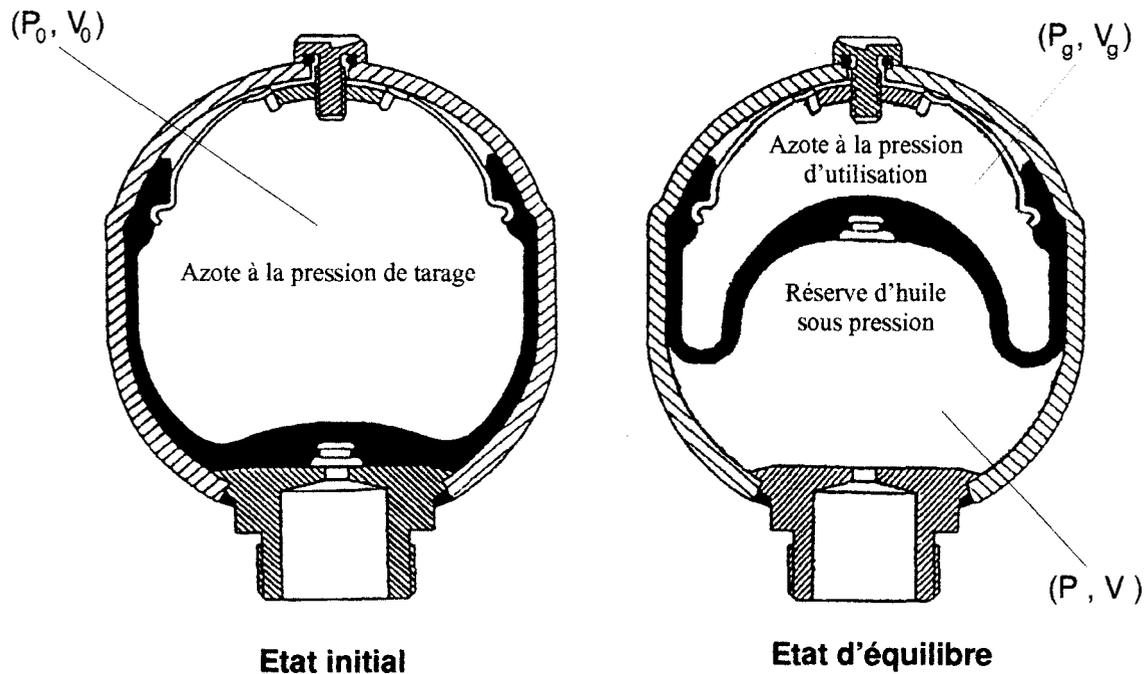


Figure (4-4) Sphère de suspension CITROËN

Modélisation.

Soit pour le fluide :

P_e : sa pression statique.

P : sa pression courante.

ΔP : sa différence de pression entre l'équilibre et l'état courant.

V_e : son volume statique dans la sphère.

V : son volume courant dans la sphère.

ΔV : sa différence de volume dans la sphère entre l'équilibre et l'état courant.

et pour le gaz :

P_{e_g} : sa pression statique.

P_g : sa pression courante.

ΔP_g : sa différence de pression entre l'équilibre et l'état courant.

V_{e_g} : son volume statique dans la sphère.

V_g : son volume courant dans la sphère.

ΔV_g : La différence de volume dans la sphère entre l'équilibre et l'état courant.

La présence de la membrane entre l'azote et le fluide impose à tout instant:

$$P = P_g \quad \{4-4\}$$

Donc, en particulier :

$$P_e = P_{e_g} \quad \{4-5\}$$

$$\Delta P = \Delta P_g \quad \{4-6\}$$

Par ailleurs, le volume de la sphère étant constant à tout instant :

$$V_g + V = V_0 \quad \{4-7\}$$

Et en particulier :

$$V_e + V_{e_g} = V_0 \quad \{4-8\}$$

$$\Delta V + \Delta V_g = 0 \quad \{4-9\}$$

Les déplacements du fluide sont suffisamment rapides pour considérer que le gaz subit une transformation adiabatique entre son état d'équilibre caractérisé par le couple (P_e, V_e) et son état courant (P, V) . Cette hypothèse a été vérifiée expérimentalement antérieurement [Allirand, 91], [Brault, 86] pour des échanges de moins de 5 s et des pressions inférieures à 200 bars.

$$P_{e_g} V_{e_g}^\gamma = P_g V_g^\gamma \quad \{4-10\}$$

avec :

γ : coefficient adiabatique, $\gamma = 1.4$

Cette relation se réécrit à la vue des relations précédentes:

$$\Delta P = P_{e_g} \left(\left(\frac{V_{e_g}}{V_{e_g} - \Delta V} \right)^\gamma - 1 \right) \quad \{4-11\}$$

Ajoutons que P_e et V_e sont reliés à P_0 et V_0 par la relation traduisant l'égalité des températures entre la sphère 'à vide' et la sphère à l'équilibre:

$$P_0 V_0 = P_{e_g} V_{e_g} \quad \{4-12\}$$

Et en définitive, l'équation hydraulique caractéristique d'une sphère oléopneumatique s'écrit:

$$\Delta P = P_e \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{P_e}{P_0} \frac{\Delta V}{V_0}\right)^\gamma} - 1 \right) = f(\Delta V, P_0, V_0, P_e) \quad \{4-13\}$$

Remarques:

Cette équation n'est valable que lorsque la pression statique du fluide P_e est supérieure à la pression à vide du gaz P_0 . Dans le cas contraire, le fluide ne peut pénétrer dans la sphère puisque sa pression n'est pas suffisante pour contrer la pression de gonflage P_0 de la sphère.

La sphère en tant qu'élément capacitif dépend de trois paramètres :

- La pression de gonflage de la sphère P_0 .
- Le volume de la sphère V_0 .
- La pression statique du circuit P_e .

La pression d'équilibre résulte de l'effet de la masse véhicule sur la section du vérin :

$$P_e = \frac{F_e}{S} \quad \{4-14\}$$

- F_e : effort statique appliqué par la masse suspendue.
- S : section hydraulique rapportée à la roue.

La raideur mécanique équivalente à la raideur hydraulique de la sphère s'écrit alors :

$$\Delta F = S \Delta P = F_e \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{F_e}{P_0} \frac{\Delta Z}{V_0}\right)^\gamma} - 1 \right) \quad \{4-15\}$$

ΔF : La variation d'effort entre l'équilibre et l'état courant.

ΔZ : La variation de hauteur entre l'équilibre et l'état courant.

Cette raideur est indépendante de la section hydraulique.

Linéarisation au voisinage de la pression d'équilibre.

En linéarisant les expressions précédentes au premier ordre, il vient :

$$\Delta P \approx \left(\frac{\partial}{\partial \Delta V} f(\Delta V, P_0, V_0, P_e) \right)_{\Delta V=0} \Delta V \quad \{4-16\}$$

Soit:

$$\Delta P \approx \frac{\gamma P_e^2}{P_0 V_0} \Delta V \quad \{4-17\}$$

La raideur hydraulique et celle mécanique équivalente s'écrivent en définitive :

$$K_{hyd} = \frac{\gamma P_e^2}{P_0 V_0} \quad \{4-18\}$$

$$K_{mec} = \frac{\gamma F_e^2}{P_0 V_0} \quad \{4-19\}$$

Remarques:

- Une augmentation du produit $P_0 V_0$ assouplit la suspension.
- La raideur varie en fonction du carré de la charge. Contrairement à une suspension conventionnelle mécanique, la pulsation propre varie en fonction de la charge.

4.2.4.2. L'amortisseur hydraulique.**Description.**

Un amortisseur hydraulique a pour but de limiter le passage du fluide dans le circuit de suspension. Il est constitué d'un corps cylindrique percé d'un orifice central appelé gicleur et de plusieurs orifices périphériques recouverts de part et d'autre d'un empilage de rondelles de recouvrement de divers diamètres appelés encore clapets (figure (4-5)).

L'amortisseur se place à la base de la sphère de suspension.

Fonctionnement.

Lorsque les débits ou les pressions en jeu sont faibles, le fluide de suspension ne peut que passer par le gicleur central de l'amortisseur, les ouvertures extérieures étant obstruées par les clapets de part et d'autre du corps cylindrique de l'amortisseur.

Au-delà d'une certaine pression et du débit qui lui correspond, les clapets sous l'action du fluide se soulèvent pour laisser circuler celui-ci au travers des ouvertures périphériques. L'amortissement résultant sera donc inférieur à l'amortissement obtenu par le seul gicleur.

Il est à noter que les rondelles ne sont pas nécessairement de même nature sur chaque face de l'amortisseur. Dans un tel cas, l'amortisseur est à fonctionnement dissymétrique et on distingue une phase d'attaque d'une phase de détente suivant le sens de circulation du fluide dans l'amortisseur.

Modélisation.*Écoulement dans le gicleur.*

D'après les lois de l'hydraulique, le débit Q du fluide à travers un orifice de section S est fourni par la formule suivante:

$$Q = C_d S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad \{4-20\}$$

ΔP : différence de pression aux bornes du gicleur.

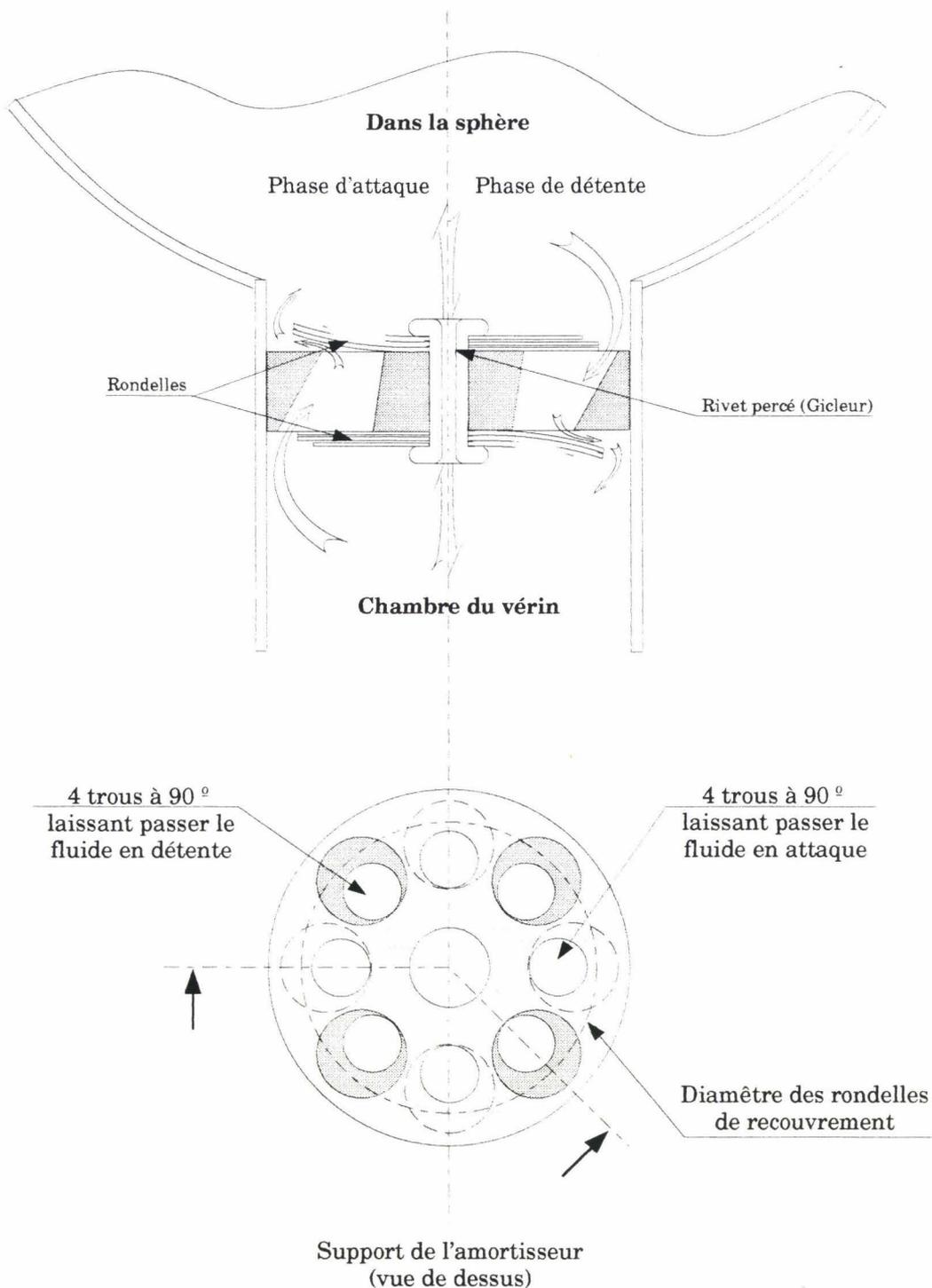


Figure (4-5) Amortisseur hydraulique CITROËN

ρ : masse volumique de l'huile (868 kg/m^3).

$C_Q(\lambda, \Delta P)$: coefficient de débit.

$\lambda = (D_h / \nu) \sqrt{2 \Delta P / \rho}$: flow number.

$D_h \approx \Phi$: diamètre hydraulique.

ϕ : diamètre de l'orifice.

ν : viscosité cinématique ($40 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$).

Comme dans la pratique, la chute de pression ΔP est comprise entre 1 et 10 Bars, le coefficient de débit C_Q ne dépend que du flow number, or celui-ci est suffisamment élevé pour considérer que le régime d'écoulement du fluide est exclusivement **turbulent** et finalement C_Q est quasiment constant ($C_Q \approx 0.65$).

Finalement, la formule devient :

$$Q_{gicteur} = A\sqrt{\Delta P}, A = 0.0245\Phi^2 \quad \{4-21\}$$

$$\Delta P = BQ_{gicteur}^2, B = 1665.3/\Phi^4 \quad \{4-22\}$$

Écoulement à travers les clapets.

Chaque clapet est constitué d'un empilage de plusieurs rondelles.

Les caractéristiques pression-débit obtenues par ces clapets nous sont fournies par des relevés expérimentaux effectués sur des amortisseurs dont l'orifice central, le gicteur, a été préalablement bouché. Les courbes sont toutes caractérisées par une pression seuil à partir de laquelle le fluide commence à passer à travers les orifices extérieurs de l'amortisseur en soulevant les rondelles.

Soit :

$$\begin{cases} Q_{clapet}(\Delta P < \Delta P_{seuil}) = 0 \\ Q_{clapet}(\Delta P > \Delta P_{seuil}) = g(\Delta P) \end{cases} \quad \{4-23\}$$

Modélisation d'un amortisseur.

Pour obtenir la caractéristique de l'amortisseur, il suffit d'additionner les deux débits précédents, le débit à travers le gicteur et le débit à travers les clapets lorsque le gicteur est bouché.

$$\begin{cases} Q(\Delta P < \Delta P_{seuil}) = Q_{gicteur} = A\sqrt{\Delta P} \\ Q(\Delta P > \Delta P_{seuil}) = Q_{gicteur} + Q_{clapet} = A\sqrt{\Delta P} + g(\Delta P) \end{cases} \quad \{4-24\}$$

En pratique, si on effectue une telle opération, on aboutit à des problèmes numériques au voisinage de l'origine. En effet l'amortissement en ce point vaut 0, ce qui signifie que sur les petites variations de débit ou de pression, les mouvements du fluide ne sont absolument pas amortis.

En fait, ce sont les efforts dus au frottement sec de l'élément porteur qui assure la stabilité du système complet de suspension pour de faibles variations d'efforts ou de flux extérieurs.

Comme l'on souhaite s'offrir la possibilité d'étudier le comportement du système de suspension en l'absence de frottement sec, la caractéristique des amortisseurs est légèrement modifiée au voisinage de l'origine de la façon suivante:

$$\boxed{\begin{cases} Q(\Delta P < \Delta P_0) = \Delta P/R_0, R_0 = \Delta P_0/Q_0 = BQ_0 = A/\sqrt{\Delta P_0} \\ Q(\Delta P_0 < \Delta P < \Delta P_{seuil}) = A\sqrt{\Delta P} \\ Q(\Delta P > \Delta P_{seuil}) = A\sqrt{\Delta P} + g(\Delta P) \end{cases}} \quad \{4-25\}$$

Ce qui revient à appliquer un amortissement constant au voisinage de l'origine.

La Figure (4-6) montre la caractéristique obtenue au final.

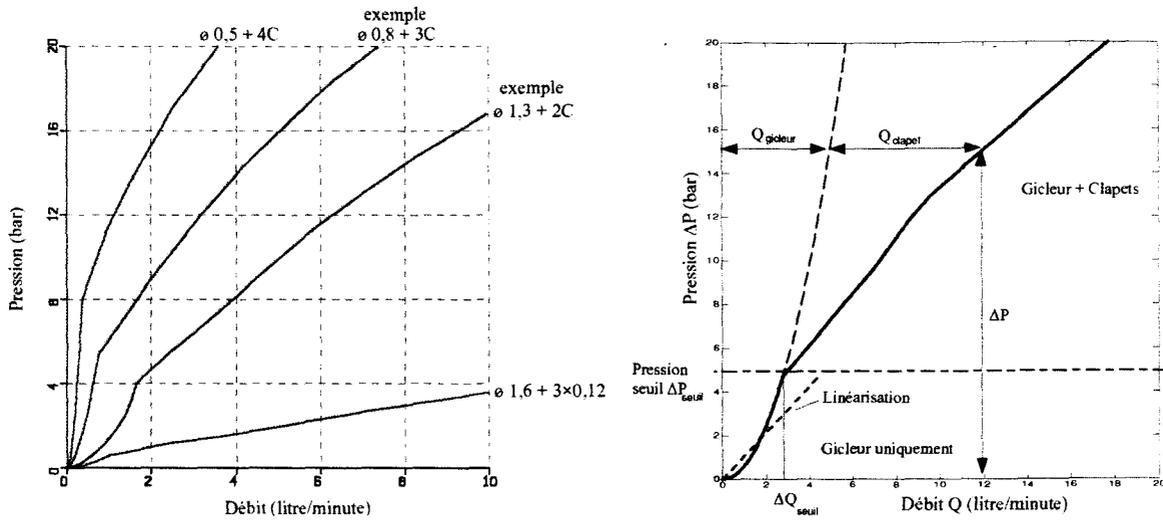


Figure (4-6) Caractéristiques des amortisseurs hydrauliques CITROËN

Linéarisation.

Pour obtenir une valeur moyenne de l'amortisseur autour de l'origine, nous procéderons de la façon suivante:

Sachant qu'entre $(\Delta P = 0, Q = 0)$ et $(\Delta P = P_{seuil}, Q = Q_{seuil})$, $Q = C_q \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$

alors

$$\Delta P_m = \frac{\int_0^{Q_{seuil}} (\Delta P) Q dQ}{\int_0^{Q_{seuil}} Q dQ} = \frac{\Delta p_{seuil}}{2} \quad \{4-26\}$$

et

$$Q_m = \frac{\int_0^{\Delta P_{seuil}} Q(\Delta P) d(\Delta P)}{\int_0^{\Delta P_{seuil}} \Delta P d(\Delta P)} = \frac{4\Delta Q_{seuil}}{5} \quad \{4-27\}$$

et si R désigne l'amortissement linéarisé:

$$R = \frac{\Delta P_m}{Q_m} = \frac{5}{8} \frac{\Delta P_{seuil}}{Q_{seuil}} \quad \{4-28\}$$

En résumé, on détermine la pente de la droite qui passe au plus près de tous les points de fonctionnement de l'amortisseur sur la zone où les clapets ne se soulèvent pas.

FROTTEMENT DE SUSPENSION
EXPERIMENTAL

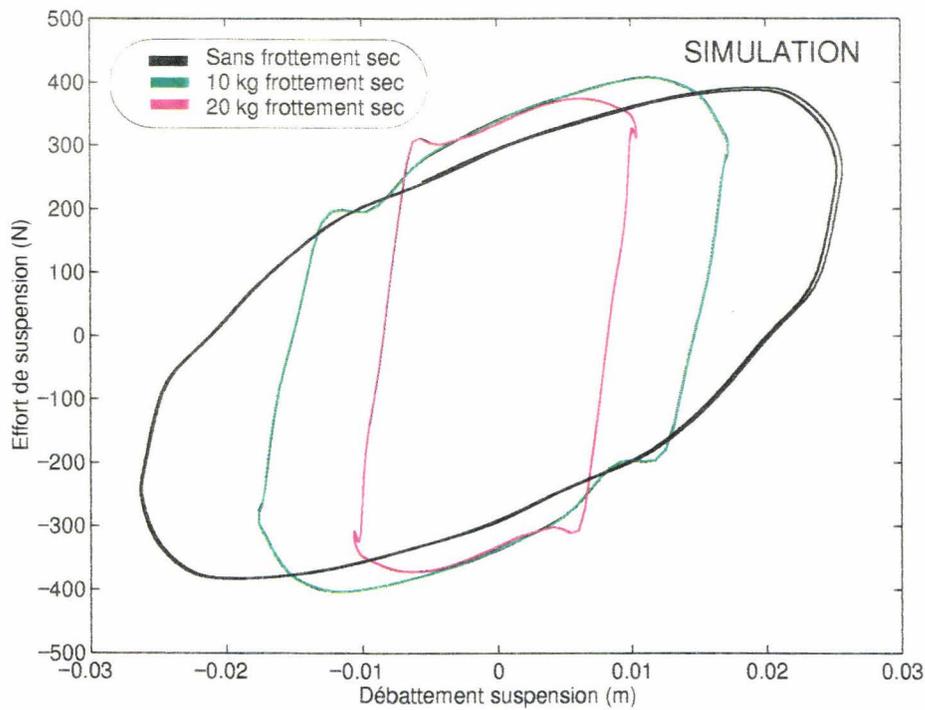
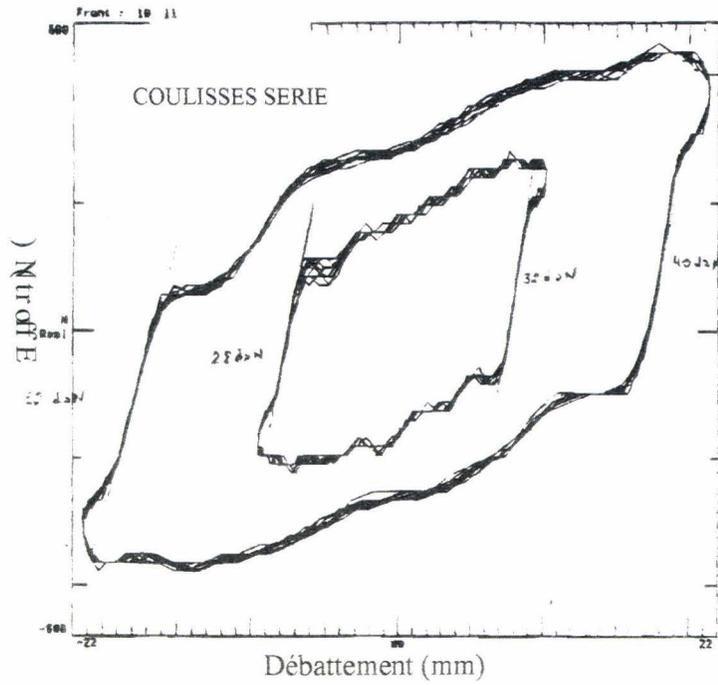


Figure (4-7)
Influence caractéristique du frottement sec sur la caractéristique d'une suspension
Comparaison simulation / expérience

4.2.4.3. Modélisation du frottement sec sur les vérins de suspension.

Le frottement sec sur les vérins de suspension a été modélisé suivant la méthode dite " **Reset Integrator** " ([Haessig et al, 91]). Ce type de modélisation est considéré comme suffisamment réaliste à la vue de la figure (4-7). Celle-ci met en parallèle un relevé expérimental sur véhicule avec une simulation d'un modèle monoroue non-linéaire tenant compte du frottement sec. On a représenté l'effort de suspension en fonction de son débattement pour une sollicitation du sol sinusoïdale de fréquence celle de résonance de la caisse. Chacune des courbes présente la même allure. Les variations brutales de l'effort à débattement quasi-constant correspondent aux phases de collage. Sur les autres zones du cycle, les parois de l'élément porteur glissent l'une contre l'autre. A l'effort constant de glissement s'ajoute les efforts de la sphère et de l'amortisseur de suspension. Le cycle se produisant à fréquence relativement faible, l'effort de suspension prépondérant en phase de glissement est celui de la sphère. Et c'est pourquoi, l'allure de la courbe à cet endroit suit grossièrement une droite. Les ondulations autour de cette direction proviennent des efforts de l'amortisseur.

4.3. **Enoncé des critères de performances.**

Avant d'étudier plus en profondeur la suspension active, il est nécessaire de définir **des critères de jugement des qualités d'une suspension** sur un modèle monoroue.

Ces critères se classent en 2 catégories antinomiques : confort et comportement.

Pour chacune de ces catégories, les critères communément utilisés sont soit **fréquentiels** soit **temporels**.

Les analyses fréquentielles reposent essentiellement sur le tracé de **diagrammes de Bode** lorsque le système est linéaire. Ce type de diagramme s'étend aux systèmes comportant des non-linéarités en utilisant la théorie de Fourier. On parle alors de **pseudo-Bode** décrivant l'évolution de la première harmonique du signal observé. Contrairement à un système linéaire, les diagrammes de pseudo-Bode dépendent de l'amplitude du signal d'entrée. Leur exploitation nécessite par conséquent plus d'attention.

Même si d'autres techniques fréquentielles existent (par exemple assimiler la route à un signal aléatoire (bruit blanc ou coloré) et évaluer les performances de la suspension par la racine de la moyenne des carrés (RMS)), nous nous limiterons aux tracés de diagrammes de Bode. Cette approche conduit à une bonne synthèse du comportement de la suspension et offre l'avantage de permettre la comparaison avec des données expérimentales issues du passage du véhicule sur un simulateur de route. Qui plus est, elle s'étend aux systèmes non-linéaires.

Simultanément, une étude temporelle complète cette première approche. Les mêmes phénomènes s'y retrouvent. La comparaison et la corrélation avec l'expérimentation y sont plus faciles et notamment pour les modèles de suspension les plus complets en non-linéarités. En général, nous nous bornerons à observer le comportement de la suspension sur quelques sollicitations élémentaires (route ou caisse).

4.3.1. **Critères de confort.**

Le confort est avant tout une **notion qualitative**. Il résulte d'un ensemble d'impressions relatives aux déplacements, vitesses, accélérations, bruits, températures, humidité, pressions ...

Pour ce qui concerne le confort apporté par les suspensions, nous nous restreindrons exclusivement à l'étude des **déplacements verticaux**. Même dans ce cas précis, il est difficile d'évaluer un critère aussi subjectif que le confort qui en l'occurrence dépend du passager.

De nombreuses études ont été menées sur les tolérances et la **sensibilité de l'être humain** aux mouvements verticaux. Il apparaît que celui-ci est particulièrement sensible à certaines fréquences. Des études expérimentales (figure (4-8)), il ressort que sa tolérance minimale (autrement dit, sa sensibilité maximum) aux vibrations verticales se situe dans une **plage de fréquence de 4 à 8 Hz**. Cette sensibilité est bien connue et correspond à la mise en résonance de la cavité abdominale. Pour les

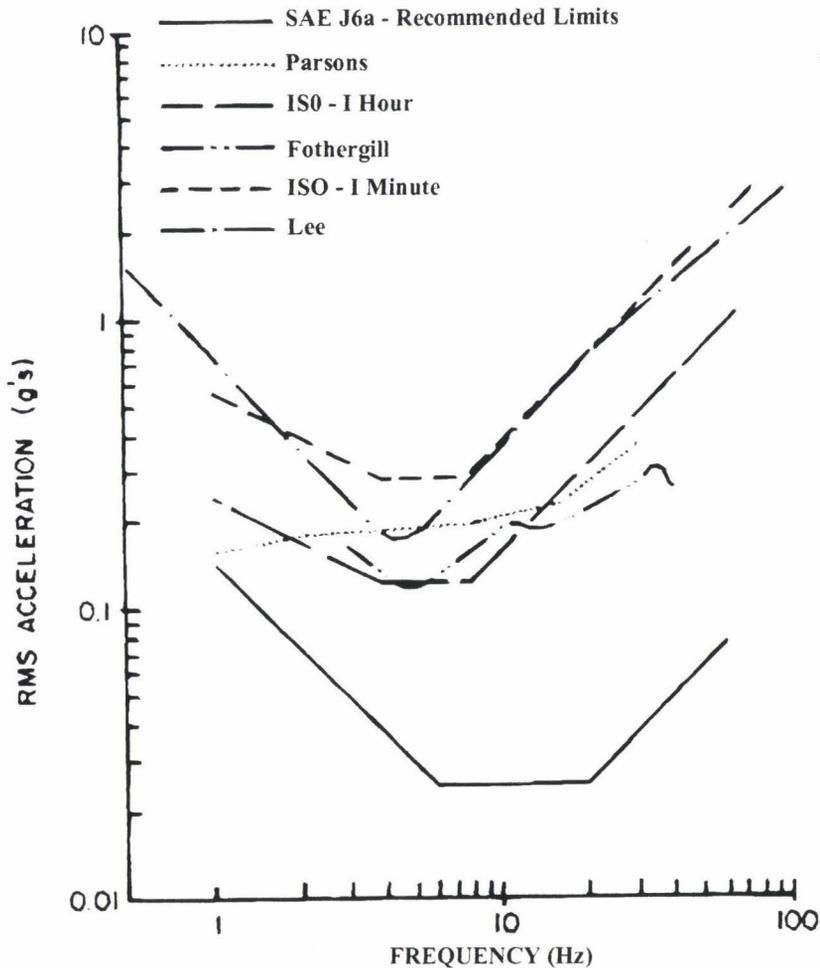


Figure (4-8) Limite de tolérance humaine aux vibrations verticales

fréquences de part et d'autre de cette zone, la tolérance croit proportionnellement à la fréquence. On remarque cependant une certaine inflexion des courbes entre **10 et 20 Hz** due à la résonance des autres organes et tout particulièrement de la tête à proximité de 10 Hz. Remarquons aussi que la durée d'exposition aux vibrations conditionne le niveau de tolérance. Plus cette durée est longue, plus la tolérance est faible.

Enfin l'être humain est sensible aux très basses fréquences (**0.5 à 0.75 Hz**). Un excès de vibrations dans cette zone peut conduire au phénomène dit de « mal de mer » ou cinétose.

Pour ce qui nous concerne, nous retiendrons 2 aspects confort : **le confort vibratoire** et **le confort visuel**.

☐ **Le confort vibratoire** ou confort d'isolation s'apprécie par l'observation de **l'accélération de la masse suspendue** dont l'augmentation va dans le même sens que l'inconfort. On s'attachera plus particulièrement à la zone fréquentielle entre 2 et 20 Hz dont les amplitudes sont mal perçues par l'être humain. Pour notre étude, nous réduirons principalement cette notion de confort à l'étude du diagramme de Bode d'une fonction de transfert particulière : l'effort de suspension ou l'accélération caisse par rapport à l'entrée route en vitesse. Temporellement, le relevé de l'accélération maximum de la caisse en réponse à un échelon de la route complète l'approche fréquentielle.

☐ **Le confort visuel** des passagers dépend des **déplacements de la masse suspendue**. Ce confort va de pair avec la tenue de la caisse d'une part et les contraintes en débattement de suspension d'autre part. Ces contraintes sont particulièrement apparentes lors de manoeuvres exceptionnelles ou lors du passage d'obstacles de fortes amplitudes tels que les dos d'âne. Le confort visuel concerne les basses fréquences inférieures à 1 Hz.

Dans le cas des suspensions passives, le confort visuel et le confort vibratoire résultent d'un compromis. L'amélioration de l'un détruit l'autre.

4.3.2. Critères de comportement.

L'étude du comportement du véhicule regroupe également plusieurs aspects :

Un aspect **tenue de route**. La suspension doit assurer un bon contact du pneumatique sur la chaussée. Ainsi, la résonance de la roue (ou battement de roue) doit être limitée pour éviter des variations trop brutales des efforts au sol dans cette zone de fréquence qui pourraient entraîner un décollement du pneu limité en flexibilité. La tenue de route s'observe soit fréquemment à travers le rapport de la vitesse de la roue par rapport à la vitesse verticale du sol ou bien temporellement sur une réponse de la roue à un échelon de la route.

Un aspect **tenue de caisse**. Les mouvements de la caisse doivent être limités sur les sollicitations de la route et surtout sur les sollicitations inertielles de la caisse associées aux virages, freinages et accélérations. Des mouvements limités permettent à la suspension d'évoluer dans une plage cinématique optimale. La position des roues par rapport au sol est alors peu influencée par les débattements de la caisse, ce qui leur permet de jouer leur rôle au mieux dans la transmission des efforts au sol, l'adhérence en traction et le guidage. Le plan de roue reste parfaitement orienté par rapport à la surface de la route malgré les actions du conducteur et les mouvements de la route. Si au contraire, la suspension véhicule produit des débattements trop larges, on risque de « toucher les butées », très raides et peu amorties. Celles-ci provoquent alors des pertes d'adhérence pouvant aller jusqu'au délestage de la roue. C'est pourquoi, l'étude du comportement véhicule comprend également la vérification de l'adéquation des réglages de la suspension avec les contraintes de ses débattements.

En définitive, le **tableau (4-1)** expose toutes les grandeurs que nous avons retenues pour juger des qualités en confort et en comportement d'un véhicule. On distingue les grandeurs fréquentielles des grandeurs temporelles. On a indiqué à chaque fois les tendances recherchées dans l'allure des courbes pour obtenir un confort et un comportement optimal.

Ces grandeurs seront utilisées systématiquement pour l'étude de la suspension active afin de mettre en évidence ses propriétés rapportées au chapitre 1 : l'amélioration de la tenue de caisse aux sollicitations inertielles et aux mouvements basses fréquences de la route (confort visuel et comportement).

En complément du **tableau (4-1)**, les figures (4-9) à (4-11) représentent l'ensemble des variables citées. Trois dimensionnements apparaissent : le dimensionnement série, le dimensionnement hydractif souple (avec une structure comportant une sphère et un amortisseur supplémentaire dans le modèle monoroue [Guillemard et Vassal, 92]) et le dimensionnement sélectionné pour servir de base à la suspension active étudiée dans ce chapitre. **Le réglage de la base passive de la suspension active est orienté volontairement confort**, c'est à dire avec des caractéristiques les plus proches possible du dimensionnement hydractif souple. En particulier, ces 2 derniers dimensionnements possèdent la même flexibilité de suspension. Cette propriété apparaît sur la réponse à un lâcher de masse puisque la caisse s'enfonce de la même quantité dans les 2 cas.

L'amélioration du confort de la base passive du véhicule actif s'effectue au détriment de la tenue de la caisse aux sollicitations inertielles de type lâcher. L'adjonction de l'activation pallie cet inconvénient aux moments critiques conformément aux principes énumérés au chapitre 1 et c'est pourquoi, nous pouvons nous permettre d'améliorer le confort du véhicule.

Notons également que l'amplitude du battement de la roue de la suspension de base du véhicule actif est légèrement supérieure à celle du véhicule série. Cette configuration n'est nullement critique en regard de l'amplitude tolérée pour le véhicule hydractif.

Approche	Fonction	Variables observées	Quantités qui améliorent le confort	Quantités qui améliorent le comportement
FREQUENTIELLE	Tenue de la caisse par rapport au sol	Vcaisse / Vsol	* Diminution amplitude de résonance (confort visuel) * Diminution du gain entre 1 et 5Hz (confort vibratoire) * Diminution de la fréquence de résonance (confort vibratoire) * Augmentation de la fréquence de résonance (confort visuel)	* Diminution de l'amplitude de résonance * Augmentation de la fréquence de résonance
FREQUENTIELLE	Confort par rapport au sol	Acaisse / Vsol ou Fsusp / Vsol	*Diminution du gain entre 1 et 20 Hz	
FREQUENTIELLE	Tenue de la route par rapport au sol	Vroue / Vsol		*Diminution de l'amplitude de battement de roue *Augmentation de la fréquence de battement de roue
FREQUENTIELLE	Contrainte de débattement par rapport au sol	Vrel / Vsol	*Diminution du gain aux basses fréquences	* Diminution de l'amplitude de battement de roue
TEMPORELLE	Réponse à un échelon de la route	Zcaisse Acaisse Zroue	*Diminution de l'accélération maximale de caisse (confort vibratoire)	*Diminution des oscillations caisse en amplitude et en temps (tenue de caisse) *Diminution des oscillations roue en amplitude et en temps (tenue de route)
TEMPORELLE	Réponse à un échelon de lâcher	Zcaisse	*Diminution de l'enfoncement (confort visuel)	*Diminution de l'enfoncement (tenue de caisse)

Tableau (4-1)

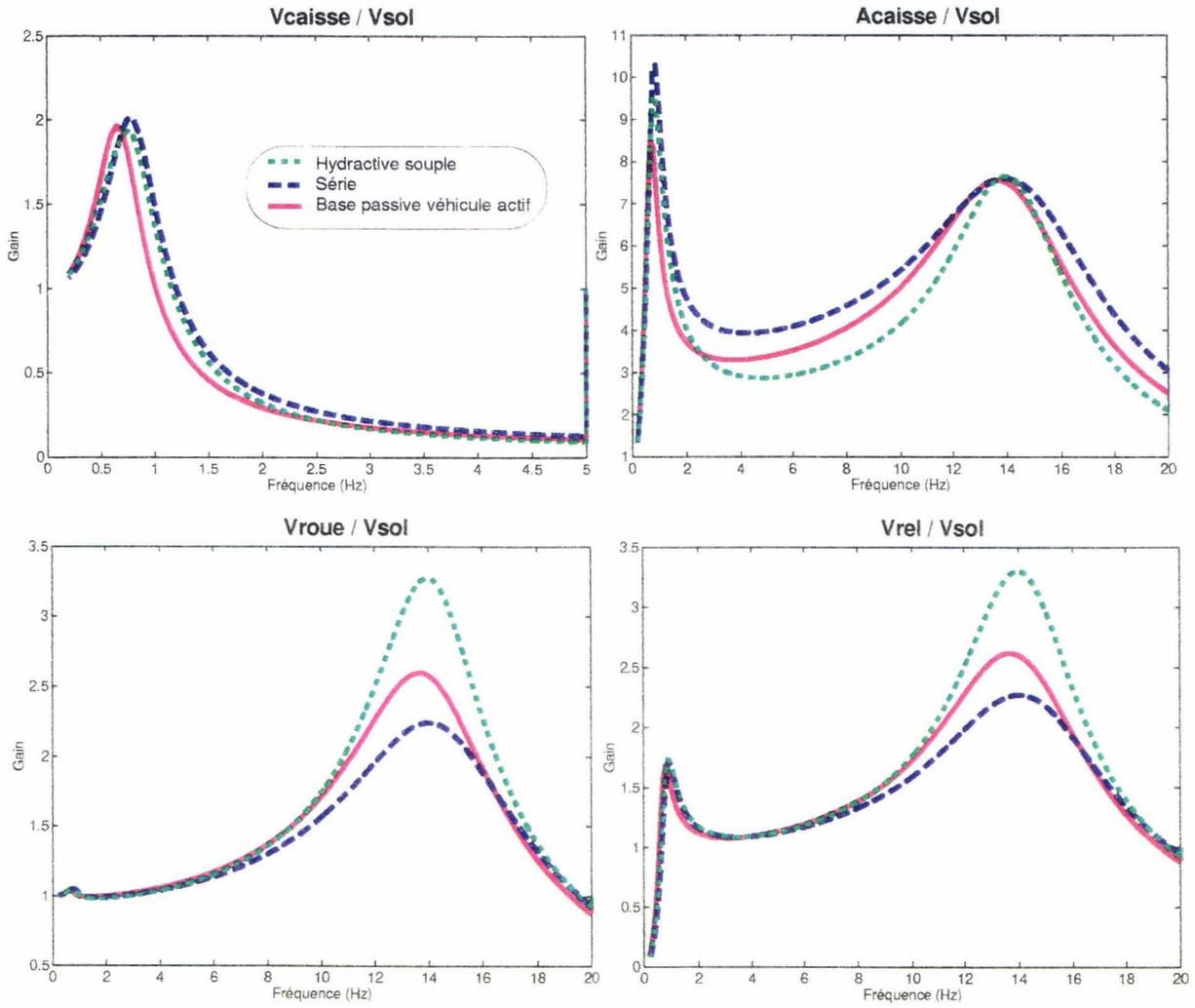


Figure (4-9) Modèle monoroue linéaire 2ddl
Courbes fréquentielles caractéristiques d'une suspension

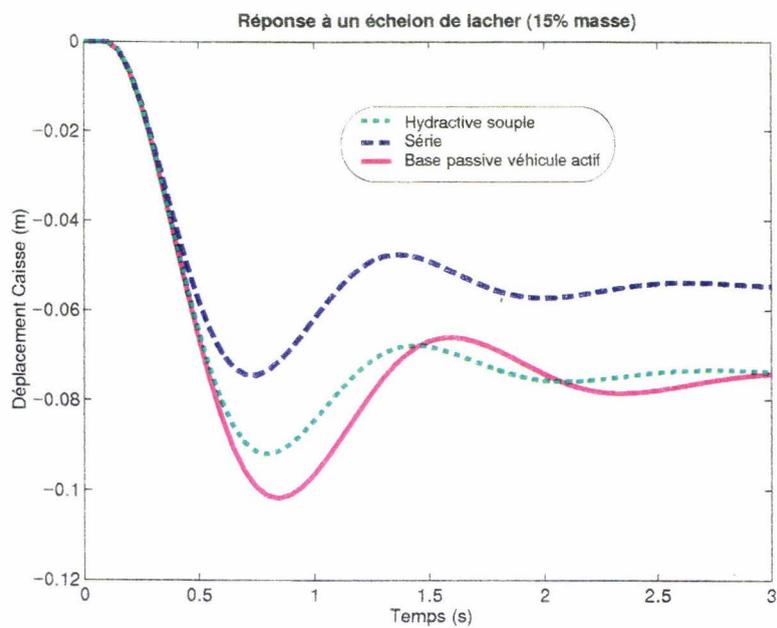


Figure (4-10) Réponse à un échelon de lacher

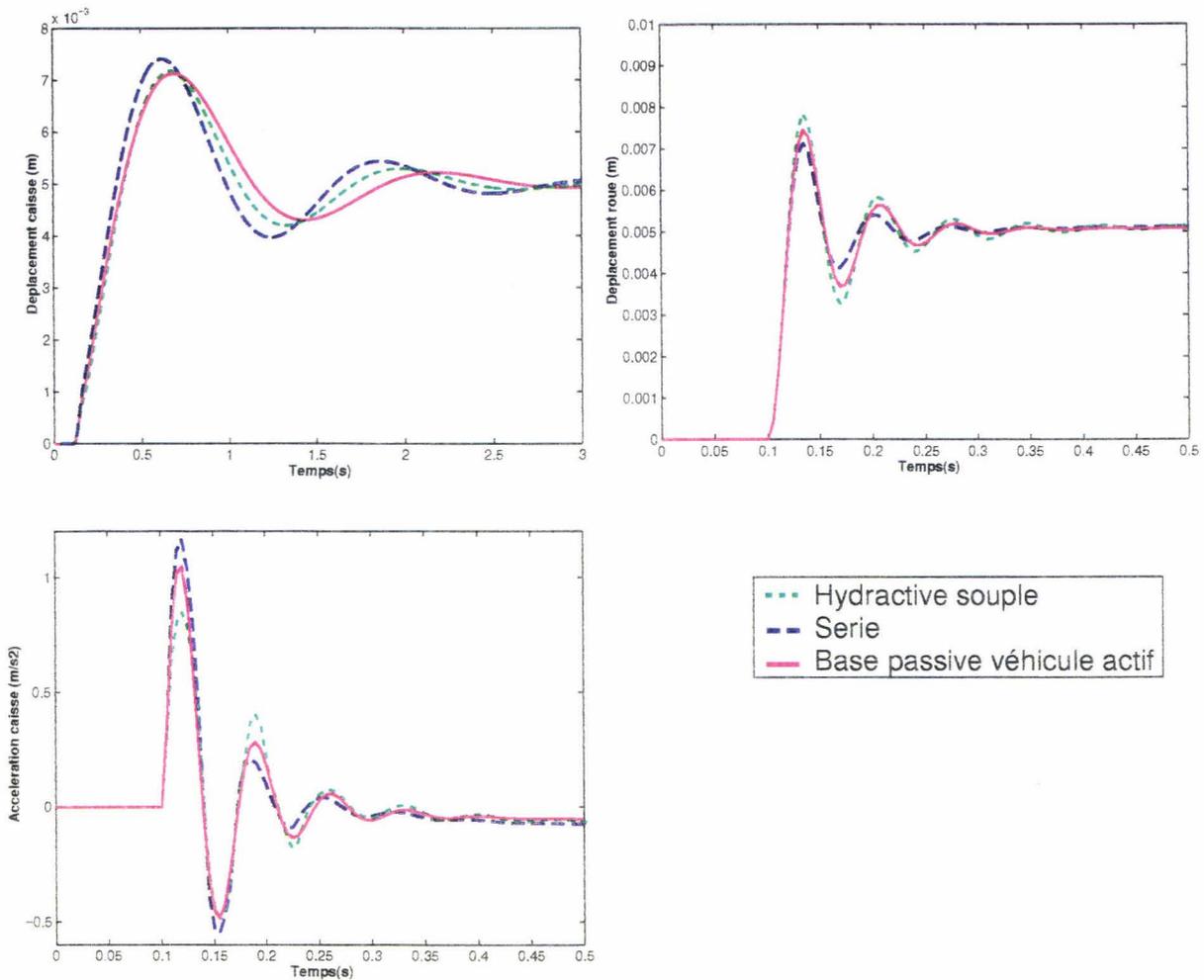


Figure (4-11) Réponse à un échelon route de 5mm

4.4. Etude du filtrage de l'activation.

Les études menées antérieurement ont montré l'intérêt d'un retour position-vitesse pour parvenir à une correction efficace de l'assiette du véhicule sur les sollicitations inertielles de caisse. Les modifications sur le comportement du véhicule face aux sollicitations de la route ont également été évaluées. Le seul point non éclairci concerne la consommation du système actif. Et de ce point de vue, la simulation montre qu'il est nécessaire de modifier la loi de commande pour parvenir à une solution acceptable limitant la consommation induite par les ondulations du sol. Le problème est résolu par l'adjonction d'un filtrage de la position et de la vitesse de débattement de suspension.

4.4.1. Rappel des caractéristiques de la suspension asservie en position et vitesse.

4.4.1.1. Rappel sur la détermination des gains de correction position et vitesse.

Se basant sur un modèle 1ddl et 2ddl linéaire monoroue, une étude approfondie ([Alirand, 91] et [Hernette, 95]) a conduit à la mise au point d'une méthode d'optimisation des gains sur un retour en

d'activation considéré, il apparaît immédiatement que le frottement sec amplifie les mouvements du pneu qui vont dans le sens d'une perte d'adhérence. Ce phénomène est amplifié par l'activation. Le cas le plus critique est atteint dans le cas d'un retour non filtré pour lequel à partir de 1 Hz les amplitudes des déformations du pneu atteignent 0.5 à 0.6 dans le cas linéaire (pour 0.1 à 0.2 en passif) et 0.7 à 0.8 en non-linéaire (pour 0.15 à 0.3). L'adjonction du filtrage minimise ce phénomène en le réduisant à la plage de fréquence 1-3.5 Hz. Certes, l'amplitude est sensiblement plus importante dans cette zone entre 1 et 2.5 Hz par rapport à l'activation non filtrée, mais en revanche au-delà, il se produit l'effet inverse.

Finalement le filtrage constitue une amélioration dans la tenue de la route du véhicule aux basses fréquences par rapport à l'asservissement non filtré. L'activation quant à elle produit une détérioration de la tenue de route consécutive au maintien de la suspension en position fixe par rapport à la suspension passive. Le filtrage limite cette détérioration.

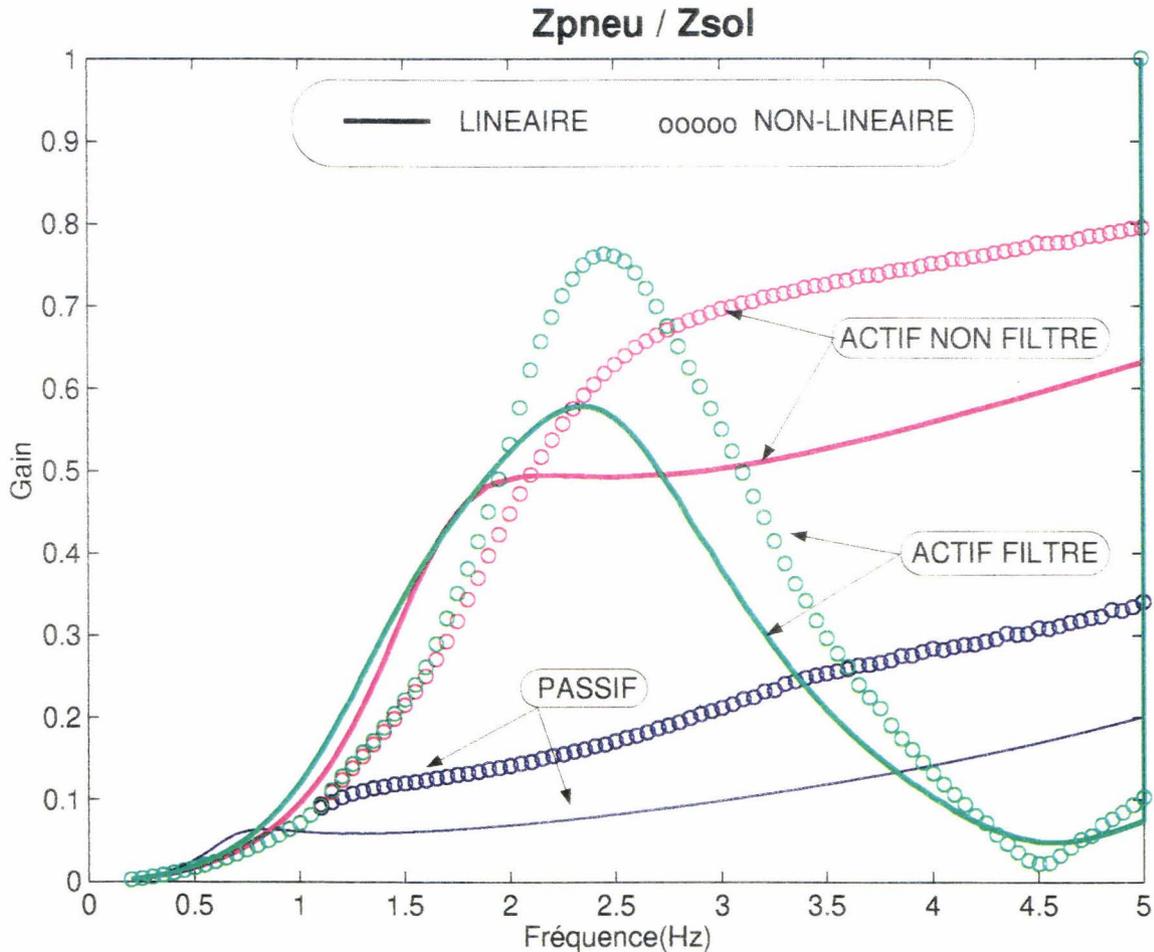


Figure (4-25)
Influence du frottement sec
sur les déflexions basses fréquences du pneumatique

4.5. Etude de l'anticipation de l'activation.

La réduction de la consommation nécessite l'utilisation d'un asservissement filtré. Malheureusement, la mise en place du filtre détériore les performances de l'asservissement en tant que correcteur d'assiette. Pour pallier cet inconvénient, l'idée consiste alors à utiliser la perturbation inertielle de caisse pour prévoir le débit de fluide à fournir ou soustraire au circuit de suspension pour la compenser et maintenir de ce fait la caisse en position. Cette solution a déjà été utilisée sur le prototype de suspension active précédent ([Hernette, 95]) par le biais d'un organe hydraulique adjoint au

position d'abord, puis un retour en position-vitesse de débattement d'autre part. Ce retour s'écrit de la façon suivante:

$$Q = gZ_{rel} + h\dot{Z}_{rel} \quad \{4-29\}$$

L'écriture du système en boucle fermée conduit à un polynôme caractéristique d'ordre 3 pour un modèle 1ddl. L'ordre supplémentaire provient de la correction à travers l'intégration de la vitesse de débattement.

La détermination des 2 gains g et h est basée sur la méthode de Karnopp qui consiste à aligner les parties réelles des valeurs propres du système en boucle fermée. L'optimum réalisé correspond à un compromis entre la rapidité et la stabilité du système. Parmi les valeurs propres, on distingue 2 valeurs complexes conjuguées caractéristiques du mode de caisse et une racine réelle caractéristique de la dynamique de correction. En somme, le critère de Karnopp consiste à accorder la dynamique de la boucle d'activation avec celle de la suspension.

Si, dans le cas d'un retour en position seul, il existe un unique optimum, dans le cas d'un retour position vitesse, l'ensemble des solutions est une droite. On démontre alors que l'optimum est obtenu pour l'amortissement en boucle fermée η le plus grand possible. Concrètement, on obtient, à partir de l'équation {4-2} en boucle ouverte:

$$\left\{ \begin{array}{l} g = S\omega_n \frac{(3-\sqrt{3})^3}{32(2-\sqrt{3})\zeta^3} \\ h = \frac{3(3-\sqrt{3})}{8\zeta^2} - 1 \end{array} \right. \quad \{4-30\}$$

pour :

$$\eta = 0.366 = \sqrt{1 - \frac{\sqrt{3}}{2}} \quad \{4-31\}$$

et avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta = \frac{R_{am}S}{2} \sqrt{\frac{C_{sph}}{M}} = \frac{R_{am}S^2}{2gM^{3/2}} \sqrt{\frac{P_0V_0}{\gamma}} \\ \omega_n = \frac{S}{\sqrt{MC_{sph}}} = g \sqrt{\frac{M\gamma}{P_0V_0}} \end{array} \right. \quad \{4-32\}$$

ζ : amortissement réduit de la suspension en boucle ouverte.

ω_n : fréquence naturelle de suspension en boucle ouverte.

avec les caractéristiques linéarisées d'un demi-essieu de suspension arrière de XM actif :

<input type="checkbox"/> Masse suspendue :	$M = 337 \text{ kg}$
<input type="checkbox"/> Section porteuse :	$S = 3.98 \text{ cm}^2 \text{ (} 3.98\text{E-}4 \text{ m}^2 \text{)}$
<input type="checkbox"/> Pression à vide sphère :	$P_0 = 50 \text{ bars (} 50\text{E}5 \text{ Pa)}$
<input type="checkbox"/> Volume sphère	$V_0 = 450 \text{ cm}^3 \text{ (} 450\text{E-}6 \text{ m}^3 \text{)}$
<input type="checkbox"/> Flexibilité hydraulique de suspension :	$C_{sph} = 2.3 \text{ cm}^3/\text{bar (} 2.3\text{E-}11 \text{ m}^3/\text{Pa)}$
<input type="checkbox"/> Amortissement hydraulique :	$R_{am} = 1.06 \text{ bar/l/min (} 63.6\text{E}8 \text{ Pa/m}^3/\text{s)}$

On obtient numériquement :

Amortissement réduit en boucle ouverte $\zeta = 0.33$

- Fréquence naturelle en boucle ouverte $f_n = 0.71\text{Hz}$
- Gain en position de Karnopp $g = 0.016$
- Gain en vitesse de Karnopp $h = 0.0013$

Ces valeurs sont issues de l'étude d'un modèle linéaire 1ddl monoroue. L'adjonction de la dynamique de la roue modifie légèrement le positionnement des valeurs propres. Moyennant une étude numérique, il est possible de recalculer les gains en position et en vitesse pour assurer leur alignement. On obtient :

- Gain en position de Karnopp $g = 0.0086$
- Gain en vitesse de Karnopp $h = 0.0013$

pour un amortissement en boucle fermée : $\eta = 0.34$

4.4.1.2. Efficacité en correction d'assiette.

L'efficacité de ce type d'activation apparaît sur la réponse de la caisse à un lâcher de masse (figure (4-12)) obtenue à partir d'un modèle 2ddl linéaire. L'amplitude de ce lâcher a été choisie pour reproduire la sollicitation la plus importante susceptible de se produire (15% de la masse suspendue).

On constate que **la correction d'assiette est très nettement améliorée par l'adjonction du retour en vitesse relative** tant sur le temps de réponse (0.5s au lieu de 4s) que sur la valeur du dépassement (1.5cm au lieu de 8cm) par rapport à un retour en position seul optimisé suivant la méthode de

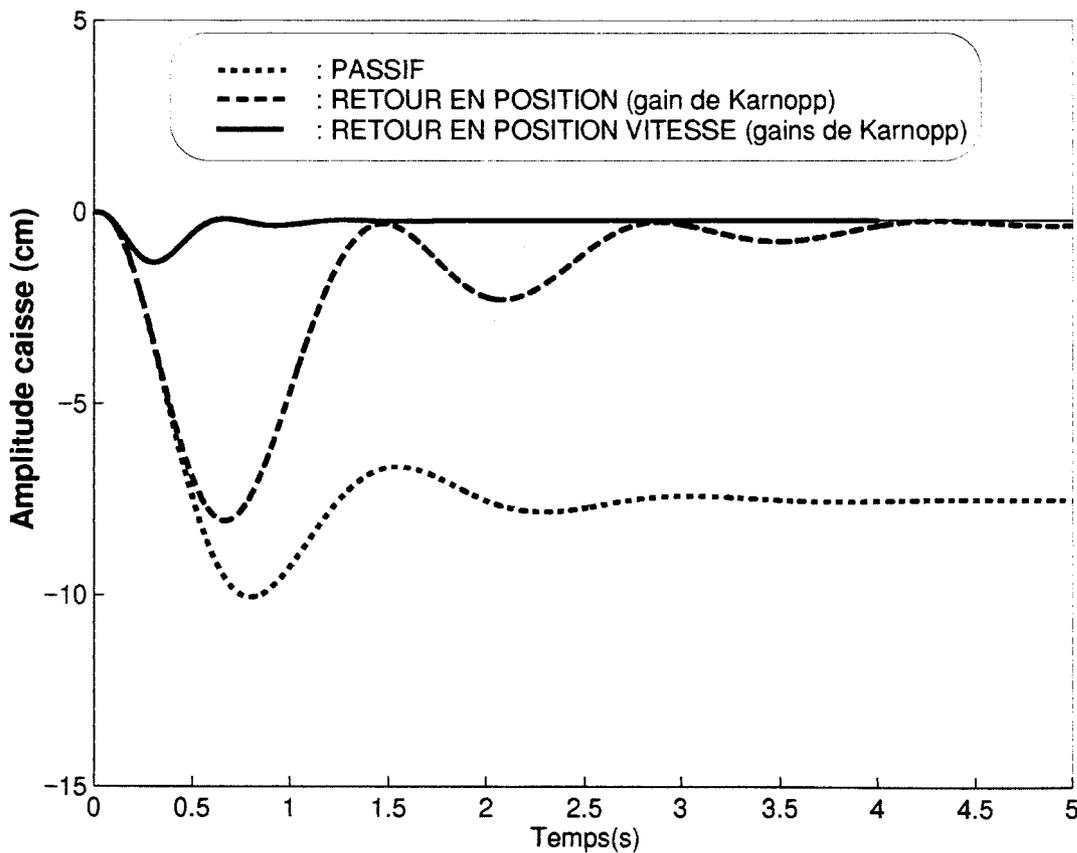


Figure (4-12)
Modèle linéaire 2ddl monoroue
Réponse à un lâcher de masse (15% M)

Karnopp. En conséquence de quoi, le terme en vitesse dans la loi de commande est indispensable.

4.4.1.3. Caractéristiques de la suspension par rapport au sol.

La figure (4-13) représente les caractéristiques fréquentielles par rapport au sol de la suspension active pour un modèle linéaire 2ddl comparativement à sa base passive. De ces courbes, et en utilisant les tendances signalées sur le tableau (4-1), nous en déduisons les conclusions suivantes :

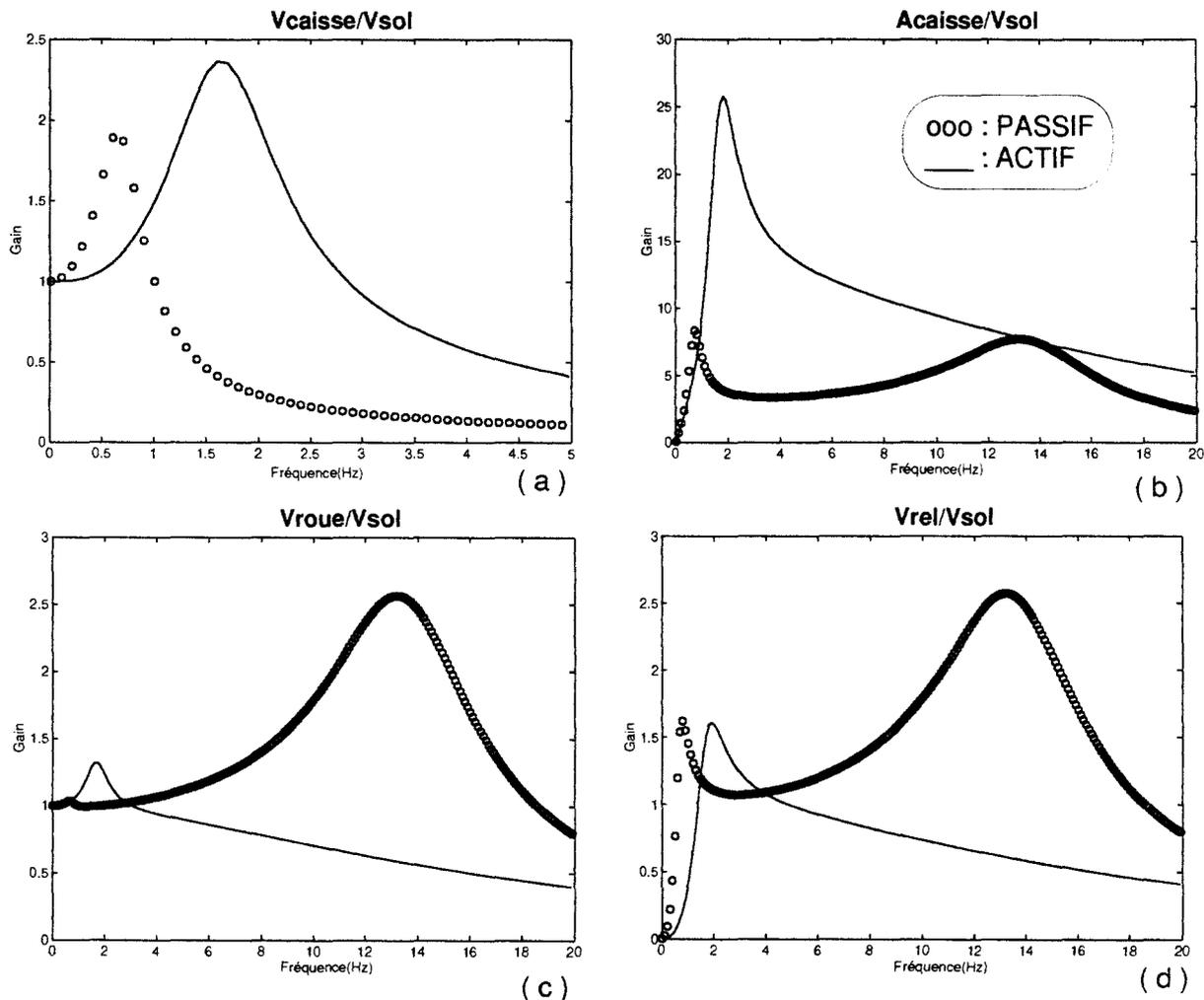


Figure (4-13)
 Modèle 2ddl monoroue
 Retour position et vitesse
 Gains optimaux de Karnopp
 Comparaison aux caractéristiques passives

□ **TENUE DE CAISSE** (figure (4-13a)) : L'activation repousse la fréquence de résonance de la caisse de 0.8 à 1.6 Hz et génère une augmentation globale de ses déplacements dans les fréquences supérieures au Hz. Le rebond à la résonance augmente de 20% environ. En somme, **la tenue de la caisse est améliorée sur les fréquences les plus basses et de par le confort visuel**. Par contre, **au-delà la tenue du véhicule est perturbée par la résonance peu amortie inhérente à ce type de retour**. Simultanément, le confort est pénalisé.

☐ **CONFORT** (figure (4-13b)) : L'activation de la suspension détruit considérablement l'isolation du véhicule. Il ne s'agit pas d'un inconvénient en soi puisque celle-ci n'intervient qu'en phase critique, aux instants où il est nécessaire de favoriser le comportement du véhicule.

☐ **TENUE DE ROUTE** (figure (4-13c)) : Le phénomène de battement de roue visible en passif est annihilé par l'activation. La tenue de la route est alors améliorée dans cette zone de fréquence. En revanche, un léger rebond de roue apparaît sur la résonance du mode de caisse. La tenue de la roue au sol dans cette zone est légèrement dégradée.

☐ **DEBATTEMENT** (figure (4-13d)) : L'amélioration de la tenue de la caisse aux basses fréquences se traduit par une diminution des débats de la suspension dans cette zone. En revanche, les débats augmentent sur les fréquences de 1.5 à 4 Hz conséquemment au déplacement du mode de caisse générant des amplitudes plus importantes des masses. Au-delà de 4 Hz, l'annulation du battement de roue est confirmée par des débats relatifs très atténués.

Globalement les contraintes de débattement ne limitent pas l'activation.

La réponse de la suspension à un échelon de la route complète cette approche fréquentielle (figure (4-14)).

D'après la figure (4-14a), la caisse suit beaucoup mieux le sol en phase active du point de vue de son

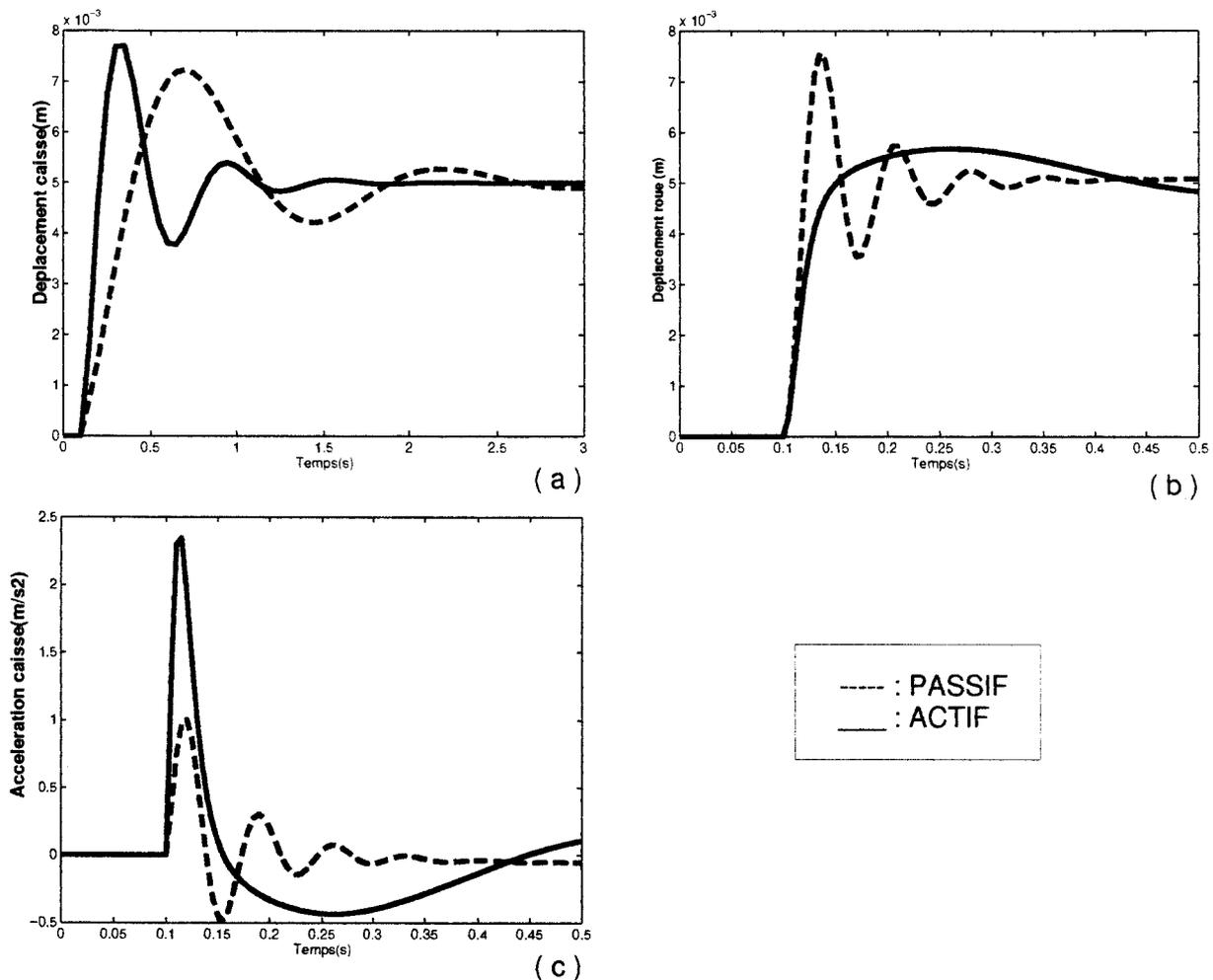


Figure (4-14)
 Modèle 2ddl linéaire monoroue
 Réponse à un échelon route de 5mm
 Comparaison actif / passif
 Gains d'activation de Karnopp

temps de réponse plus court. Par contre, le dépassement de la consigne est un peu plus important, traduisant un amortissement plus faible, surtout visible fréquemment.

Sous l'effet de l'activation la résonance de la roue est atténuée considérablement en amplitude, ce qui est favorable à la tenue de route. Par contre le temps de réponse beaucoup plus long de la roue va à son encontre (figure (4-14b)). Fréquemment cela signifie que la tenue de la roue est détériorée sur les basses fréquences et améliorée sur les hautes.

Le confort est très nettement dégradé (figure (4-14c)). L'accélération maximale de la caisse est 2 fois plus importante qu'en phase passive et le temps de réponse nettement augmenté.

Ce résultat n'a rien d'étonnant. L'activation corrige la tenue de caisse en maintenant à zéro le débattement de suspension de telle sorte que les mouvements du sol sont intégralement retransmis à la caisse. Cette dégradation n'est pas un inconvénient. Rappelons que l'objectif de l'activation consiste à privilégier la tenue du véhicule exclusivement lorsque cela est nécessaire (sur les actions conducteurs). Dans de telles situations, le confort n'est alors pas recherché. En fait, celui-ci est recherché uniquement dans les phases de roulage normal pendant lesquelles le conducteur sollicite peu le véhicule. Un niveau de confort important est alors obtenu puisque le véhicule reste en état passif conformément aux énoncés des objectifs d'activation du chapitre 1.

4.4.1.4. Bilan énergétique et justification du filtrage.

Au vu de ses performances, le retour en position-vitesse remplit les objectifs de la suspension active CITROËN comme correcteur actif d'assiette au détriment certes du confort. Mais il reste encore à évaluer le coût énergétique d'un tel asservissement sur les sollicitations inertielles et surtout sur les sollicitations de la route. Car celles-ci sont toujours présentes, y compris dans les moments d'activation.

Les sollicitations du conducteur telles qu'une prise de virage, ou un freinage brutal peuvent se produire sur une route en mauvais état. Pour évaluer le coût énergétique d'une telle situation, au lâcher de masse reproduisant la sollicitation inertielle, nous avons superposé une oscillation sinusoïdale de la route d'amplitude 2.5mm et de fréquence 8Hz sur le modèle monoroue 2ddl linéaire (figure (4-15)). On constate alors que le déplacement de la caisse basse fréquence est exclusivement influencé par le lâcher de masse et ne diffère absolument pas du cas où la sollicitation route n'existe pas (figure (4-15a)). Par contre (figure (4-15b)), le débit d'activation est fortement modifié. La régulation du battement de roue nécessite des amplitudes en débit du même ordre de grandeur que celle nécessaire à contrer le lâcher de force sur la caisse. L'énergie dépensée par le système d'activation évalué à partir de la puissance positive fournie à la suspension par l'actionneur est alors 7 fois plus importante que celle dépensée pour contrecarrer le lâcher de masse au bout de 4s d'activation (figure (4-15c)). Bien évidemment ce résultat n'est pas admissible.

Pour compléter cette première approche temporelle, nous avons tracé les diagrammes de Bode de la fonction de transfert du débit d'activation par rapport au déplacement du sol pour la même amplitude de 2.5 mm (figure (4-16a)). Il apparaît que le débit d'activation croît avec la fréquence du signal d'excitation de la route, pour se stabiliser au environ de 10 l/min à partir de 10Hz. Cette courbe confirme l'importance de l'énergie dépensée sur les mouvements de la route.

Enfin, nous avons calculé la puissance moyenne dépensée par l'activation fréquemment. Son obtention résulte du calcul suivant.

Soit P_{actif} la puissance (positive ou négative) intervenant dans l'activation :

$$P_{actif} = (p_{util_dy} + p_{util_st})Q \quad \{4-33\}$$

avec :

- p_{util_st} : La pression statique du vérin de suspension (la pression d'équilibre).
- p_{util_dy} : La pression dynamique du vérin de suspension.

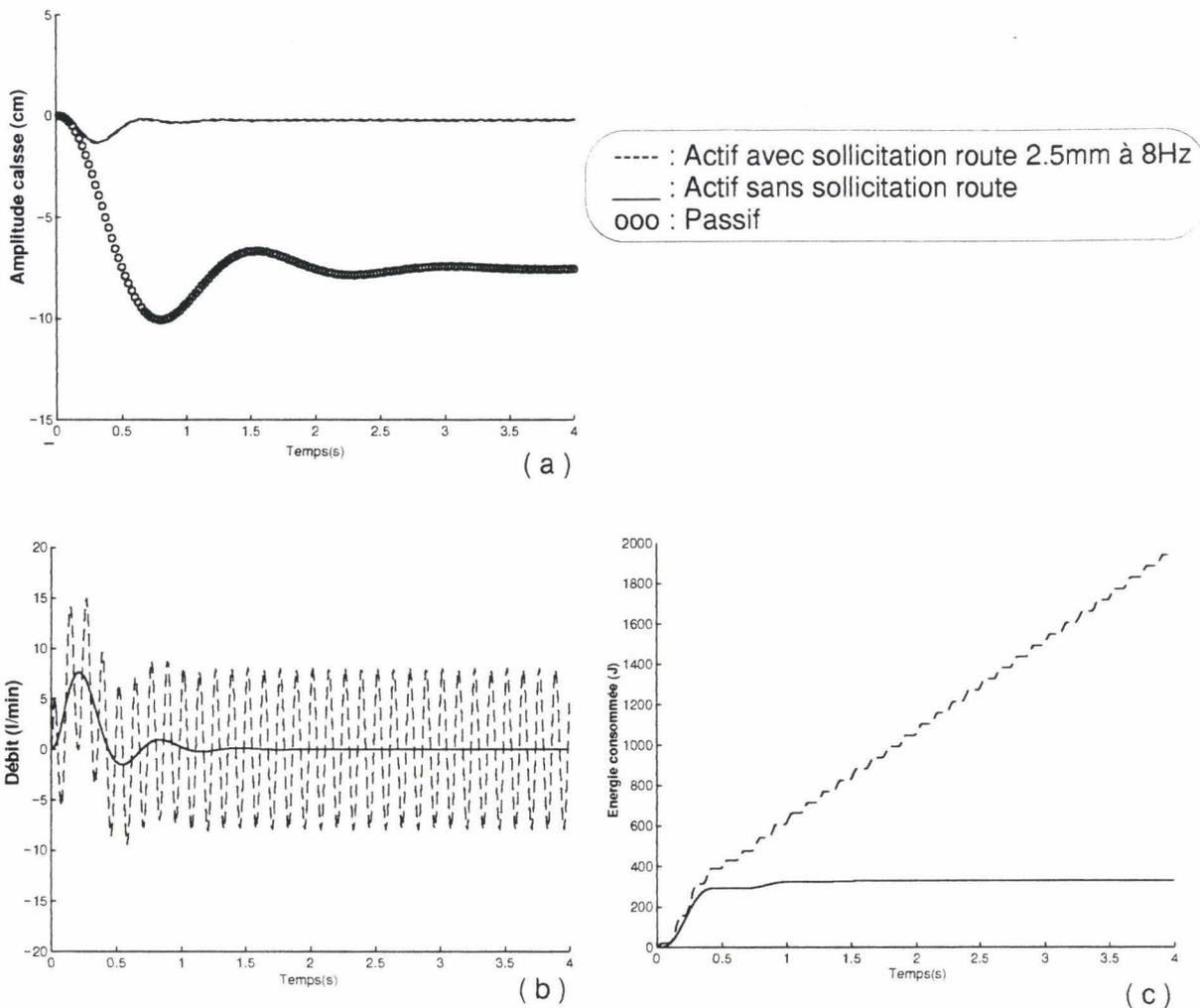


Figure (4-15)
 Réponse à un lacher de masse (15% M)
 Comparaison caractéristiques suspension passive et active
 Retour position et vitesse
 Gain optimisés suivant Karnopp

Q : Le débit de l'actionneur.

Pour ce calcul, nous nous limiterons à un modèle monoroue 2ddl linéaire. Ainsi, si le modèle est soumis à une sollicitation sinusoïdale de la route, ces quantités s'expriment également en terme de signaux sinusoïdaux :

$$P_{util_dy}(\omega, t) = A_p(\omega) \sin(\omega t + \varphi_p(\omega)) \quad \{4-34\}$$

$$Q(\omega, t) = A_Q(\omega) \sin(\omega t + \varphi_Q(\omega)) \quad \{4-35\}$$

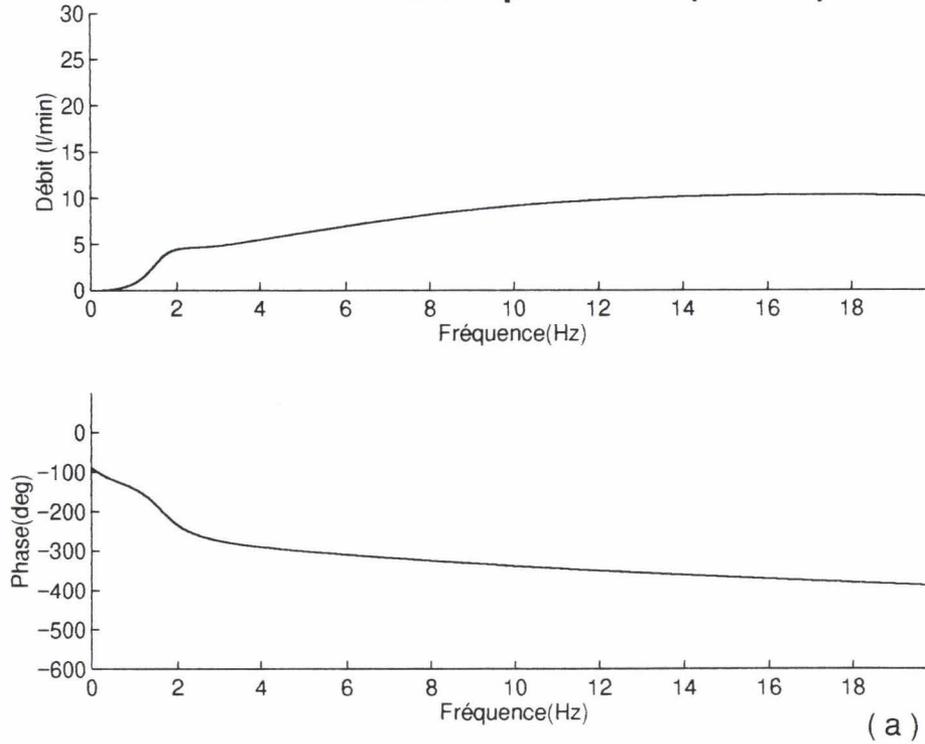
avec une sollicitation sinusoïdale de la route de pulsation ω .

La puissance moyenne consommée s'exprime en moyennant la puissance instantanée positive sur une période du signal :

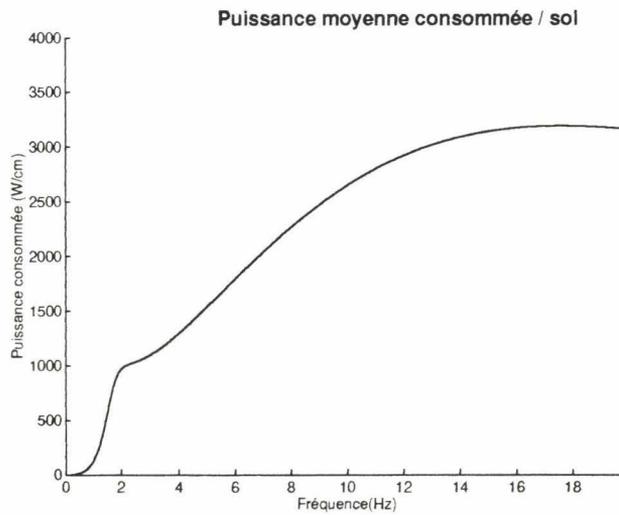
$$\bar{P}_{actif}(\omega) = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} P_{actif}(\omega, t) Y(P_{actif}(\omega, t)) dt \quad \{4-36\}$$

avec :

Qactif pour Zsol (2.5mm)



(a)



(b)

Figure (4-16)

Débit (a) et puissance consommée (b) en fonction de la fréquence des ondulations du sol
 Retour position et vitesse
 Gains optimisés suivant Karnopp

Y(u) : Fonction unité de Heaveside (Y(u) = 0 si u < 0 , Y(u) = 1 si u ≥ 0)

Après réécriture, calcul et simplification, la puissance moyenne se réécrit :

$$\bar{P}_{actif}(\omega) = \frac{A_Q(\omega)}{\pi} \left(p_{util_st} + \frac{1}{2} A_p(\omega) \left(\cos(\theta(\omega)) (\pi - |\theta(\omega)|) + |\sin(\theta(\omega))| \right) \right) \quad \{4-37\}$$

avec :

$$-\pi < \theta(\omega) < \pi \text{ et } \theta(\omega) + \pi \equiv (\varphi_p(\omega) - \varphi_Q(\omega)) [2\pi] \text{ (congruence modulo } 2\pi\text{)}$$

Du calcul des diagrammes de Bode du débit d'activation et de la pression d'utilisation du vérin de suspension par rapport au sol, on en déduit via la formule {4-37} la puissance moyenne consommée (figure (4-16b)). Le profil de cette courbe est relativement similaire à celui du débit d'activation. La puissance consommée par l'actionneur croît avec la fréquence des ondulations du sol. L'asservissement tel quel n'est donc pas suffisamment performant énergétiquement. L'activation est effective sur une plage de fréquence trop large incluant entre autres le mode de roue. La régulation de ce mode nécessite malheureusement de grandes quantités d'énergie. La seule possibilité consiste alors à limiter l'activation fréquemment afin que celle-ci modifie le moins possible les caractéristiques dynamiques de la masse non-suspendue. En d'autres termes, le retour position vitesse doit être filtré.

4.4.2. Etude numérique du filtrage.

Un filtrage est nécessaire pour les débattements de suspension et plus encore pour la vitesse de débattement dont l'importance croît avec la fréquence du signal reproduit.

Bien évidemment, ce filtrage induit des modes supplémentaires au sein du système. Par conséquent, il devient impossible d'atteindre un réglage des gains par l'analyse. Seule une étude numérique est alors capable de nous fournir les tendances induites par la variation de chaque paramètre de commande sur la dynamique du système.

Pour ce qui concerne notre étude, nous nous sommes limité à l'étude d'un filtre du second ordre à pôles complexes. Celui-ci introduit 2 paramètres supplémentaires s'ajoutant aux 2 autres paramètres que sont le gain en position et le gain en vitesse. L'étude numérique révèle alors la nécessité d'effectuer plusieurs compromis pour atteindre un réglage de ces gains.

4.4.2.1. Analyse du filtrage.

A partir des modèles 1ddl et 2ddl linéaire, le débattement de suspension s'exprime fréquemment de la façon suivante en boucle ouverte :

$$Z_{rel} = \frac{1}{D(p)p} [N_Q(p)Q + N_{V_{sol}}(p)V_{sol} + N_{F_{peri}}(p)F_{peri}] \quad \{4-38\}$$

avec pour le modèle 1ddl :

$$D(p) = p^2 + \frac{R_{am}S^2}{M}p + \frac{S^2}{C_{sph}M} \quad \{4-39\}$$

$$N_Q(p) = -\frac{1}{S} \left[\frac{R_{am}S^2}{M}p + \frac{S^2}{C_{sph}M} \right] \quad \{4-40\}$$

$$N_{V_{sol}}(p) = p^2 \quad \{4-41\}$$

$$N_{F_{peri}}(p) = -\frac{p}{M} \quad \{4-42\}$$

et pour le modèle 2ddl :

$$D(p) = p^4 + R_{am} S^2 \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{M_{roue}} \right) p^3 + \left[\frac{k_{pneu}}{M} + \frac{S^2}{C_{sph}} \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{M_{roue}} \right) \right] p^2 + \frac{k_{pneu}}{M_{roue}} \frac{R_{am} S^2}{M} p + \frac{k_{pneu}}{M_{roue}} \frac{S^2}{C_{sph} M} \quad \{4-43\}$$

$$N_Q(p) = -\frac{1}{S} \left[\begin{aligned} & R_{am} S^2 \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{M_{roue}} \right) p^3 + \frac{S^2}{C_{sph}} \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{M_{roue}} \right) p^2 \\ & + \frac{k_{pneu}}{M_{roue}} \frac{R_{am} S^2}{M} p + \frac{k_{pneu}}{M_{roue}} \frac{S^2}{C_{sph} M} \end{aligned} \right] \quad \{4-44\}$$

$$N_{V_{sol}}(p) = \frac{k_{pneu}}{M_{roue}} p^2 \quad \{4-45\}$$

$$N_{F_{peri}}(p) = -\frac{1}{M} p \left(p^2 + \frac{k_{pneu}}{M_{roue}} \right) \quad \{4-46\}$$

Le débit d'activation est désormais filtré et s'exprime fréquemment en terme de fonction polynomiale du débattement de suspension :

$$Q(p) = \frac{n(p)}{d(p)} Z_{rel}(p) \quad \{4-47\}$$

L'expression du débattement en boucle fermée est donc :

$$Z_{rel} = \frac{d(p) N_{V_{sol}}(p) p Z_s + d(p) N_{F_{peri}}(p) F_{peri}}{p D(p) d(p) + N_Q(p) n(p)} \quad \{4-48\}$$

Et le polynôme caractéristique en boucle fermée s'écrit :

$$D_{BF}(p) = p D(p) d(p) + N_Q(p) n(p) \quad \{4-49\}$$

Dans le cas du modèle 1ddl, le degré de ce polynôme vaut :

$$\deg(D_{BF}) = \deg(d) + 3 \quad \{4-50\}$$

et avec le modèle 2ddl :

$$\deg(D_{BF}) = \deg(d) + 5 \quad \{4-51\}$$

En considérant un retour en position vitesse, $n(p) = k_p + k_d p$, $\deg(n) = 1$ et $\deg(d) \geq 2$. Le degré du dénominateur de la fonction de transfert (le filtre) de l'asservissement est nécessairement supérieur au degré de son numérateur. En considérant alors que le dénominateur s'écrit :

$$d(p) = \frac{p^{\deg(d)}}{d_{\deg(d)}} + \frac{p^{\deg(d)-1}}{d_{\deg(d)-1}} + \dots + \frac{p}{d_1} + 1 \quad \{4-52\}$$

Le nombre de paramètres supplémentaires apportés par le filtrage vaut $\text{deg}(d)$, soit au total un nombre de paramètres de commande de $\text{deg}(d)+2$. Ainsi, quel que soit l'ordre du filtre, tous les modes du système ne peuvent être contrôlés simultanément. Pour le modèle 1ddl, il s'agit d'un seul mode qui n'est pas contrôlé alors que pour le modèle 2ddl, il s'agit de 3 modes non commandables. En conséquence de quoi, il est nécessaire d'effectuer des compromis sur la dynamique du système pour choisir les gains de commande.

Remarque :

La domination de tous les modes du système en boucle fermée nécessite un numérateur d'ordre supérieur à 1 :

$$\text{deg}(n) \geq 2 \text{ pour un modèle 1ddl}$$

$$\text{deg}(n) \geq 4 \text{ pour un modèle 2ddl}$$

avec :

$$n(p) = k_{\text{deg}(n)} p^{\text{deg}(n)} + k_{\text{deg}(n)-1} p^{\text{deg}(n)-1} + \dots + k_1 p + k_0 \quad \{4-53\}$$

soit :

Un minimum de 6 paramètres pour un modèle 1ddl ($\text{deg}(n) = 2$ et $\text{deg}(d) = 3$).

Un minimum de 10 paramètres pour un modèle 2ddl ($\text{deg}(n) = 4$ et $\text{deg}(d) = 5$).

Le nombre de paramètres est à chaque fois élevé et l'étude d'autant plus complexe à mener à la vue des nombreux critères à observer (tenue de caisse par le sol ou par la caisse, tenue de route, confort, limitation en débattement, coût énergétique ...).

Pour ce qui concerne notre étude, nous avons choisi de nous limiter à un filtre du second ordre. Celui-ci comportera 2 pôles complexes. L'utilisation de pôles réels s'est avérée moins intéressante car générant un déphasage excessif sur la vitesse de débattement. On pose alors :

$$d(p) = \frac{p^2}{\omega_c^2} + 2\xi_c \frac{p}{\omega_c} + 1 \quad \{4-54\}$$

Les 2 paramètres de filtrage que sont la pulsation naturelle et l'amortissement réduit du filtre s'ajoutent aux gains en position et en vitesse.

L'objectif du filtrage est de réduire la consommation induite par les mouvements du sol en filtrant la variable de débattement de suspension. Celle-ci s'écrit comme la différence du déplacement de la caisse et de la roue. Le débattement de la caisse reproduit une dynamique basse fréquence de l'ordre du Hertz tandis que le déplacement de la roue coïncide avec l'élévation du sol jusqu'au battement de roue autour de 15 Hz. Ainsi, on peut estimer qu'aux fréquences inférieures au mode de caisse :

$$Z_{rel} \approx -Z_M + Z_{sol}$$

tandis qu'aux fréquences supérieures et jusqu'au mode de roue :

$$Z_{rel} \approx Z_m \approx Z_{sol}$$

en considérant que les mouvements de caisse sur cette plage de fréquence deviennent négligeables devant les mouvements de la roue et donc du sol.

Au résultat, le système de commande est incapable de faire la distinction entre les mouvements de la caisse et ceux du sol dans la gamme de fréquence inférieure au mode de caisse. Comme de surcroît, l'activation a pour objectif le contrôle des mouvements de caisse, il n'est pas souhaitable de filtrer les

débattements dans cette zone de fréquence, sous peine de détériorer considérablement les performances de la correction d'assiette par une mauvaise recopie de la position et de la vitesse.

Par contre, au-delà du mode de caisse, le débattement de suspension reproduit essentiellement les mouvements de la roue et du sol jusqu'au battement de roue. La limitation du débattement de suspension dans le cas d'une activation non filtrée se ramène alors dans cette zone fréquentielle à la limitation des mouvements de la roue et par extension de sa résonance et une consommation énergétique importante pour y parvenir. Pour réduire ce coût, le seul moyen consiste alors à filtrer le signal de débattement dans cette bande de fréquence, de telle sorte que le signal filtré résultant soit d'amplitude négligeable devant l'amplitude de la roue et du sol. La fréquence naturelle du filtre sera donc systématiquement choisie entre le mode de résonance de la caisse et celui de la roue.

Bien évidemment, sous l'effet du filtre, l'activation n'est plus capable de réguler le battement de la roue, au bénéfice d'un coût énergétique moindre. En somme, le filtrage doit permettre au système de commande de minimiser l'influence des mouvements de la roue à travers la recopie du débattement de suspension. Ainsi, on espère corriger les mouvements de la caisse indépendamment de ceux de la roue.

4.4.2.2. Etude de stabilité du système en boucle fermée.

L'étude des zones de stabilité de la suspension régulée conduit à la détermination des zones de variation possibles des 4 paramètres de commande que sont le gain en position, le gain en vitesse, la pulsation naturelle et l'amortissement réduit du filtrage.

Le polynôme caractéristique en boucle fermée du modèle 2ddl est d'ordre 7. L'étude numérique du critère de Routh de stabilité conduit à la représentation de la figure (4-17).

Les gains en position et en vitesse sont à chaque fois exprimés en pourcentage par rapport aux gains optimaux de Karnopp calculés précédemment.

La figure représente dans le plan des gains en position et en vitesse, les surfaces de stabilité en fonction du filtrage sélectionné. Volontairement, nous nous sommes limités à une variation de la fréquence naturelle de filtrage de 2.5 à 5 Hz et de l'amortissement réduit de 0.2 à 0.6 (au-delà de ces limites, les caractéristiques actives de suspension ne sont plus acceptables). A la vue de la figure, il apparaît que :

□ La zone de stabilité (k_p , k_d) diminue avec la diminution de la fréquence naturelle de filtrage. Concrètement, plus cette fréquence est faible, plus elle va limiter les performances de l'activation (son temps de réponse) et donc la possibilité d'augmenter les gains en position et en vitesse pour parvenir à un temps de réponse meilleur. En particulier, dans le cas où la fréquence naturelle vaut 2.5 Hz, l'optimum de Karnopp est instable quel que soit l'amortissement réduit.

□ Sous l'effet d'une diminution de l'amortissement réduit, la zone de stabilité en k_p croit, tandis que celle en k_d se restreint supérieurement et s'élargit inférieurement. Physiquement, la diminution de l'amortissement amplifie la zone de fréquence proche de la fréquence naturelle de filtrage d'où la nécessité pour conserver le même état de stabilité de diminuer le gain en vitesse qui lui aussi amplifie les fréquences les plus élevées.

Au total, nous avons représenté l'intersection des zones de stabilité sur les variations des paramètres de filtrage et déduit en conséquence une plage de variation des gains en position et en vitesse ($k_p \in [0,40]$ et $k_d \in [0,80]$) qui sera reprise pour l'étude numérique qui suit. Cette plage ne contient pas l'optimum de Karnopp et laisse présager une diminution des performances de la correction d'assiette sous l'effet du filtrage.

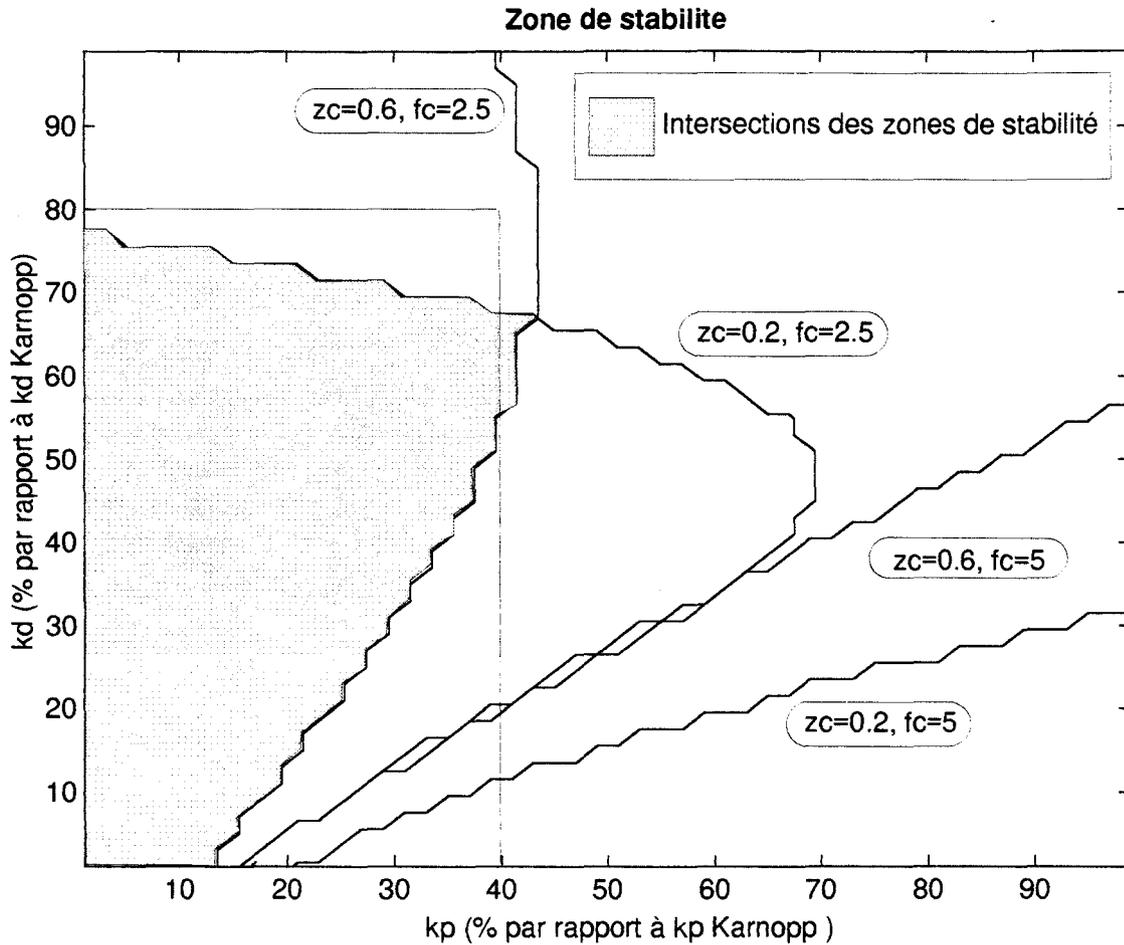


Figure (4-17)
Modèle 2ddl monoroue linéaire actif filtré
Application du critère de Routh

4.4.2.3. Etude numérique du filtrage.

Pour l'étude de l'influence des 4 paramètres de commande sur les performances et le coût énergétique de la suspension active, nous avons représenté d'une part plusieurs courbes fréquentielles sous forme de diagrammes de Bode et d'autre part des courbes temporelles.

□ Les courbes fréquentielles sont respectivement : $V_{\text{caisse}} / V_{\text{sol}}$, $V_{\text{roue}} / V_{\text{sol}}$, Q / Z_{sol} , $\overline{P}_{\text{actif}}$. Les 2 premières permettent par l'utilisation des critères du **tableau (4-1)** d'évaluer les caractéristiques en tenue de caisse, confort, tenue de route et débattement de suspension sur les sollicitations du sol. Les 2 autres estiment le coût énergétique afférent à ces sollicitations.

□ Les courbes temporelles quant à elles caractérisent la réponse de la caisse à un lâcher de masse pour juger des performances et de l'énergie dépensée par l'actionneur sur ce type de sollicitation.

Quatre séries de simulation ont été faites avec comme support un modèle linéaire monoroue à 2ddl. Pour chaque série, nous avons fait varier un des paramètres de commande (Cf **Annexe (4-1)**).

L'analyse de l'ensemble de ces courbes a conduit alors à l'établissement du **tableau (4-2)**. Celui-ci résume d'une part les modifications apportées aux performances et au coût énergétique de l'activation

en tant que correcteur d'assiette et d'autre part celles apportées aux caractéristiques de suspension et à la quantité d'énergie consommée sur les sollicitations du sol pour une variation de chaque paramètre. Certains critères comme la consommation par rapport au sol ou la tenue de la roue à la route se scindent en 2 composantes : l'une sur les basses fréquences incluant le mode de caisse et limitée supérieurement par la fréquence naturelle du filtre, l'autre sur les hautes fréquences à partir de cette même fréquence naturelle et comprenant le mode de roue. Ce découpage est nécessaire puisque certains paramètres de la commande produisent des variations opposées d'une zone sur l'autre.

Les tendances observées sur le **tableau (4-2)** font ressortir un certain nombre de compromis inhérents aux choix des paramètres :

Effet des paramètres position vitesse.

Tout d'abord, sur les gains proportionnel dérivé, on retrouve des tendances classiques pour ce genre de retour par rapport à la correction d'assiette sur les sollicitations inertielles de caisse. D'une part le compromis entre les performances en rapidité et le duo stabilité consommation pour le gain en position et d'autre part, l'amélioration de l'asservissement en temps de réponse et en dépassement comme en stabilité par le gain en vitesse au détriment de la consommation par rapport au sol.

A cela s'ajoute l'apparition d'un réglage optimum du gain en vitesse correspondant à la tenue de caisse et à la consommation par rapport au lâcher minimum atteignable. Physiquement, cela signifie que le gain en vitesse apporte de l'amortissement au système et donc améliore la tenue de la caisse tant que le filtrage le lui autorise, à savoir jusqu'à la fréquence de coupure du filtre. Au-delà de cette limite, le filtre produit l'effet inverse à savoir une tenue de caisse qui se dégrade et la nécessité de consommer plus pour la maintenir sur les lâchers de masse.

Pour ce qui concerne le confort véhicule, sa détérioration va de pair avec l'amélioration des performances de l'asservissement et de sa stabilité par le gain en vitesse. Le gain en position quant à lui n'a pas d'influence.

On constate également une détérioration du battement de roue sur l'augmentation du gain en vitesse dont l'effet reste limité. En revanche, aux basses fréquences, l'effet du mode de caisse sur la roue est amplifié, conduisant à des amplitudes du pneumatique accrues dans cette zone de fréquence. Les variations des efforts au sol sont également amplifiées et l'adhérence est détériorée.

Effet des paramètres de filtrage.

☐ Sur les sollicitations du sol, le choix de l'amortissement réduit résulte d'un compromis entre la tenue de route basse fréquence, le confort vibratoire et la consommation basse fréquence avec la tenue de la caisse. Sur les sollicitations de type lâcher, n'apparaît pas de compromis puisque l'amélioration de la stabilité, des performances et de la consommation va dans le même sens que la diminution de l'amortissement. D'un point de vue consommation, notons que la diminution de l'énergie dépensée sur les mouvements du sol génère une augmentation de celle dépensée sur les sollicitations de caisse. Le choix de l'amortissement réduit résulte donc d'un compromis.

☐ La fréquence naturelle de filtrage délimite la zone d'activation. Si elle est trop faible, elle perturbe les performances du correcteur et sa stabilité en même temps que la tenue de la caisse, la tenue de la roue aux basses fréquences et la consommation sur les mouvements lents du sol ou inertiels. Si elle est trop grande, elle favorise une correction haute fréquence et par conséquent une consommation supplémentaire sur les mouvements du sol. En sus, comme cette fréquence est toujours placée avant le mode de roue, elle perturbe ce mode en générant un battement de roue amplifié au fur et à mesure que la tenue de caisse (l'amplitude de résonance de ce mode) s'atténue. Notons encore que l'amélioration du confort vibratoire va avec la diminution de cette fréquence.

Choix effectués.

Etude du retour position-vitesse filtré

	Consommation		Performances correction d'assiette		Stabilité correction d'assiette	Tenue de caisse, Confort visuel	Confort Vibratoire	Tenue de roue sur route		
	+ Consomme moins - Consomme plus		+ Plus rapide - Moins rapide	+ Moins d'enfoncement - Plus d'enfoncement	+ Plus stable - Moins stable	+ Mieux tenu, plus confortable - Moins tenu, moins confortable	+ Plus confortable - Moins confortable	+ Plus d'amplitude - Moins d'amplitude		
Critère	P_{red} / Sol	Energie / Lacher	Temps de réponse caisse / Lacher	Enfoncement caisse / Lacher	Nombre d'oscillations caisse / Lacher	V_{caisse} / V_{sol} (Amplitude de résonance)	V_{caisse} / V_{sol} (Gain 1-5 Hz, fréquence de résonance)	V_{roue} / V_{sol} (Amplitude de résonance)		
Type de critère	Fréquentiel		Temporel	Temporel	Temporel	Fréquentiel	Fréquentiel	Fréquentiel		
	0 à f_c	f_c à ∞						0 à f_c	f_c à ∞	
Sur une augmentation de k_p	-	0	-	+	+	-	-	0	0-	0
Sur une augmentation de k_d	-	-	+ / -	+	+	+	+ / -	-	-	-
Sur une augmentation de ξ_c	+	0-	-	0	-	-	-	+	+	0
Sur une augmentation de f_c	+	-	+	0	+	+	+	-	+	-
Objectifs	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Tendances favorables	k_p	↘	0	↘	↗	↘	↘	0	↘	0
	k_d	↘		Optimum	↗	↗	Optimum	↘	↘	
	ξ_c	↗	0	↘	0	↘	↘	↗	↗	0
	f_c	↗	↘	↗	0	↗	↗	↘	↗	↘

Tableau (4-2)

En tenant compte des conclusions précédentes, le choix des 4 paramètres s'est fait de la façon suivante:

Pour ce qui concerne la tenue de la caisse, le choix a été fait d'atteindre un réglage pour lequel l'amplitude de résonance de la caisse soit du même ordre de grandeur que celle de la correction non filtrée à l'optimum de Karnopp. Par ailleurs, le choix des gains est fait de telle sorte que cette amplitude est atteinte en tant qu'optimum sur la variation du gain dérivée pour profiter d'une consommation sur le lâcher minimum.

La fréquence naturelle du filtre est fixée à 3 Hz, une valeur suffisamment faible pour limiter la consommation induite par les mouvements hautes fréquences de la roue et suffisamment importante pour conserver des performances en correction d'assiette acceptables.

L'amortissement réduit est choisi le plus faible possible pour améliorer encore les performances de correction mais sans atteindre sur les basses fréquences une consommation par rapport au sol excessive et une tenue de route trop médiocre.

Après étude numérique, on aboutit aux choix suivant :

$$\begin{aligned}k_p &= 20 \\k_d &= 60 \\ \xi_c &= 0.3 \\ f_c &= 3 \text{ Hz}\end{aligned}$$

Par rapport aux gains théorique de l'optimum de Karnopp, le gain en position a été divisé par 5 et celui en vitesse par 1.6.

La figure (4-18) présente les modifications apportées par le filtrage sur la réponse à un lâcher de masse doublée d'une sollicitation sinusoïdale de la route. L'enfoncement maximum de la caisse double et le temps de réponse d'environ une demi-seconde dans le cas du retour non filtré s'accroît d'un facteur 3 environ (figure (4-18a)). Le filtre réduit donc les performances de la correction d'assiette. En revanche, les oscillations hautes fréquences visibles sur la variable de déplacement de la caisse non filtrée sous l'effet de l'ondulation de la route disparaissent. Les caractéristiques temporelles sur un échelon de la route montreront que cela correspond à un gain en confort sur ces fréquences.

L'effet du filtre apparaît pleinement sur l'évolution du débit d'activation (figure (4-18b)) et de l'énergie consommée (figure (4-18c)). L'amplitude du débit sur l'ondulation route est 6 fois moins importante et l'énergie consommée au bout de 4s 3.5 fois plus faible.

Fréquemment, nous avons représenté de nouveau le débit pour la même amplitude du sol (figure (4-19a)) et la puissance moyenne consommée par rapport au sol telle que définie précédemment (figure (4-19b)). L'apport du filtre réduit considérablement le coût énergétique à partir de la fréquence naturelle de coupure à 3 Hz. Entre cette fréquence et le mode de roue, le débit est limité à 1.5 l/min pour 2.5mm d'amplitude route et la puissance moyenne consommée à environ 500 W/cm d'amplitude route. En revanche autour de 2.5 Hz apparaît une résonance d'amplitude supérieure à celle obtenue sans filtrage tant pour le débit que pour la puissance. L'effet restant limité autour de cette fréquence, il ne s'agit pas d'un cas critique.

Les modifications apportées par le filtrage sur les caractéristiques fréquentielles de la suspension par rapport au sol apparaissent sur la figure (4-20).

La détérioration des performances de la correction d'assiette se traduit par la diminution de la fréquence de résonance de la caisse. La tenue de caisse conserve la même allure en amplitude conformément au choix du dimensionnement des gains (figure (4-20a)).

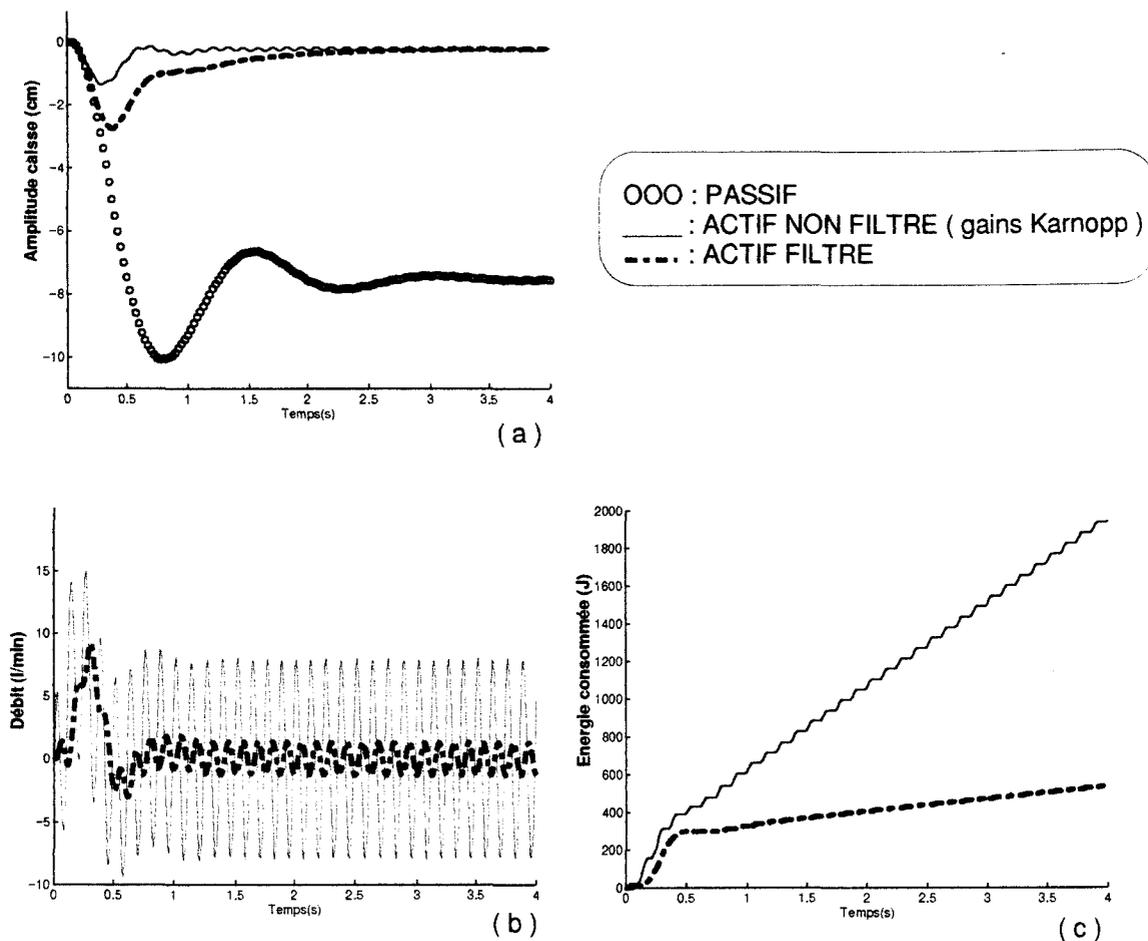


Figure (4-18)
 Modèle linéaire 2ddl monoroue
 Réponse à un lacher de masse (15% M)
 Véhicule passif / actif non filtré / actif filtré

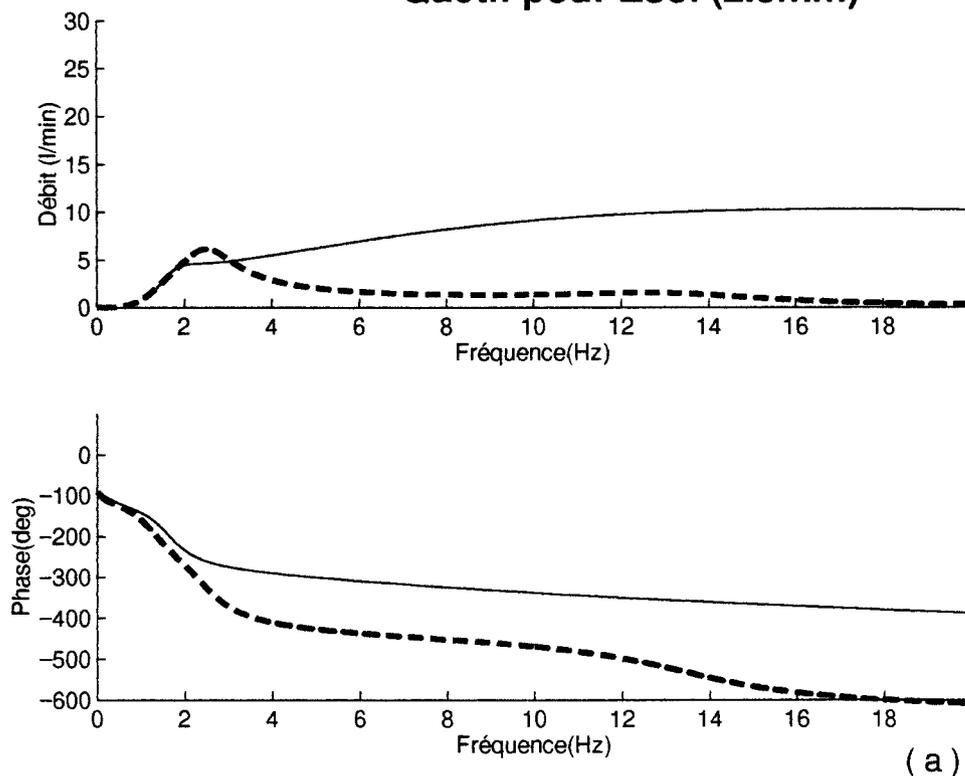
□ Du point de vue du confort, la caisse est mieux isolée. L'amplitude de la caisse est atténuée au-delà de 2.5 Hz (figure (4-20a)) et celle de son accélération par rapport à la vitesse au sol rejoint les caractéristiques passives à partir de 3-4 Hz (figure (4-20b)).

□ La tenue de la roue au sol est bouleversée (figure (4-20c)). Le filtrage élimine la régulation du battement de roue, qui par défaut conserve ses caractéristiques passives dans cette zone de fréquence moyennant une légère augmentation de l'amplitude du battement à 13 Hz. D'autre part, aux basses fréquences, entre 1 et 4 Hz environ, l'amplitude de la roue est inférieure à celle du sol. Dans cette plage de fréquence, le pneu est énormément sollicité et l'adhérence avec la chaussée fragilisée. S'il s'avère qu'expérimentalement ce point est critique, il pourrait être alors nécessaire de revoir les valeurs des gains pour minimiser ce phénomène en augmentant par exemple l'amortissement réduit au détriment des performances de l'activation en correction d'assiette.

□ Enfin (figure (4-20d)), le débattement de suspension croît autour de la fréquence de résonance de 2 Hz de 30% environ par rapport au système non filtré et sur le mode de roue de 10% par rapport au système passif. La première résonance est la plus critique. L'amplitude des mouvements du sol décroît lorsque la fréquence croît. Par conséquent, sur le mode de roue, le risque de toucher les butées de suspension est nul. Par contre, ce risque est augmenté à basse fréquence. Si entre 0 et 1 Hz, le débattement de suspension en phase active filtrée est plus faible qu'en phase passive, entre 1 et 3 Hz, cette configuration s'inverse. A 2 Hz, l'amplitude du débattement en actif filtré est un peu près 2 fois plus importante que celle en passif. Les butées de suspension sont susceptibles d'être sollicitées dans le cas critique d'une route en mauvais état ou d'obstacles isolés de fortes amplitudes. Néanmoins, en

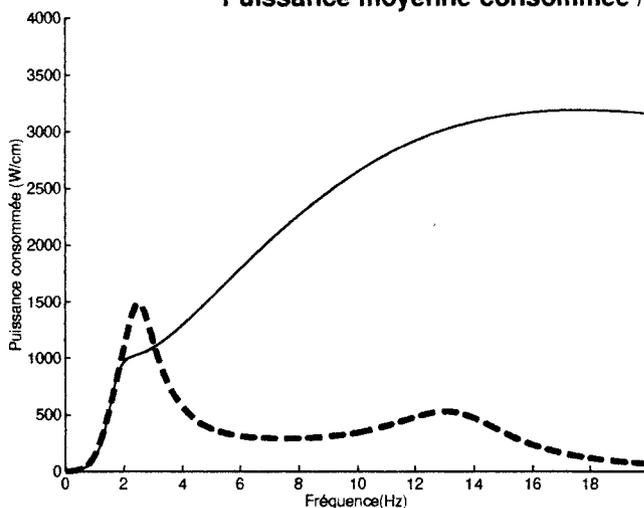
considérant que les débattements sont plus atténués en actif qu'en passif sur les fréquences les plus faibles et donc d'amplitudes les plus fortes, au total l'augmentation de l'amplitude du débattement à 2 Hz doit être relativisée.

Qactif pour Zsol (2.5mm)



(a)

Puissance moyenne consommée / sol



(b)

— : ACTIF NON FILTRE (gains Karnopp)
 - - - : ACTIF FILTRE

Figure (4-19)
 Modèle 2ddl linéaire monoroue
 débit (a) et puissance consommée (b) en fonction de la fréquence des ondulations du sol
 Comparaison véhicule actif non filtré / actif filtré

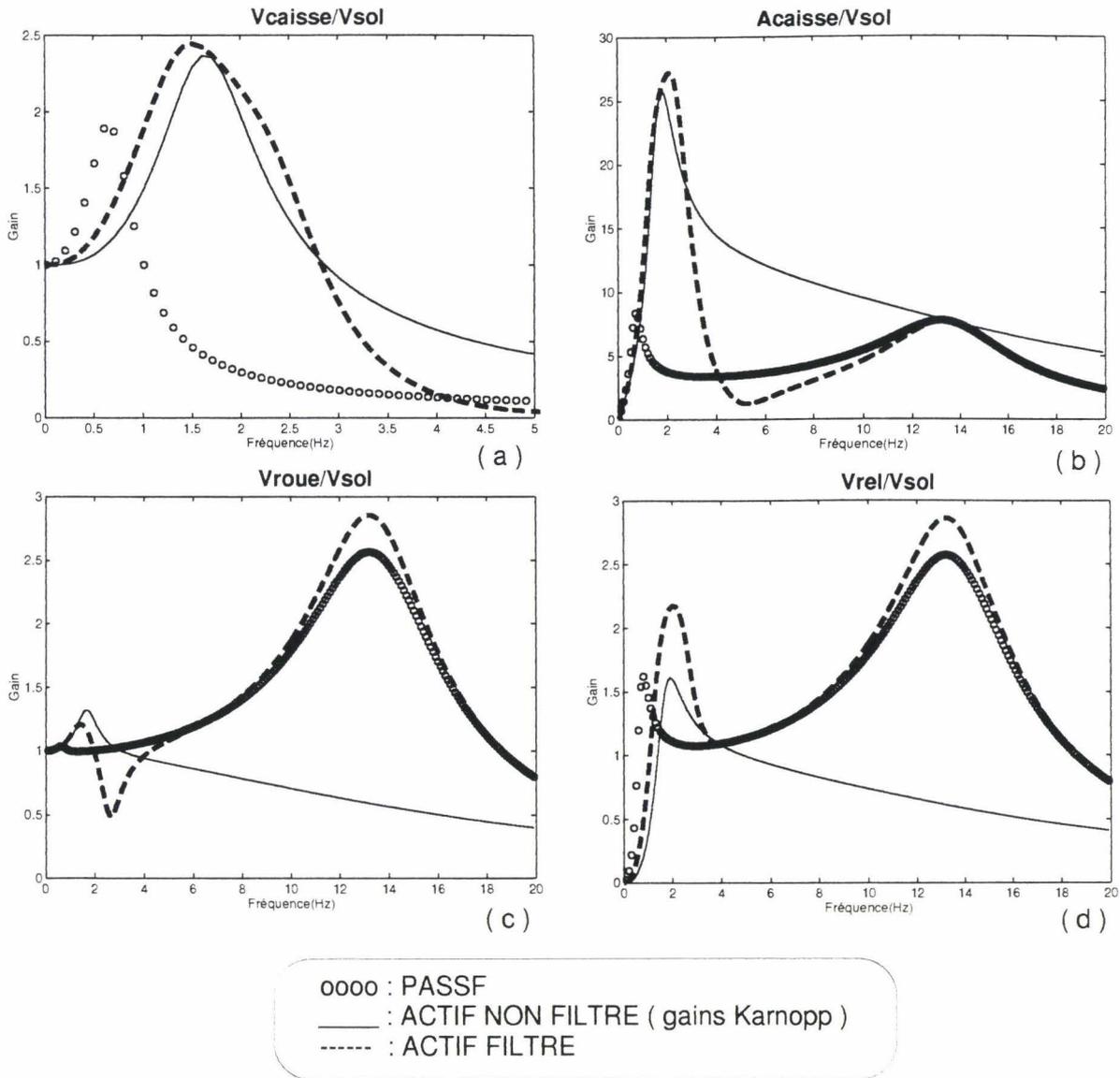


Figure (4-20)
 Modèle linéaire 2ddl monoroue
 comparaison caractéristiques de suspension
 véhicule passif / actif non filtré / actif filtré

Pour compléter cette analyse fréquentielle, nous avons également représenté la réponse de la suspension à un échelon de la route de 5mm (figure (4-21)). L'évolution des variables roue et caisse affine les tendances précédentes.

□ Sous l'effet du filtrage et de la diminution de la fréquence de résonance de la caisse, les mouvements de la caisse sont légèrement amplifiés (+15%). La tenue de la caisse est légèrement dégradée de ce point de vue. En revanche, le temps de réponse est pratiquement identique au cas non filtré et de loin inférieur à celui de la suspension passive. De ce fait, il s'agit d'un point positif pour la tenue de la caisse (figure (4-21a)).

□ L'accélération maximum de la caisse de la suspension active filtrée (figure (4-21c)) est du même ordre de grandeur que celle de la suspension passive. Ce point confirme l'amélioration du confort de la caisse sur les hautes fréquences. En revanche, sur les fréquences les plus faibles, l'accélération est du

même ordre de grandeur que celle de la suspension active non filtrée (visible temporellement sur 1 plage de 0.2 s à 0.7 s).

□ Les mouvements de la roue de la suspension filtrée (figure (4-21b)) ne sont plus atténués et coïncident avec ceux de la suspension passive sur le premier dixième de seconde (même battement de roue) caractéristique des hautes fréquences. En revanche ils se superposent aux mouvements roue de la suspension non filtrée à partir de 0.3 à 0.4 seconde. Les déflexions du pneumatique deviennent alors du même ordre de grandeur que ceux de la suspension non filtrée. Celles-ci sont plus importantes dans le cas de la suspension passive et pénalisent l'adhérence du pneu avec la chaussée sur les basses fréquences.

En résumé, les caractéristiques de la suspension active filtrée se superposent à celle de la suspension non filtrée sur les basses fréquences incluant le mode de caisse. Par contre, aux fréquences supérieures, la suspension filtrée se comporte comme une suspension passive et l'activation reste contenue.

Le passage entre ces 2 états de fonctionnement est assuré par le filtre. Celui-ci introduit des modes supplémentaires pour y parvenir. Ces modes dégradent les performances actives et passives de la suspension et génèrent une résonance apparente sur les débattements et sur la puissance consommée entre les 2 états. Par contre ils conduisent à l'isolation de l'activation aux mouvements de la route au-delà du mode de caisse et la certitude d'une consommation réduite.

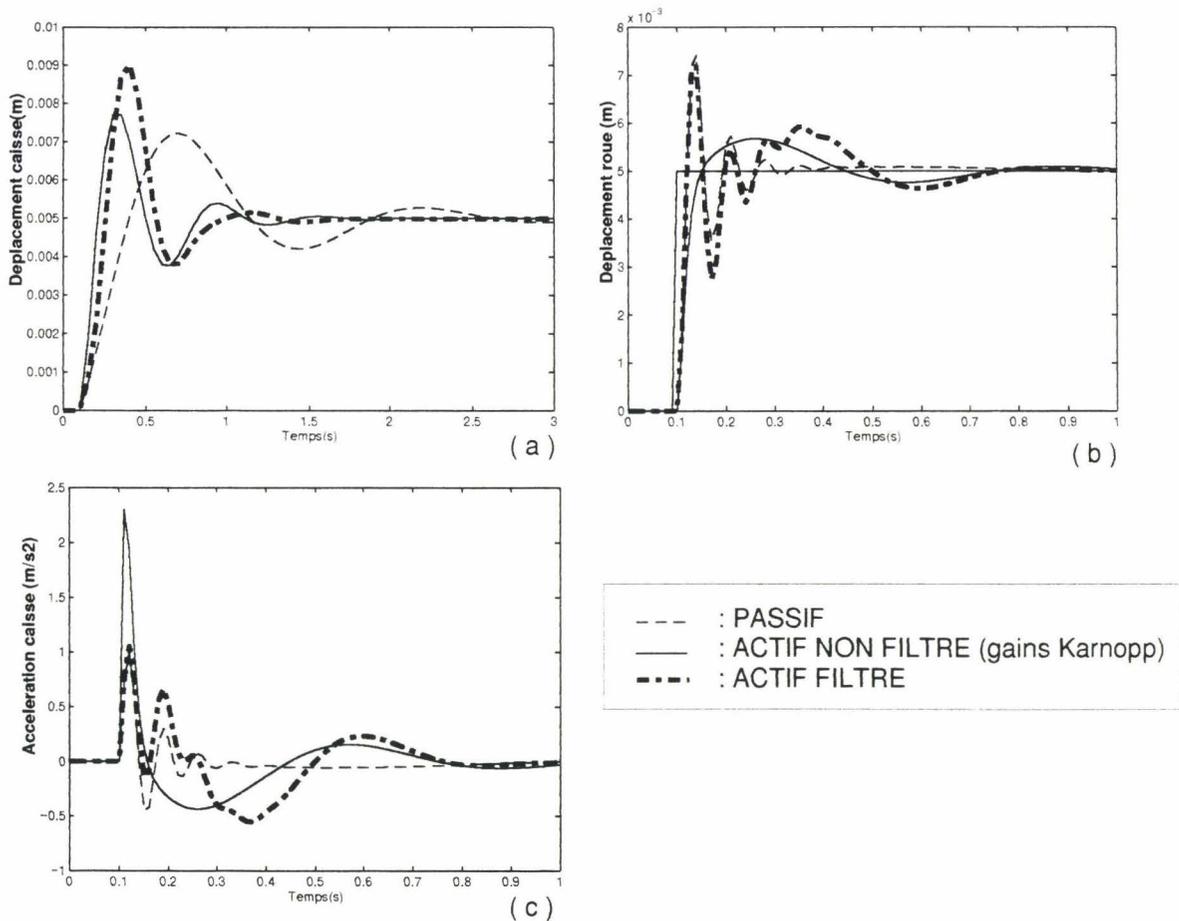


Figure (4-21)
Modèle 2ddl linéaire monoroue
réponse à un échelon route de 5 mm
comparaison passif / actif non filtré / actif filtré

Effet des non-linéarités de suspension.

Pour conclure cette étude sur le filtrage, nous avons appliqué ce type d'asservissement sur un modèle non-linéaire. Globalement, l'évolution des variables est identique à celle du modèle linéaire. La non-linéarité la plus influente s'avère être le frottement sec.

□ Sur la réponse à un lâcher de masse (figure (4-22)), le frottement sec stabilise les mouvements de la caisse (figure (4-22a)). Ce phénomène est particulièrement visible sur le déplacement de la caisse avec une structure passive de suspension. Dans le cas de la suspension passive filtrée, on constate un enfoncement légèrement moins important qu'avec le système linéaire.

Du point de vue énergétique, le frottement sec conduit à des amplitudes en débit plus faibles (figure (4-22b)) et par conséquent une réduction du coût en énergie (figure (4-22c)). Ce phénomène est surtout visible sur le système non filtré.

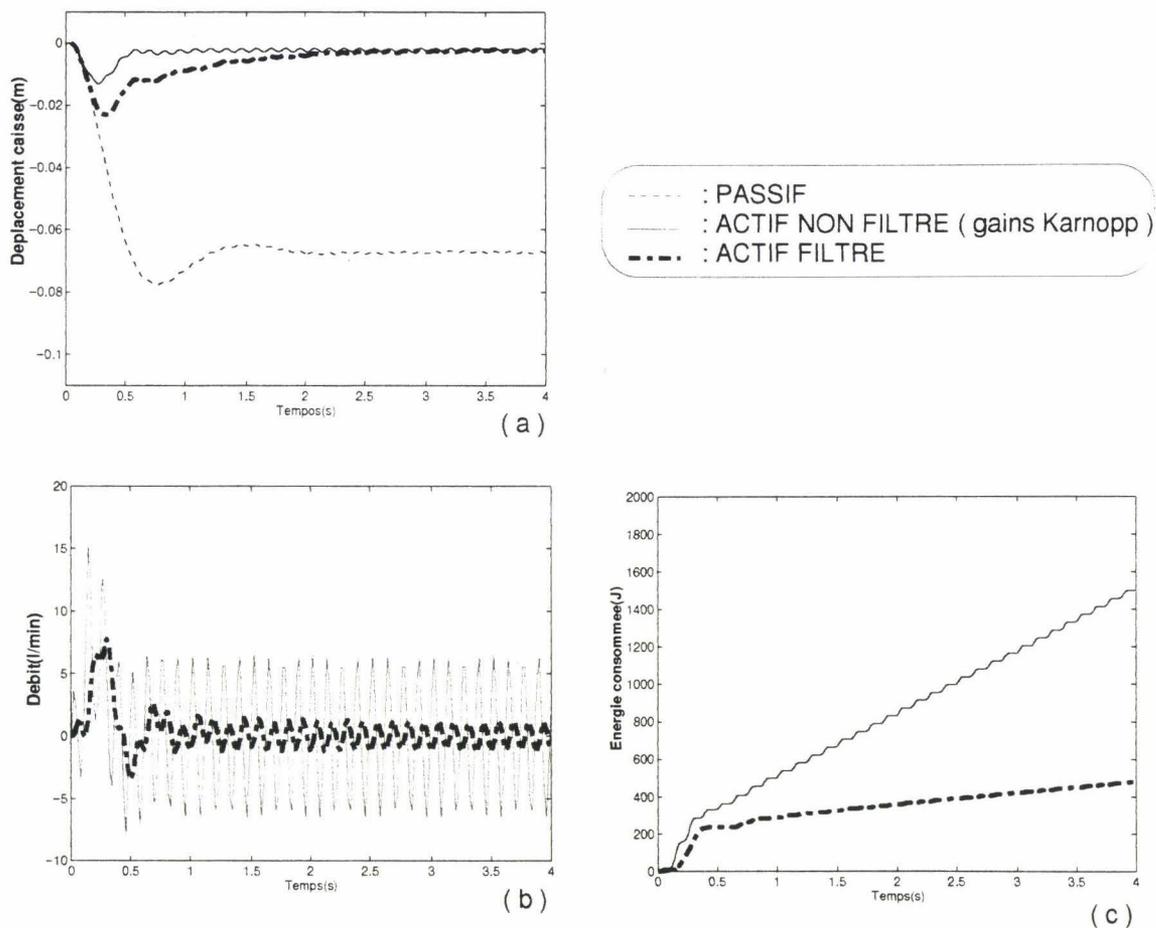


Figure (4-22)
 Modèle non-linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lâcher de masse (15% M)
 comparaison véhicule passif / actif non filtré / actif filtré

Le tracé des pseudo gains de Bode de la suspension pour une amplitude de la route de 5mm précise les modifications apportées aux caractéristiques par rapport au sol (figure (4-23)).

□ **TENUE DE CAISSE** (figure (4-23a)) : Le frottement sec annihile la résonance de la caisse en passif. L'activation qui décale le mode de roue restitue la résonance et le filtrage l'accroît pour la porter au même niveau élevé que le modèle linéaire.

☐ **CONFORT** (figure (4-23b)) : Le frottement sec détruit le confort du véhicule tant passif qu'actif. Le filtrage accentue cet effet sur la résonance de la caisse, mais améliore globalement le confort sur les fréquences plus élevées pour coïncider avec les caractéristiques passives.

☐ **TENUE DE ROUTE** (figure (4-23c)) : Le battement de roue en passif comme en actif filtré est atténué par la présence du frottement sec. Par contre, aux basses fréquences, il se produit l'effet inverse : le blocage de la suspension par le frottement génère des débattements du pneumatique plus importants et limite une nouvelle fois l'adhérence. Le point critique est situé à 2.5 Hz, fréquence pour laquelle la roue possède la plus faible amplitude et a fortiori le pneu la plus grande amplitude.

☐ **DEBATTEMENT** (figure (4-23d)) : Le frottement réduit les débattements de suspension. L'effet est plus important à basse fréquence, plus visible sur la résonance à 2 Hz de la suspension active non filtrée et manifeste sur le battement de roue.

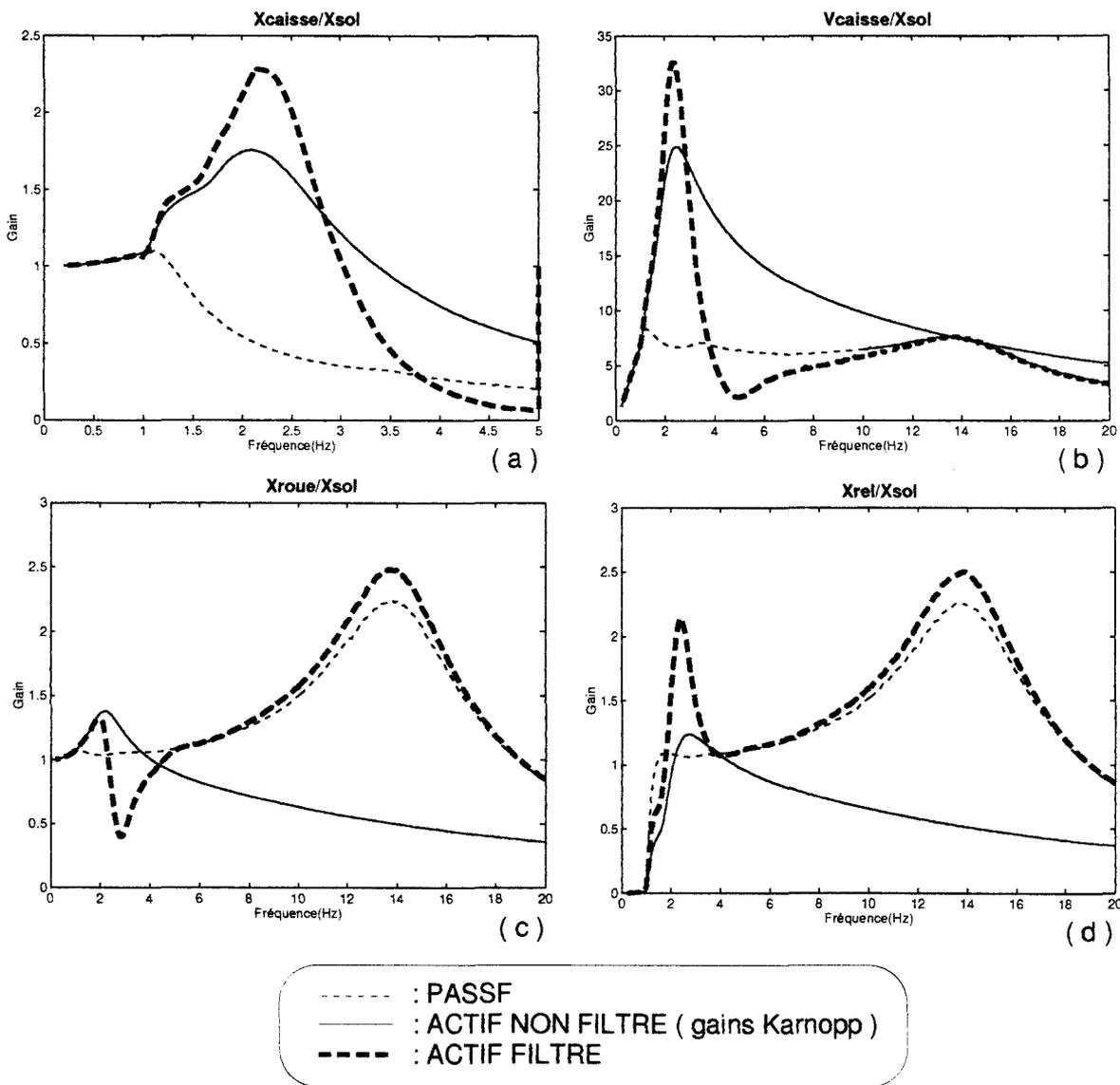


Figure (4-23)
Modèle non-linéaire 2ddl monoroue
comparaison caractéristiques de suspension
véhicule passif / actif non filtré / actif filtré

Ces phénomènes liés au frottement sec apparaissent également sur la réponse à un échelon de la route (figure (4-24)) :

□ La caisse en passif se déplace peu et reste bloquée par l'effet des frottements qui sont supérieurs aux efforts internes de la suspension. En actif, la loi de commande la contraint à suivre le profil de la route. Le filtrage fait réapparaître le rebond du véhicule sur le pneumatique à l'instar du cas passif. Le dépassement de la caisse est faible et globalement, on peut estimer que la tenue du véhicule est améliorée par le frottement en passif comme en actif (figure (4-24a)).

□ L'accélération de la caisse (figure (4-24c)) montre les mêmes tendances que sur le modèle linéaire. Globalement, elle est plus importante sous l'effet du frottement et oscille plus longtemps. Le frottement accentue l'inconfort.

□ Les battements de la roue à 13 Hz ne sont plus visibles. Le dépassement reste limité. Le filtrage augmente la déflexion du pneumatique en phase de collage par rapport au cas passif (figure (4-24b)).

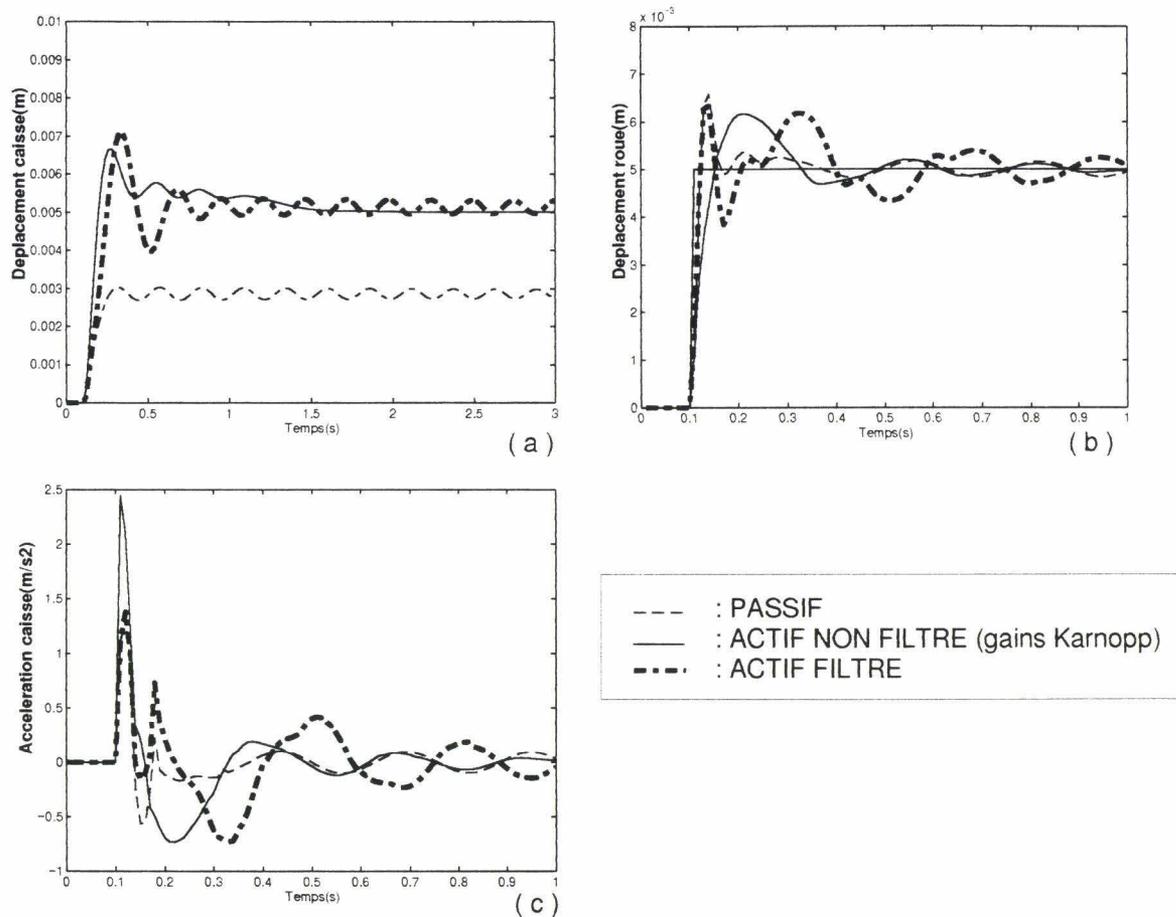


Figure (4-24)
Modèle 2ddl non-linéaire monoroue
réponse à un échelon route de 5 mm
comparaison véhicule passif / actif non filtré / actif filtré

Pour conclure, globalement, le modèle non linéaire confirme les tendances observées sur le modèle linéaire. Le frottement sec module ces tendances en accentuant ou limitant certains phénomènes. Il améliore la stabilité de la caisse, limite la dépense énergétique, limite le battement de roue et réduit les débattements de suspension. En revanche, il augmente l'inconfort et amplifie les mouvements basses fréquences du pneumatique. Ce dernier point est sans doute le plus préoccupant car il laisse à penser que l'on pénalise encore plus l'adhérence chaussée-pneu et la tenue de route. La figure (4-25)

suspension active précédent ([Hernette, 95]) par le biais d'un organe hydraulique adjoint au correcteur de hauteur modifié : l'initiateur. Celui-ci par sa forte dynamique avait pour rôle, de pousser ou de tirer le tiroir hydraulique dans une position correcte afin de contrer au plus tôt la sollicitation inertielle. Il utilisait des informations de pression telles que celle des freins ou celle du vérin de la direction assistée pour estimer au mieux la sollicitation inertielle.

Dans la version actuelle, l'ensemble correcteur initiateur est remplacé par la servovalve PSA-Thomson. Celle-ci possède une bande passante suffisamment importante pour 'pousser' ou 'tirer' le tiroir hydraulique de distribution plus rapidement que la dynamique des sollicitations inertielles de caisse. Il est donc possible de réaliser ce que l'on appelle une anticipation : anticipation en virage, mais aussi anticipation en phase d'accélération ou de freinage. Bien évidemment, il ne s'agit pas de réaliser un asservissement à proprement parler, mais d'une action en boucle ouverte d'estimation du débit à fournir à l'élément porteur pour éviter le débattement de la suspension. Ainsi, le temps de réponse du système d'asservissement est diminué. Certes, l'estimation du débit ne sera sans doute pas suffisamment précise, mais l'asservissement du débattement de la suspension saura compenser ce manque de précision.

Ainsi, l'anticipation apporte toute la dynamique à l'activation et l'asservissement du débattement relatif la précision et la stabilité en toutes circonstances.

La réalisation de cette fonction d'anticipation pose 2 types de problèmes. D'une part l'estimation des sollicitations inertielles et d'autre part la mise au point d'un algorithme correct reliant le débit d'anticipation à la sollicitation inertielle.

Nous nous attacherons d'abord au second problème en supposant connue la sollicitation. L'algorithme sera déduit du modèle le plus simple envisageable : le modèle 1ddl linéaire. Il sera ensuite testé sur les autres modèles monoroue plus réalistes.

Ensuite, nous évoquerons les moyens à mettre en oeuvre pour connaître les sollicitations inertielles et les défauts d'estimation susceptibles de se produire. Nous estimerons en conséquence les implications sur les performances de la correction.

4.5.1. Formulation et vérification d'une loi de commande à partir du modèle 1ddl.

L'utilisation d'un modèle 1ddl va nous permettre de déterminer cet algorithme. D'après l'expression {4-38} du débattement de suspension en boucle ouverte, l'annulation de la perturbation par le débit de correction est obtenue lorsque l'on a l'égalité suivante :

$$N_Q(p)Q + N_{F_{pert}}(p)F_{pert} = 0 \tag{4-55}$$

soit pour le modèle 1ddl :

$$\frac{Q}{F_{pert}}(p) = -\frac{N_{F_{pert}}(p)}{N_Q(p)} = \frac{Sp}{R_{am}S^2p + \frac{S^2}{C_{sph}}} \tag{4-56}$$

expression que l'on peut réécrire de la façon suivante :

$$\boxed{\frac{Q}{S}(p) = \frac{1}{R_{am}S^2p + \frac{S^2}{C_{sph}}} \dot{F}_{pert}} \tag{4-57}$$

La réalisation de cette fonction est par conséquent conditionnée par la connaissance de la dérivée de la sollicitation inertielle ainsi que de la raideur et l'amortissement de la suspension.

La connaissance de la dérivée de la perturbation n'est pas obligatoire car l'expression ci dessus s'écrit encore :

$$\frac{Q}{S} = \frac{F_{pert}}{R_{am} S^2} - \left(\frac{1}{R_{am} S^2 p + \frac{S^2}{C_{sph}}} \right) \frac{F_{pert}}{R_{am} C_{sph}} \quad \{4-58\}$$

Le premier terme quantifie le débit instantané à travers la restriction hydraulique produit dès la mise en place de la sollicitation, le second la limitation de ce débit par l'action de la sphère.

Pour vérifier l'efficacité de cette loi anticipatrice, nous l'avons appliquée en réponse à un lâcher de masse sur un modèle 2ddl linéaire muni d'une loi d'asservissement position-vitesse filtrée telle que définie dans le paragraphe précédent (figure (4-26)). Le déplacement de la caisse obtenu (figure (4-26a)) est minime et reste contenu dans l'écrasement du pneumatique sous l'effet de la charge. Ce résultat résulte d'une augmentation du débit d'activation (figure (4-26b)) plus précoce (pic en débit à 0.1s au lieu de 0.3s). On constate par ailleurs que l'amplitude en débit est plus faible, ce qui diminue l'énergie consommée (figure (4-26c)). L'anticipation améliore donc non seulement les performances en tant que correction d'assiette mais aussi les performances en consommation en apportant au

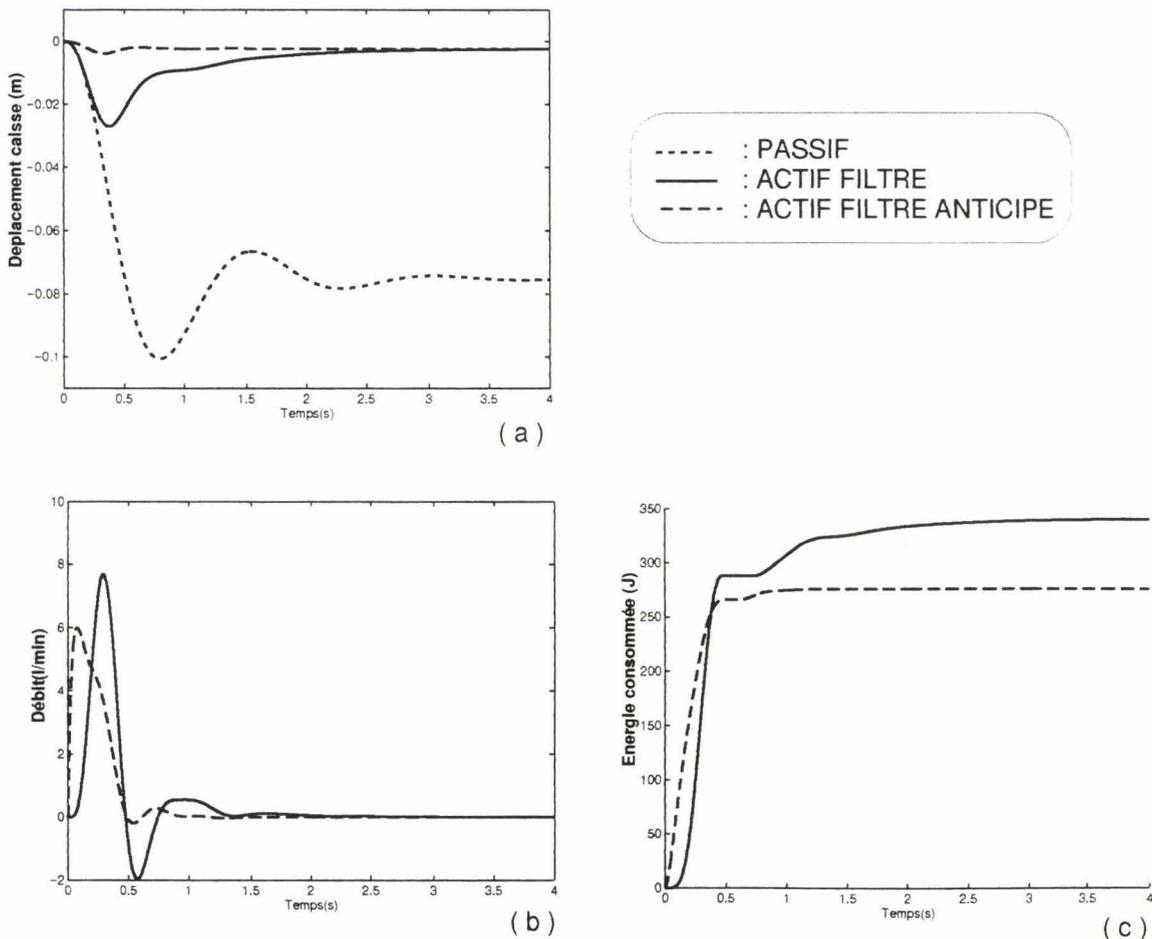


Figure (4-26)
 Modèle linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lâcher de masse (15% M)
 mise en évidence de l'anticipation
 Comparaison véhicule passif / actif filtré / actif filtré anticipé

correcteur une meilleure connaissance du système et donc la possibilité pour l'algorithme de réagir plus vite et mieux à tout point de vue. **Ce point est capital dans la réalisation de la suspension active.**

La loi d'anticipation a ensuite été testée sur un modèle non-linéaire 2ddl soumis au même lâcher de masse (figure (4-27)). L'allure des variables est peu modifiée. Le frottement sec constitue encore une fois la non-linéarité la plus influente. Il stabilise le mouvement de la caisse en réduisant son enfoncement (figure (4-27a)), ce qui conduit à une consommation moindre (figure (4-27c)). Par contre, l'amplitude maximum du débit est légèrement augmentée dans le cas du système actif anticipé (figure (4-27b)).

Quoi qu'il en soit, la loi d'anticipation déduite du modèle linéaire reste tout aussi performante. L'estimation de la raideur et de l'amortissement de la suspension par une valeur linéarisée est donc

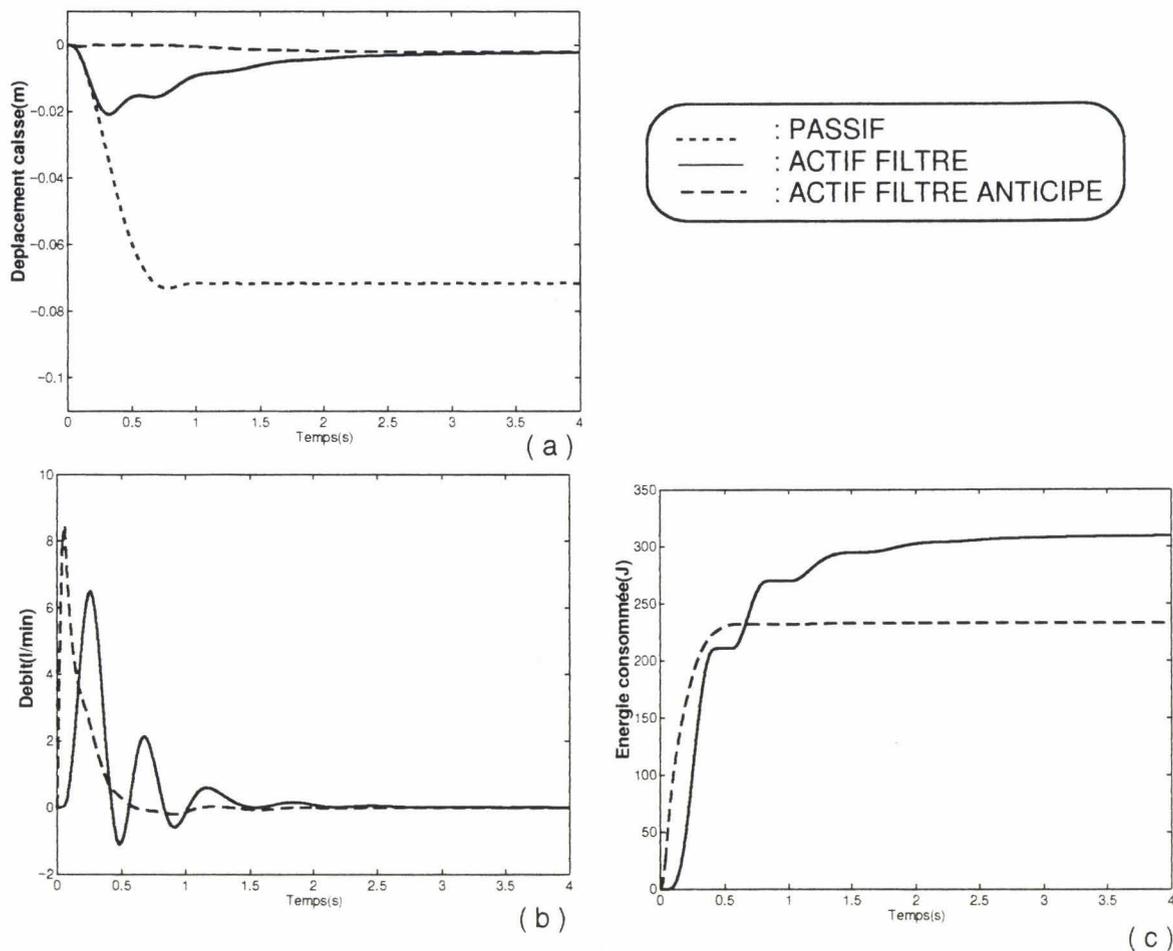


Figure (4-27)
 Modèle non-linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lâcher de masse (15% M)
 mise en évidence de l'anticipation
 Comparaison véhicule passif / actif filtré / actif filtré anticipé

suffisante pour atteindre une parfaite correction de l'assiette du véhicule malgré ses caractéristiques non-linéaires.

4.5.2. Influence de défauts d'estimation de la sollicitation inertielle sur l'anticipation.

La seconde difficulté concerne l'estimation de la sollicitation inertielle. Que ce soit sur le roulis, le tangage ou le pompage, l'évaluation de la sollicitation est délicate.

4.5.2.1. Estimation de la sollicitation inertielle en roulis.

Le moment inertiel de caisse en roulis est globalement proportionnel à l'accélération latérale du véhicule. La figure (4-28) le démontre simplement sur un demi-véhicule avant sollicité en virage en position stationnaire. L'écriture des relations d'équilibre des différents efforts permet d'exprimer le moment provoqué sur la caisse en roulis par les efforts transversaux :

$$M_i = M \gamma_i h_{CG} \quad \{4-59\}$$

Ce moment représente la sollicitation inertielle de la caisse en roulis. Il est proportionnel à l'accélération transversale du véhicule et à la distance entre le centre de roulis et le centre de gravité de la masse suspendue.

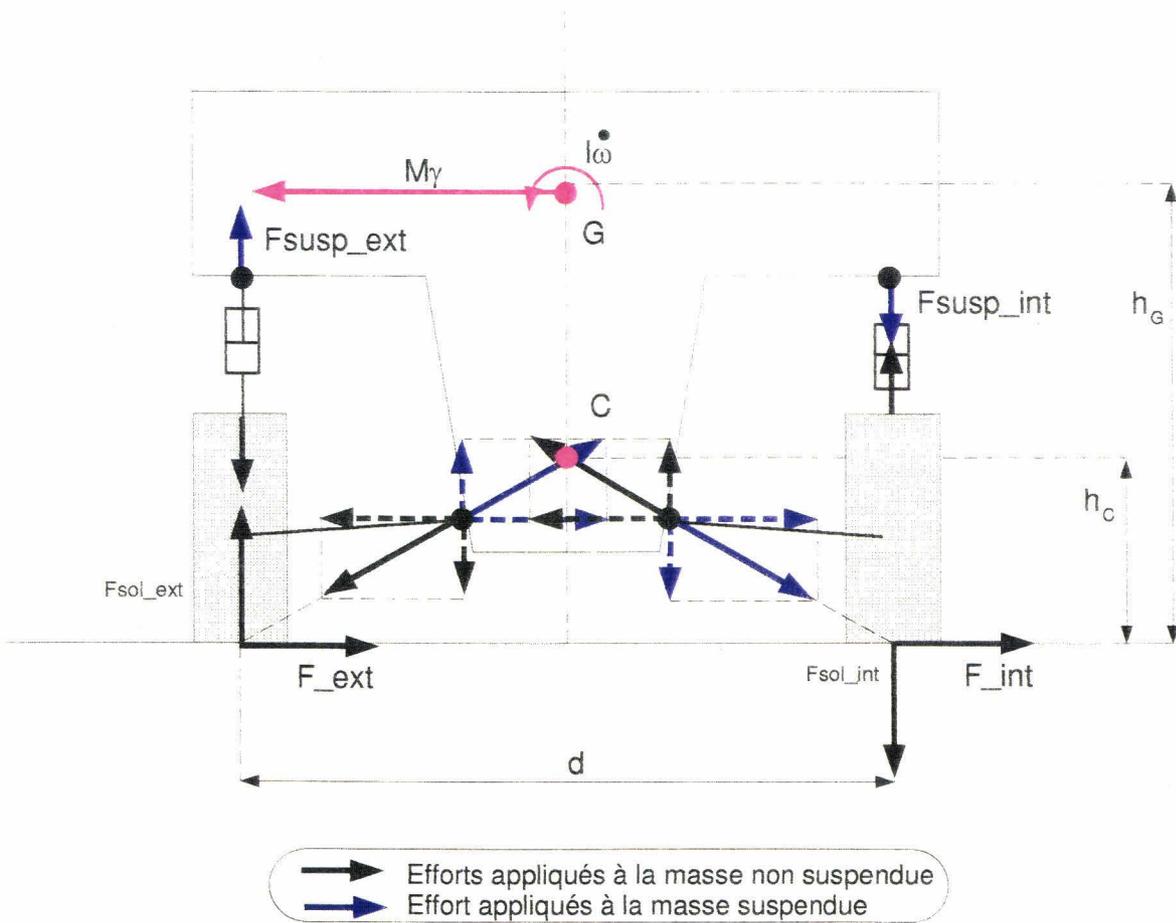


Figure (4-28) Bilan des efforts en roulis

L'anticipation nécessite donc la connaissance de l'accélération transversale. Celle-ci peut s'obtenir de plusieurs manières :

□ La première consiste à utiliser un capteur d'accélération en transversal. Malheureusement, il s'avère que ce genre de capteur produit une information trop bruitée qu'il est impossible de dériver. La mise en place d'un filtre passe bas est alors nécessaire pour éliminer le bruit, mais en même temps malencontreusement produit un retard de phase sur le signal vrai qui s'accroît encore avec la dérivation. Le retard rend l'anticipation inefficace à la manière de la figure (4-29).

D'une part, la caisse s'enfonce de plus en plus au fur et à mesure que s'accroît le retard, d'autre part elle rebondit de plus en plus intensément au moment de l'anticipation. Ce phénomène risque d'être mal

ressenti par les passagers d'autant plus qu'il va à l'encontre du mouvement naturel de la suspension passive. Par ailleurs énergétiquement, le retard à l'activation se traduit par une augmentation de la dépense en énergie. Un retard de 5/100s suffit à perdre le gain apporté en énergie par l'anticipation par rapport au système actif filtré. Portée à 3/10s, la quantité d'énergie est augmentée de 60% et l'enfoncement devient du même ordre que celui du système actif non anticipé.

En définitive, ces courbes montrent l'importance d'une anticipation au plus tôt. L'utilisation d'un accéléromètre sera donc à proscrire si le retard dépasse 1/10s.

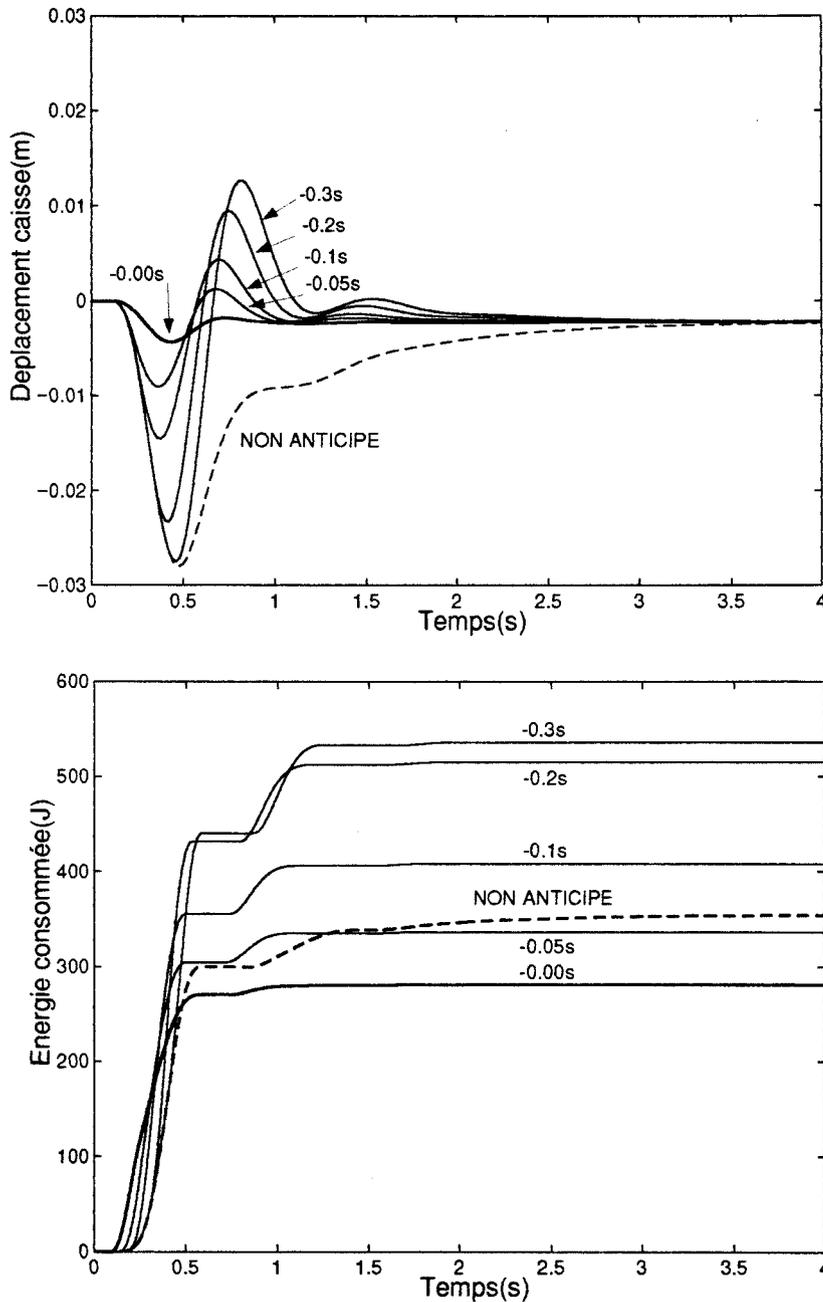


Figure (4-29)
 Modèle 2ddl monoroue
 réponse à un lacher de masse
 effet d'un retard de l'anticipation

□ La seconde possibilité consiste à utiliser les informations **angle au volant, vitesse volant et vitesse véhicule** pour reconstituer la dérivée de l'accélération transversale.

L'accélération transversale ou centrifuge du véhicule s'exprime comme le carré de la vitesse sur le rayon de courbure de sa trajectoire :

$$\gamma_t = \frac{V^2}{R} \quad \{4-60\}$$

L'estimation du rayon de courbure découle du calcul suivant à partir d'un modèle bicyclette en virage (figure (4-30)).

L'équilibre du véhicule autour de son centre de gravité et celui des forces latérales avec l'accélération transversale s'écrivent :

$$F_{L_{av}} e_{av} = F_{L_{ar}} e_{ar} \quad \{4-61\}$$

$$F_{L_{av}} + F_{L_{ar}} = M \gamma_t \quad \{4-62\}$$

soit, en introduisant les masses avant et arrière :

$$\begin{cases} F_{L_{av}} = M_{av} \gamma_t \\ F_{L_{ar}} = M_{ar} \gamma_t \end{cases} \quad \{4-63\}$$

Les efforts transversaux sont proportionnels à l'accélération transversale pondérée par leur masse respective.

Par ailleurs, moyennant une étude géométrique simple pour laquelle on considère que les angles sont petits et le rayon de courbure important (on ne considère donc pas les cas où le véhicule roule à très faible vitesse ou lors de manoeuvres de parking, cas pour lesquels les sollicitations inertielles sont très faibles et ne nécessitent pas d'activation), on parvient à l'égalité suivante, exprimant l'angle de braquage δ :

$$\delta = \frac{e}{R} + \alpha_{av} - \alpha_{ar} \quad \{4-64\}$$

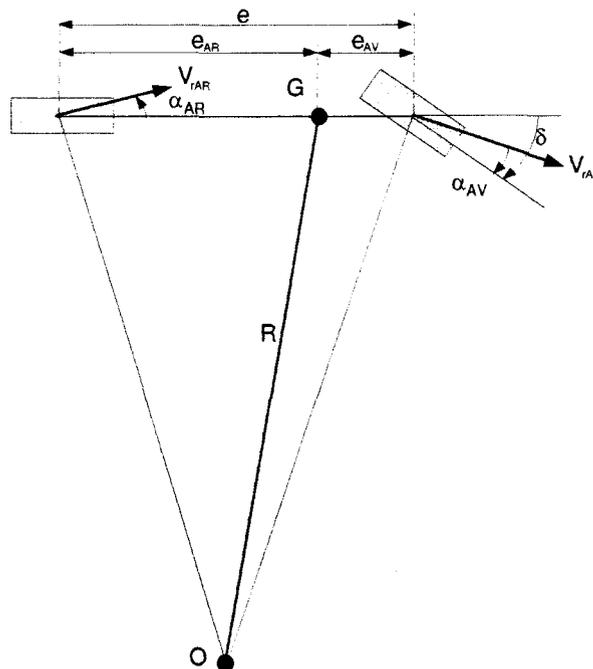


Figure (4-30) Estimation du rayon de courbure

Les efforts transversaux sont reliés aux angles de dérive linéairement en première approximation.

$$\begin{cases} F_{L_{av}} = C_{av} \alpha_{av} \\ F_{L_{ar}} = C_{ar} \alpha_{ar} \end{cases} \quad \{4-65\}$$

Finalement, l'accélération transversale s'exprime à partir de l'angle de braquage par la relation :

$$\gamma_t = \frac{V^2}{e + KV^2} \delta \quad \{4-66\}$$

avec: $K = \frac{M_{av}}{C_{av}} - \frac{M_{ar}}{C_{ar}}$, le gradient de sousvirage.

K est positif pour les véhicules de série, dimensionnés sous-vireur pour assurer une meilleure stabilité. Ce coefficient limite l'accélération transversale à angle de braquage constant à partir de la vitesse critique $\sqrt{\frac{e}{K}}$. Il dépend de la répartition de charge du véhicule.

Enfin, l'angle de braquage varie proportionnellement à l'angle au volant par le biais de la démultiplication D de la direction et il vient :

$$\gamma_t \approx \frac{V^2}{e + KV^2} D \theta_{volant} \quad \{4-67\}$$

et en dérivant cette relation en supposant la vitesse constante :

$$\dot{\gamma}_t \approx \frac{V^2}{e + KV^2} D \dot{\theta}_{volant} \quad \{4-68\}$$

Par rapport au cas précédent, cette estimation présente l'avantage d'être peu bruitée. De plus, le virage étant au départ initié par l'action du conducteur sur le volant, l'estimation de la dérivée de l'accélération par celle de la vitesse volant n'aura pas de retard. En revanche, elle aura de l'avance puisque cette estimation ne prend pas en compte la dynamique de direction et celle du pneumatique. On se retrouve alors dans la configuration de la figure (4-31). L'anticipation soulève la caisse en l'absence de sollicitation et accentue l'enfoncement ensuite. Là encore, ce phénomène est désagréable pour le conducteur. Par ailleurs, l'avance conduit à une dépense énergétique supplémentaire, un peu moins pénalisante que celle produite par un retard (1/10s d'avance ramène l'énergie dépensée au niveau de référence de l'activation filtrée).

Un modèle plus réaliste consiste à prendre en compte les 4 roues, et la dépendance de l'effort transversale des pneumatiques avec sa charge verticale. Ce modèle se ramène en fait au modèle précédent moyennant une modification des coefficients de dérive avant et arrière.

Sur un mouvement en roulis, les roues externes au virage se chargent et les roues internes se déchargent. L'effort transversal pour un angle de dérive donné diminue sous l'effet de la dissymétrie dans la charge du véhicule comme le montre la figure (4-32). Celle-ci révèle l'allure de la force latérale en fonction de la charge. La non-proportionnalité entre ces 2 efforts explique pourquoi l'effort latéral moyen résultant diminue.

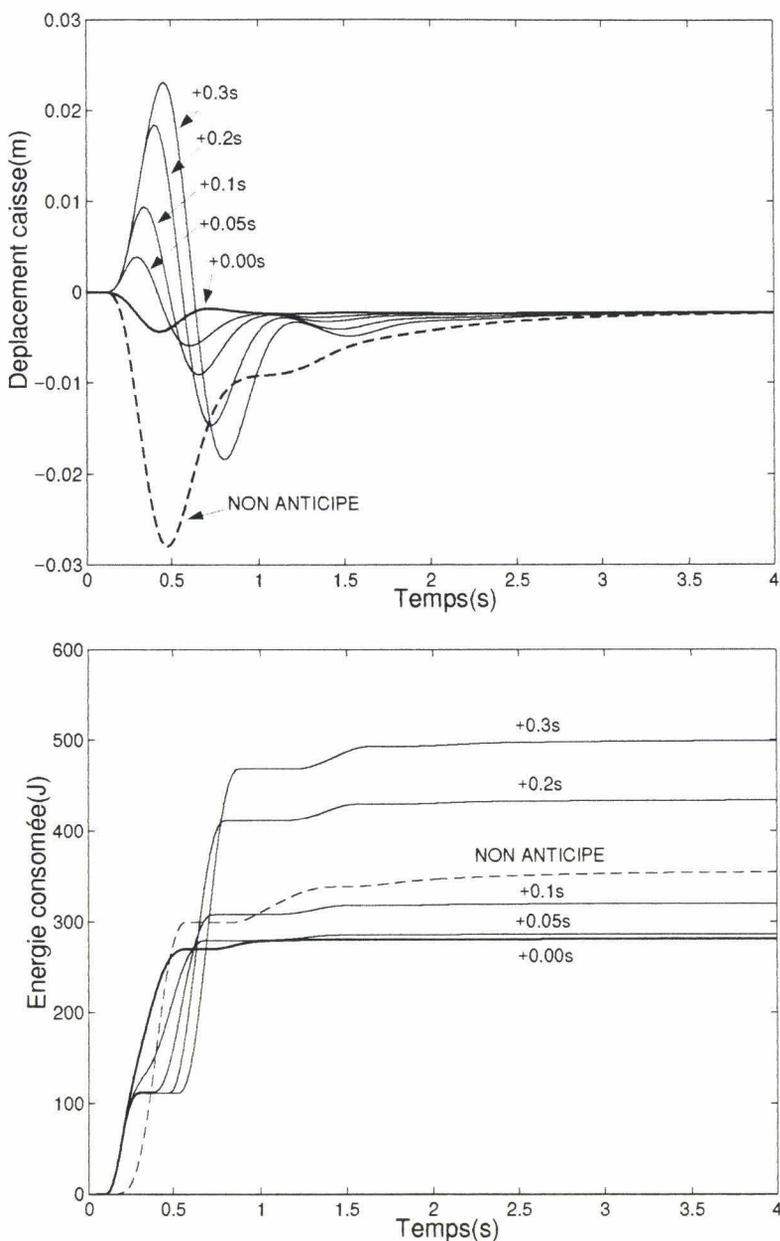


Figure (4-31)
 Modèle linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lacher de masse (15% M)
 effet d'un avance de l'anticipation

Par conséquent, pour maintenir un effort latéral et donc une accélération latérale apte à négocier le virage, il est nécessaire d'augmenter l'angle de glissement des pneus et pour ce l'angle de braquage donc l'angle au volant. Autrement dit, la répartition de charge en roulis accentue l'effet de sous-virage du véhicule.

Ce genre de phénomène peut être pris en compte en réécrivant les coefficients de dérive de chaque pneumatique en fonction de la charge.

$$C_i = aF_{z_i} - bF_{z_i}^2 \tag{4-69}$$

$i = av_int, av_ext, ar_int, ar_ext$, les indices des roues.

Les efforts sur les pneus externes et internes au virage s'écrivent :

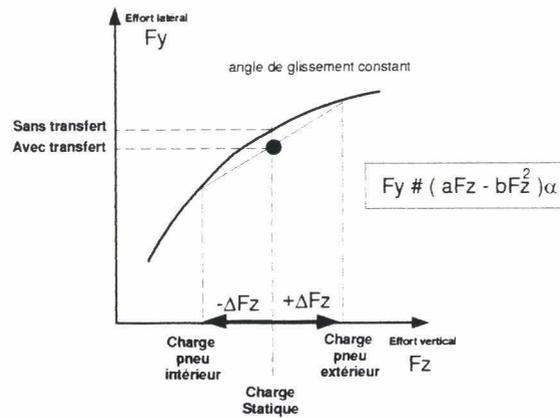


Figure (4-32)
Caractéristique pneumatique
charge verticale / charge horizontale

$$\begin{cases} F_{z_{av_ext}} = F_{z_{av_0}} + \Delta F_{z_{av}} \\ F_{z_{ar_ext}} = F_{z_{ar_0}} + \Delta F_{z_{ar}} \end{cases} \quad \{4-70\}$$

$$\begin{cases} F_{z_{av_int}} = F_{z_{av_0}} - \Delta F_{z_{av}} \\ F_{z_{ar_int}} = F_{z_{ar_0}} - \Delta F_{z_{ar}} \end{cases} \quad \{4-71\}$$

$\Delta F_{z_{av}}$, $\Delta F_{z_{ar}}$, transfert de charge à l'avant et à l'arrière.
 $F_{z_{av_0}}$, $F_{z_{ar_0}}$, charge statique sur les roues avant et arrière.

En moyennant à l'avant et à l'arrière :

$$\begin{cases} C_{av} = C_{av_ext} + C_{av_int} = 2(aF_{z_{av_0}} - bF_{z_{av_0}}^2) - 2b\Delta F_{z_{av}}^2 = C_{av_0} - 2b\Delta F_{z_{av}}^2 \\ C_{ar} = C_{ar_ext} + C_{ar_int} = 2(aF_{z_{ar_0}} - bF_{z_{ar_0}}^2) - 2b\Delta F_{z_{ar}}^2 = C_{ar_0} - 2b\Delta F_{z_{ar}}^2 \end{cases} \quad \{4-72\}$$

C_{av_0} et C_{ar_0} , coefficients de dérive des pneumatiques soumis à leur charge statique.

En utilisant le fait que $C_{av_0} \gg 2b\Delta F_{z_{av}}^2$ et $C_{ar_0} \gg 2b\Delta F_{z_{ar}}^2$, le coefficient de sous-virage K se réécrit :

$$K = \left(\frac{M_{av}}{C_{av_0}} - \frac{M_{ar}}{C_{ar_0}} \right) + \left(\frac{M_{av}}{C_{av_0}} \frac{2b\Delta F_{z_{av}}^2}{C_{av_0}} - \frac{M_{ar}}{C_{ar_0}} \frac{2b\Delta F_{z_{ar}}^2}{C_{ar_0}} \right) \quad \{4-73\}$$

En pratique, la variation d'effort en roulis à l'avant est supérieure à celle de l'arrière et le gradient de sous-virage K est augmenté. Ces variations s'expriment dans un rapport constant l'un par rapport à l'autre et proportionnellement à l'écart de pression des circuits hydrauliques bleu et vert (voir chapitre suivant sur l'architecture 3C). En définitive, K peut être évalué par la formule suivante :

$$K = K_0 + K_1 \Delta P^2 \quad \{4-74\}$$

avec

$$\begin{cases} K_0 = \frac{M_{av}}{C_{av}} - \frac{M_{ar}}{C_{ar}} \\ K_1 = 2b \left(\frac{M_{av} S_{\varphi_{av}}^2}{C_{av}^2} - \frac{M_{ar} S_{\varphi_{ar}}^2}{C_{ar}^2} \right) \end{cases} \quad \{4-75\}$$

$$\begin{cases} \Delta F_{z_{av}} = S_{\varphi_{av}} \Delta P \\ \Delta F_{z_{ar}} = S_{\varphi_{ar}} \Delta P \end{cases} \quad \{4-76\}$$

$S_{\varphi_{av}}$, $S_{\varphi_{ar}}$, les sections en roulis de répartition des reports de charge.

Les masses statiques pouvant être évaluées par la pression statique des circuits de suspension, K_0 et K_1 peuvent être adaptés à la répartition de charge du véhicule si, expérimentalement, ils varient sur des plages trop importantes.

Le coefficient de sous-virage peut également être modifié dynamiquement à partir de la connaissance de la différence de pression ΔP si cela est nécessaire.

Ainsi, il devient possible de tenir compte des effets de la suspension sur la valeur de l'accélération transversale et de l'augmentation du sous virage dans les cas extrêmes.

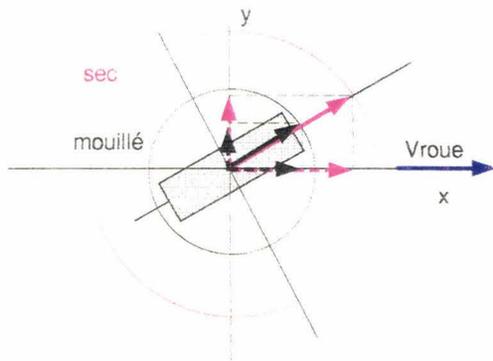


Figure (4-33)

Effet du coefficient d'adhérence pneu/sol sur l'effort transversal du pneu

Néanmoins, ce type d'activation présente un autre inconvénient : il ne prend pas en considération le coefficient d'adhérence du sol. Celui-ci joue un rôle privilégié dans la restitution de l'effort transversal par le pneumatique. Il conditionne l'effort maximum atteignable par le pneu en traction ou en freinage et par la même l'effort transversal à l'image de la figure (4-33). Si nous supposons pour chaque roue une valeur d'adhérence limite égale dans toutes les directions (ce qui n'est pas le cas dans la réalité), il nous est possible de définir cette valeur par l'intermédiaire d'un cercle dont les axes traversent le milieu de la roue. Si F_L est la force limite correspondant à cette valeur d'adhérence, F_L est le rayon de ce cercle. Cet effort évolue dans le même sens que le coefficient d'adhérence. En somme, sur une route verglacée, il devient beaucoup plus difficile de tourner, freiner et accélérer. L'accélération

transversale sera alors fortement réduite et son estimation d'amplitude trop grande. On se retrouve alors dans la configuration de la figure (4-34). L'anticipation surestimée en amplitude soulève le véhicule. L'effet est moins important que sur un retard ou une avance d'anticipation tant en débattement (moins d'1 cm avec 50% d'amplitude supplémentaire) qu'en énergie (pour un écart d'amplitude de 20% pas de variation de l'énergie et pour 50% d'écart, une consommation encore inférieure à celle de la suspension filtrée non-anticipée).

Sont également représentés les effets d'une sous-estimation de l'amplitude, toujours susceptible de se produire par le biais d'un réglage incorrect des gains de l'anticipation. Les débattements résultants et l'énergie consommée sont peu modifiés par rapport à une avance ou un retard de l'anticipation à l'égal d'une surestimation de l'amplitude (1 cm d'enfoncement supplémentaire pour une amplitude réduite de moitié et moins de 10% d'énergie supplémentaire).

La loi d'anticipation est donc relativement robuste par rapport aux variations de l'estimation de l'amplitude de la sollicitation. Cette propriété octroie une marge de manoeuvre par rapport aux variations de l'adhérence au sol. Si le véhicule est réglé pour une certaine adhérence moyenne, son usage sur des routes plus ou moins adhérentes autour de cette valeur entrave peu les performances de l'activation. La même remarque s'applique sur les écarts d'estimation de l'accélération due aux

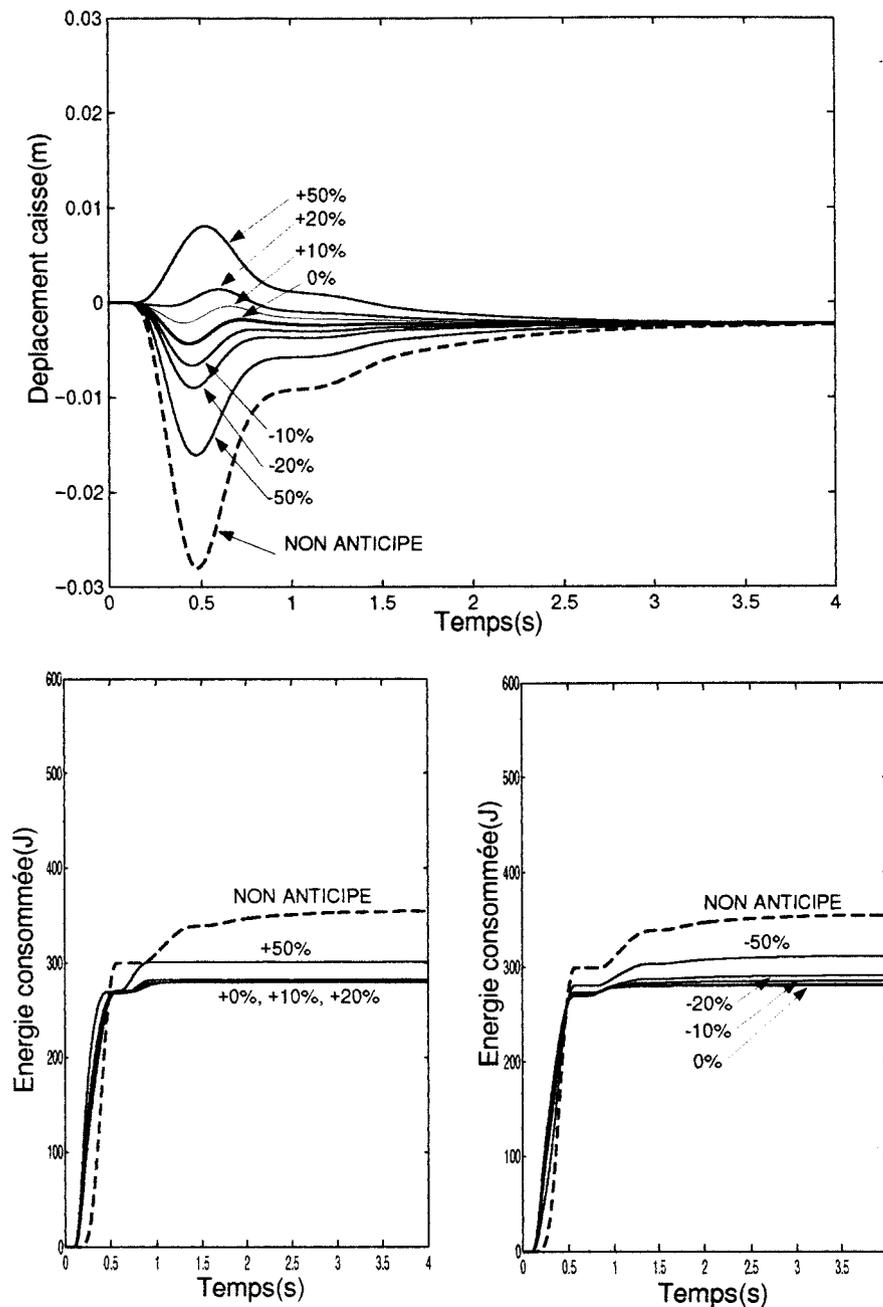


Figure (4-34)
 Modèle linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lacher de masse (15% M)
 Effet d'une surestimation ou sous-estimation de l'amplitude de la sollicitation

variations des efforts verticaux des pneumatiques provoquées par les différentes configurations de charge possibles du véhicule ou encore par les reports de charge en roulis.

En revanche, il est prévisible que dans les cas extrêmes (verglas, neige ...), la différence est telle (adhérence divisée par 10) que l'amplitude de l'accélération estimée sera très largement supérieure à son amplitude réelle. Dans ce cas, il devient nécessaire d'inhiber l'anticipation. L'accélération transversale est dans ce cas faible, la voiture se penche peu et l'anticipation n'a plus lieu d'être.

Dernière difficulté, la restitution de la dynamique de mise en place de l'accélération transversale. Physiquement, le conducteur est capable de manier le volant avec une dynamique importante au-delà

de la dynamique de mise en place des efforts transversaux et de l'accélération. Si ce signal n'est pas filtré, on risque alors de provoquer des anticipations intempestives.

D'autre part, il est nécessaire de ralentir l'anticipation pour éviter un effet d'avance allant contre le virage à plat de la caisse.

En reprenant les équations précédentes du modèle bicyclette, il est facile de calculer la fonction de transfert de l'accélération transversale par rapport à l'angle au volant via l'angle de braquage.

$$\frac{\gamma_i}{\delta}(p) = \left(\frac{V^2}{e + KV^2} \right) \left(\frac{1 + \frac{e_{ar}}{V} p + \frac{I_\psi}{C_{ar}e} p^2}{1 + 2\xi_i \frac{p}{\omega_i} + \frac{p^2}{\omega_i^2}} \right) \quad \{4-77\}$$

avec :

$$\omega_i^2 = \frac{C_{av} C_{ar} e}{MI_\psi} \left(\frac{e + KV^2}{V^2} \right) \quad \{4-78\}$$

$$\frac{2\xi_i}{\omega_i} = \frac{M(C_{av}e_{av}^2 + C_{ar}e_{ar}^2) + I_\psi(C_{av} + C_{ar})}{C_{av}C_{ar}e} \left(\frac{V}{e + KV^2} \right) \quad \{4-79\}$$

I_ψ : inertie en lacet du véhicule.

ω_i : pulsation naturelle de mise en place de la dynamique transverse.

ξ_i : amortissement réduit de mise en place de la dynamique transverse.

Cette formule toute théorique est peu satisfaisante puisque l'ordre du numérateur et celui du dénominateur sont identiques. Par conséquent, s'il apparaît une discontinuité sur l'angle de braquage (typiquement un échelon), elle réapparaît immédiatement sur l'accélération transversale.

Un modèle plus réaliste s'obtient alors par l'adjonction de la dynamique de mise en place des efforts transversaux sur les pneumatiques assimilée à une dynamique du premier ordre :

$$\tau_i \dot{F}_{L_i} + F_{L_i} = C_i \alpha_i \quad \{4-80\}$$

avec : $i = av, ar$

$\tau_i = \frac{L}{V}$, temps de mise en place de l'effort à la roue

L : longueur nécessaire à la mise en place de l'effort (typiquement un $\frac{1}{2}$ tour de roue)

Le modèle bicyclette devient d'ordre 4 et la fonction de transfert de l'accélération par rapport à l'angle de braquage se réécrit :

$$\frac{\gamma_i}{\delta}(p) = \left(\frac{V^2}{e + KV^2} \right) \left(\frac{1 + \frac{e_{ar}}{V} p + \frac{I_\psi}{C_{ar}e} p^2 + \frac{I_\psi \tau_i}{C_{ar}e} p^3}{1 + a_{i-1} p + a_{i-2} p^2 + a_{i-3} p^3 + a_{i-4} p^4} \right) \quad \{4-81\}$$

avec : $a_{i-4} = \frac{MI_\psi \tau_i^2}{C_{av} C_{ar} e} \left(\frac{V^2}{e + KV^2} \right)$

$$a_{i-3} = \frac{2}{\tau_i} a_{i-4}$$

$$a_{t,2} = \frac{1}{\tau_i} \left(\frac{1}{\tau_i} + \frac{M(C_{av}e_{av}^2 + C_{ar}e_{ar}^2) + I_\psi(C_{av} + C_{ar})}{MI_\psi V} \right) a_{t,4}$$

$$a_{t,1} = \frac{1}{\tau_i^2} \left(\frac{M(C_{av}e_{av}^2 + C_{ar}e_{ar}^2) + I_\psi(C_{av} + C_{ar})}{MI_\psi V} + \tau \frac{C_{av}C_{ar}eK}{MI_\psi} \right) a_{t,4}$$

Du point de vue de la commande, ce type de fonction de transfert est difficile à implémenter, d'autant que chaque coefficient à identifier dépend de la répartition de charge du véhicule.

On retiendra simplement que le rapport entre le numérateur et le dénominateur vaut 1. Et nous nous contenterons d'un filtre du premier ordre pour tenir compte de la dynamique entre l'angle au volant et l'accélération transversale.

$$\gamma(p)_i \approx \left(\frac{1}{1 + \tau p} \right) \left(\frac{V^2}{e + KV^2} \right) D\theta_{volant}(p) \quad \{4-82\}$$

Les mesures expérimentales ont montré que le temps caractéristique du retard de l'accélération sur l'angle au volant est relativement constant autour de quelques 1/10 de s

En conclusion, l'anticipation de la sollicitation en roulis du véhicule nécessite des précautions et un réglage fin. La solution adoptée pour notre application consiste à utiliser l'angle, la vitesse volant et la vitesse véhicule en tenant compte des limitations citées. Une idée consisterait notamment à utiliser un accéléromètre non pas pour estimer l'anticipation mais pour la comparer à l'accélération estimée afin de pouvoir inhiber la commande dans le cas où l'erreur dépasserait un certain seuil critique. Ainsi, on peut espérer résoudre les situations extrêmes telles que conduite sur route très peu adhérente.

4.5.2.2. Estimation de la sollicitation inertielle en pompage-tangage.

L'estimation des sollicitations en pompage-tangage provoquées par des accélérations et des freinages du véhicule se heurtent aux mêmes difficultés qu'en roulis.

L'utilisation d'un accéléromètre longitudinal est d'une part limitée pour les mêmes raisons que précédemment et d'autre part insuffisante dans le cas du freinage pour caractériser la sollicitation.

La solution envisagée consiste alors à utiliser d'autres informations capteurs: les pressions de freinage, l'enfoncement de la pédale d'accélérateur, ou encore la vitesse de rotation des roues.

Anticipation sur la pédale de freinage.

L'objectif consiste à trouver une relation entre les pressions de freinage et la sollicitation inertielle résultante sur la caisse. Pour cela, il est nécessaire d'étudier la cinématique de suspension en phase de freinage.

Alors que la suspension avant s'intègre dans des pseudo-mac-pherson, l'arrière est constitué de 2 bras dit « tirés » dont il importe d'étudier les effets sur la dynamique de mise en place des sollicitations inertielles.

En phase de freinage, on peut considérer que chaque roue arrière est reliée rigidement à son bras tiré par le biais du serrage des étriers de frein arrières. Bien évidemment, les roues arrières en réalité ne sont pas totalement bloquées. Le système de freinage est d'ailleurs dimensionné dans ce sens. Mais le moment d'inertie des roues étant faible devant le serrage de l'étrier et l'effort longitudinal de freinage au sol, tout revient à dire que la roue ne tourne pas et reste liée rigidement à son bras tiré.

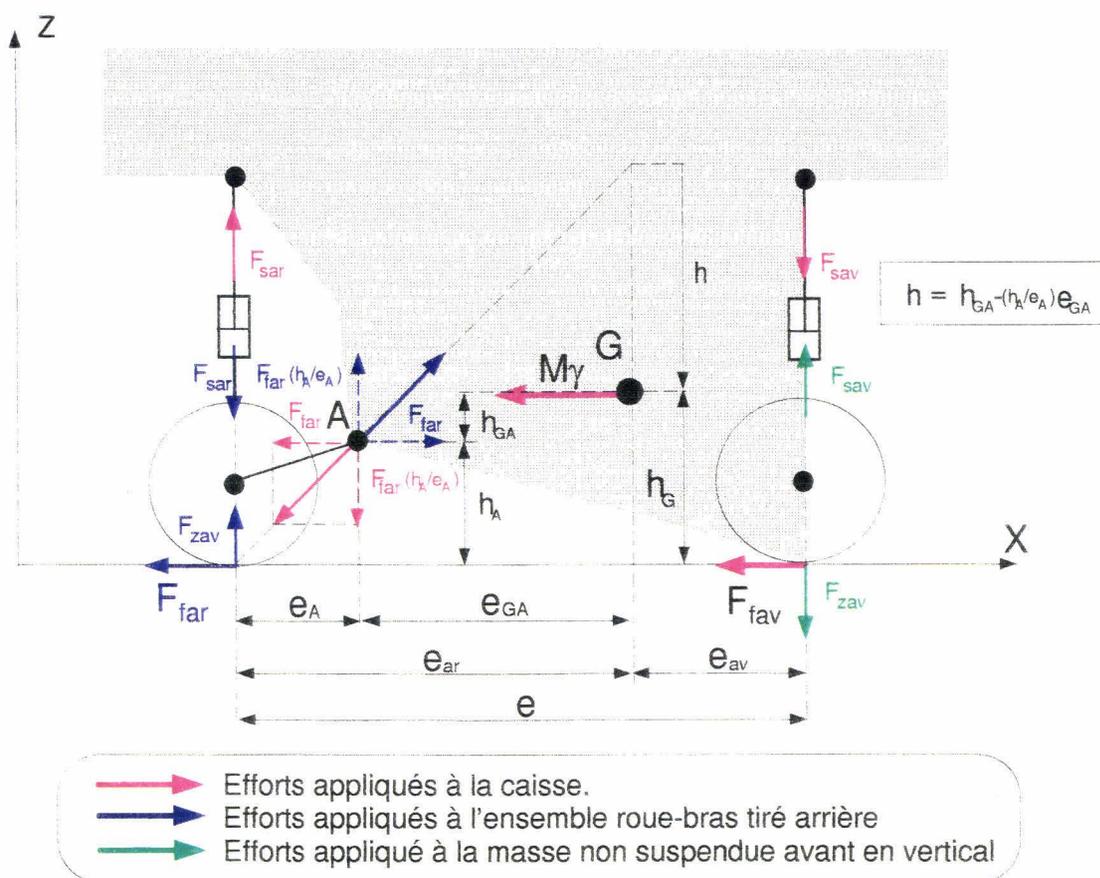


Figure (4-35) Bilan des efforts en phase de freinage

A l'avant, on considère que sous l'effet du serrage des étriers de frein, les éléments non-suspendus deviennent solidaires de la caisse dans la direction longitudinale. Tout revient donc à dire que les contacts sol-pneumatique avant sont des points fixes de la caisse.

La figure (4-35) montre la répartition des efforts en pompage-tangage induit par la géométrie de suspension sous l'effet d'un freinage. Par souci de simplicité, on ne considère pas la dynamique longitudinale ni celle autour de l'axe transversal des masses non suspendues arrière. De l'écriture de l'équilibre des différents efforts sur l'ensemble roue-bras, on en déduit immédiatement la valeur des efforts rentrant dans la caisse au niveau du pivot du bras. De là, nous pouvons exprimer les équations de déplacement de la caisse dans ses modes de pompage et de tangage :

$$\begin{aligned}
 M \dot{V}_G &= F_{sav} - F_{sar} - \left(\frac{h_A}{e_A} \right) F_{far} \\
 J_\theta \dot{\omega}_\theta &= -e_{av} F_{sav} - e_{ar} F_{sar} + h_G F_{fav} + \left(h_{GA} - \frac{h_A}{e_A} e_{GA} \right) F_{far}
 \end{aligned}
 \tag{4-83}$$

- avec :
- V_G : vitesse verticale du centre de gravité de la caisse (pompage).
 - ω_θ : vitesse de rotation de la caisse en tangage.
 - M : masse suspendue.
 - J_θ : inertie de tangage de la caisse.
 - F_{fav}, F_{far} : somme des efforts de freinage à l'avant et à l'arrière.
 - F_{sav}, F_{sar} : somme des efforts de suspension à l'avant et à l'arrière.

L'activation du véhicule a pour objectif le maintien de la caisse et donc le maintien à zéro des vitesses de pompage et de tangage. Les équations précédentes fournissent alors les relations entre les efforts de suspension et les efforts de freinage pour y parvenir.

$$\begin{aligned}
 F_{sav} &= \frac{h_G}{e} (F_{fav} + F_{far}) = \frac{h_G}{e} M \gamma_l \\
 F_{sar} &= \frac{1}{e} \left(h_G F_{fav} + \left(h_{GA} - (e_{av} + e_{GA}) \frac{h_A}{e_A} \right) F_{far} \right)
 \end{aligned}
 \tag{4-84}$$

Nous avons vu au début de ce chapitre que la dynamique d'une suspension complète sollicitée en pompage-tangage se ramène à l'étude de 2 modèles monoroue, le premier pour la suspension avant et le second pour celle de l'arrière dont il importe de maintenir l'assiette.

Ces efforts représentent les perturbations de lâcher ramenées à chaque monoroue sur lesquelles le système actif doit anticiper. La perturbation afférente à la suspension avant dépend exclusivement de la décélération du véhicule qui est proportionnelle à la somme des efforts de freinage. En revanche, celle de l'arrière nécessite la connaissance de la répartition de freinage entre l'avant et l'arrière.

Celle-ci est fixée sur les véhicules CITROËN hydrauliques par le doseur-compensateur. Cet organe hydraulique couple les pressions de freinage avant et arrière suivant le schéma de la figure (4-36) pour empêcher en toutes circonstances le blocage des roues arrières.

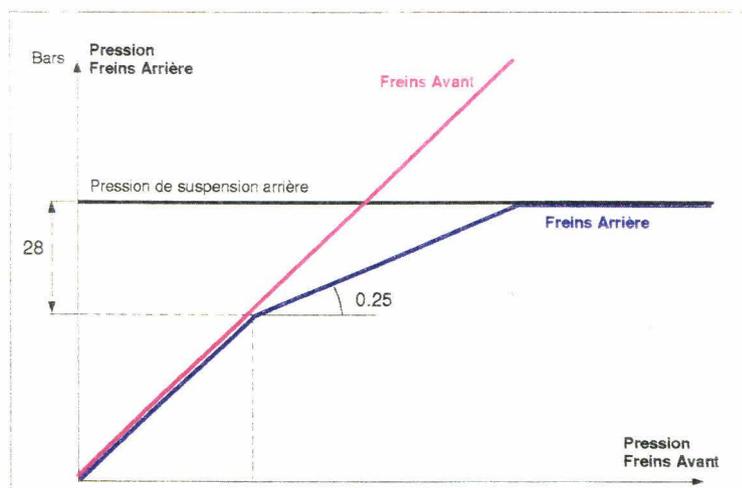


Figure (4-36) Exemple de répartition de freinage entre l'avant et l'arrière

Les pressions de freinage sont proportionnelles aux efforts de freinages. En effectuant le bilan des efforts sur une roue en freinage (figure (4-37)), on aboutit à la relation :

$$I \dot{\omega}_i = C_{fi} - R F_{fi} \tag{4-85}$$

avec :

- i = av, ar
- I : inertie de la roue.
- R : rayon de la roue.
- F_{fi} , C_{fi} : effort et le couple de freinage.
- ω : vitesse de rotation de la roue.

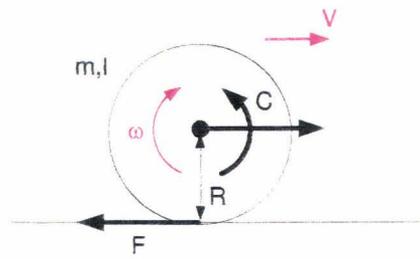


Figure (4-37) Bilan des efforts sur une roue en freinage ou en traction

Le couple de freinage est proportionnel à la pression de freinage tant que la roue tourne.

$$C_{fi} = \frac{\mu_f r_f}{S_f} p_{fi} = G p_{fi} \quad \{4-86\}$$

avec :

$i = av, ar$

G : gain de l'étrier.

μ_f : coefficient de friction des plaquettes.

r_f : rayon moyen de serrage.

S_f : section de serrage.

Dans le cas d'un roulement sans glissement du pneu au sol:

$$\omega_i = \frac{V}{R} \quad \{4-87\}$$

soit en dérivant :

$$\dot{\omega}_i = \frac{\gamma_l}{R} \quad \{4-88\}$$

En sachant par ailleurs que la somme des efforts de freinage au sol représente l'accélération longitudinale pondérée par la masse du véhicule et que par ailleurs l'inertie des roues est suffisamment faible de telle sorte que $2 \frac{I}{MR^2} \ll 1$, nous en déduisons les relations suivantes :

$$F_{fav} = \frac{\left(1 + \frac{I}{MR^2}\right) C_{fav}}{\left(1 + 2 \frac{I}{MR^2}\right) R} - \frac{\left(\frac{I}{MR^2}\right) C_{far}}{\left(1 + 2 \frac{I}{MR^2}\right) R} \approx \frac{C_{fav}}{R} = \frac{G}{R} p_{fav} \quad \{4-89\}$$

$$F_{fav} = -\frac{\left(\frac{I}{MR^2}\right) C_{fav}}{\left(1 + 2 \frac{I}{MR^2}\right) R} + \frac{\left(1 + \frac{I}{MR^2}\right) C_{far}}{\left(1 + 2 \frac{I}{MR^2}\right) R} \approx \frac{C_{far}}{R} = \frac{G}{R} p_{far} \quad \{4-90\}$$

$$\gamma_l = \frac{C_{fav} + C_{far}}{R \left(1 + 2 \frac{I}{MR^2}\right)} \approx \frac{C_{fav} + C_{far}}{R} = \frac{G}{R} (p_{fav} + p_{far}) \quad \{4-91\}$$

En conclusion, pour estimer les efforts de lâcher en freinage sur chaque essieu, la connaissance d'une seule des 3 quantités pression de freinage avant, pression de freinage arrière ou accélération longitudinale suffit. Connaissant la répartition de freinage, et une de ces variables, et en utilisant les relations ci-dessus, on en déduit les efforts de lâcher sur chaque suspension.

L'utilisation des relations ci-dessus pour estimer la sollicitation doit être faite avec quelques précautions supplémentaires. Si le sol est peu adhérent et que les roues glissent trop, les formules établies ci-dessus ne sont plus valables et il convient au même titre qu'en roulis d'inhiber l'anticipation.

En fait, sous l'effet d'un blocage des roues, la décélération longitudinale diminue fortement et son estimation par la pression de freinage la surestime. Deux faits minimisent ce défaut d'estimation. D'une part la robustesse de l'algorithme d'anticipation sur l'amplitude de la sollicitation et d'autre part le montage du système d'antiblocage de roue qui empêche les roues de se bloquer. Ce dernier module la pression de serrage de l'étrier pour maintenir la roue dans une zone où l'effort de freinage peut être le plus grand possible.

En revanche, l'utilisation de la pression de freinage pour connaître la décélération du véhicule n'est pas suffisante. Le conducteur peut très bien laisser son pied sur la pédale de frein et maintenir ainsi une pression élevée, le véhicule étant à l'arrêt sur une route horizontale ou en pente.

Dans ce cas, le calculateur estime une forte décélération par la pression de freinage alors qu'il n'en est rien. Lorsque le conducteur relève le pied, la pression chute, le système estime une variation importante de la sollicitation et génère une anticipation qui n'a pas lieu d'être.

La seule possibilité pour résoudre ce genre de situation consiste à utiliser la vitesse véhicule pour corroborer l'information sur la pression de freinage. Le calculateur doit surveiller cette vitesse afin d'inhiber l'anticipation en dessous d'une vitesse critique.

Dans le cas où le véhicule parvient à cette vitesse, avec une décélération faible, le retour position-vitesse filtré sera suffisant pour son maintien à plat. Le cas critique se situe lorsque la décélération s'annule brutalement (arrêt brusque). Dans ce cas, la sollicitation inertielle de pompage tangage varie considérablement et une anticipation est nécessaire.

Dans ce cas la seule possibilité consiste à déclencher l'anticipation en sachant que la variation brutale de la sollicitation est imminente. L'estimation de la décélération peut alors être programmée en sachant que le véhicule va s'arrêter. Concrètement, à partir d'une certaine vitesse V_0 (autour de quelques km/h), en considérant la décélération constante, on peut estimer le temps de mise à l'arrêt T du véhicule par l'expression :

$$T = \frac{V_0}{\gamma_l} \quad \{4-92\}$$

On estime que la décélération s'annule à l'issue de ce temps, ce qui entraîne une mise à 0 de son estimation, générant une anticipation pour contrer les efforts dus à l'arrêt brusque du véhicule.

Anticipation sur la pédale d'accélérateur.

Contrairement au cas du freinage, les efforts au sol sont exclusivement situés sur les roues avant puisqu'il s'agit d'une traction. L'effet d'enroulement de bras disparaît en l'absence d'efforts au sol et de serrage de l'étrier de frein sur les roues arrière.

Au total, la sollicitation inertielle de caisse lors d'un levée ou d'un enfoncement du pied sur l'accélérateur se réduit à un moment en tangage proportionnel à l'accélération longitudinale de la caisse. Nous en déduisons alors les efforts de lâcher à l'avant et à l'arrière du véhicule :

$$F_{sav} = F_{sar} = \frac{h_G}{e} F_{aav} = \frac{h_G}{e} M \gamma_l \quad \{4-93\}$$

L'utilisation d'un **accéléromètre longitudinal** est à proscrire pour les raisons exprimées précédemment.

Une autre solution consiste à utiliser **la vitesse de rotation des roues** du véhicule couplée à la présence du pied du conducteur sur la pédale d'accélérateur. En différenciant numériquement la vitesse de rotation des roues, on peut espérer obtenir l'accélération longitudinale. Néanmoins, il apparaît que les accélérations et les décélérations les plus importantes se produisent à basse vitesse sur les rapports de boîte les plus faibles. Et justement dans cette zone, l'estimation de la vitesse est mauvaise et a fortiori celle de l'accélération encore plus mauvaise. Le capteur estime une vitesse de rotation de la roue par l'inverse du temps mis par la roue pour effectuer 1/n ième de tour, n étant le nombre de dents du capteur. Ce temps augmente lorsque la vitesse de la roue diminue et il faut de plus en plus de temps pour obtenir une estimation de la vitesse et donc a fortiori une accélération. L'idée consiste alors à augmenter le nombre de dents afin de pouvoir mieux estimer les basses vitesses et au-delà l'accélération. Dans ces conditions, il faudra alors vérifier que l'on ne génère pas trop de bruits sur l'estimation des hautes vitesses. En effet, si τ représente le temps de passage entre 2 dents d'un capteur comportant n dents, la vitesse estimée est :

$$V = \frac{2\pi R}{n\tau} \quad \{4-94\}$$

avec : R : le rayon de la roue.

A partir de cette formule, nous pouvons alors calculer l'erreur de vitesse ΔV produite par une erreur sur le temps de passage entre 2 dents $\Delta\tau$.

$$\Delta V = \frac{-nV^2}{2\pi R} \Delta\tau \quad \{4-95\}$$

On constate alors effectivement que l'erreur d'estimation de la vitesse croit avec le nombre de dents.

Finalement, l'utilisation du capteur de vitesse pour estimer l'accélération véhicule nécessite quelques précautions pour s'affranchir du bruit. Pour une utilisation sur les mouvements de la pédale d'accélérateur, nous avons besoin de cette information exclusivement sur les basses vitesses, sur une zone où heureusement le bruit est limité. Par contre si on souhaite utiliser ce capteur sur les mouvements de la pédale de frein toute la plage de vitesse doit être connue précisément et sans bruits. Cette contrainte est évidemment plus difficile à tenir.

Autre possibilité, **l'utilisation exclusive de l'enfoncement de la pédale d'accélérateur** pour estimer l'accélération ou la décélération du véhicule. Cette information est bien adaptée à une anticipation. Le mouvement du pied du conducteur sur la pédale est à l'origine de la sollicitation inertielle de caisse et on ne risque pas de provoquer de retard à l'anticipation. En revanche, la relation entre le mouvement de la pédale d'accélérateur et l'accélération longitudinale sur la caisse qui caractérise complètement la perturbation inertielle de caisse n'est pas directe.

Cette relation s'obtient à partir de l'écriture de l'équation de la dynamique sur une roue avant.

$$I \dot{\omega}_{av} = R F_{aav} + C_a \quad \{4-96\}$$

I cumule outre l'inertie de la roue, l'inertie de rotation du moteur ramené à la roue par le biais des rapports de transmission.

$$I = I_r + \frac{1}{2} \xi_i^2 \eta_i I_m \quad \{4-97\}$$

ξ_i : rapport de boîte de la ieme vitesse (15 en 1ere à 3 en 5ieme).

η_i : coefficient de restitution du rendement de boîte sur le ieme rapport (80 à 90%).

Le couple sur une roue avant s'exprime en fonction du couple moteur :

$$C_r = \frac{1}{2} \xi_i \eta_i C_m(\omega_m, X_m) \quad \{4-98\}$$

Le couple moteur dépend d'une part de la position papillon X_m et d'autre part de la vitesse de rotation moteur ω_m . La position papillon est fixée par celle de la pédale d'accélérateur. La vitesse moteur est reliée à la vitesse roue par le rapport de boîte.

$$\omega_m = \xi_i \omega_{av} \quad \{4-99\}$$

En considérant un mouvement sans glissement de la roue au sol :

$$V = \omega_{av} R \quad \{4-100\}$$

et en dérivant :

$$\gamma_l = \dot{\omega}_{av} R \quad \{4-101\}$$

l'effort longitudinal à la roue lié à l'accélération du véhicule est obtenu par la relation :

$$M \gamma_l = 2 F_{av} \quad \{4-102\}$$

On néglige les effets aérodynamiques et ceux de traînée dont les effets sont perceptibles sur les vitesses les plus élevées.

L'utilisation de toutes ces relations conduit à l'expression suivante de l'accélération :

$$\gamma_l = \frac{\xi_i \eta_i}{R \left(M + \frac{1}{R^2} (2I_r + \xi_i^2 \eta_i I_m) \right)} C_m(\omega_m, X_m) \quad \{4-103\}$$

Certes, l'accélération dépend de la position papillon (mais pas nécessairement linéairement), mais aussi de la vitesse de rotation moteur (non linéairement également) et du rapport engagé.

Pour aboutir à une estimation du couple moteur, il est donc nécessaire d'ajouter un capteur de la vitesse moteur et une table ou bien une formule de détermination du couple moteur à partir de la position papillon et de cette vitesse moteur.

Le rapport de boîte peut être déterminé soit directement par un capteur sur le levier ou bien indirectement par le rapport entre l'amplitude délivrée par le capteur de vitesse placé sur l'arbre de transmission et celle délivrée par le capteur de vitesse moteur.

Dans tous les cas, il est également nécessaire de savoir si le véhicule est ou n'est pas débrayé. S'il ne l'est pas, vitesse moteur et vitesse véhicule sont découplées et la formule précédente n'est plus valable, le couple transmis étant nul. Par ailleurs si on souhaite également estimer les accélérations et décélérations sur un changement de vitesse, il devient nécessaire de connaître plus précisément la position de la pédale d'embrayage afin de déterminer exactement le moment où le couple aux roues apparaît ou disparaît. Qui plus est, le rapport engagé doit être connu au plus tôt (avant d'embrayer) pour pouvoir véritablement anticiper. La seule possibilité consiste dans ce cas à utiliser un capteur de détermination du rapport sur le levier de vitesse.

En conclusion, l'estimation de l'accélération longitudinale nécessite outre la position de la pédale d'accélérateur de nombreux autres capteurs induisant des coûts supplémentaires et des problèmes de fiabilité.

L'estimation de l'accélération sur un changement de vitesse représente le cas le plus contraignant et pour cela est écartée.

On se restreint alors à l'estimation de l'accélération sur les mouvements de la pédale d'accélérateur en position embrayée. Dans ce cas, les capteurs nécessaires se réduisent à la position de la pédale, la vitesse moteur, la vitesse véhicule et la connaissance de l'état de l'embrayage (embrayé ou non). L'anticipation est en plus limitée aux basses vitesses, l'accélération et la perturbation inertielle de caisse étant négligeable sur les vitesses les plus élevées.

En définitive, comme il n'est pas possible de détecter une vitesse faible sur le véhicule, il n'est pas possible d'anticiper sur ces vitesses où pourtant les accélérations sont les plus importantes. L'utilisation d'un capteur de vitesse véhicule muni de suffisamment de dents constitue la meilleure solution puisqu'elle permet la détermination de l'accélération dans toutes les conditions (changement de vitesse ou pas). Par contre, cette information est obtenue avec un léger retard.

En revanche l'utilisation de la pédale d'accélérateur et des capteurs de vitesse moteur et véhicule mène à une détermination de l'accélération vraiment anticipatrice avec a priori de l'avance sur le signal vrai. Cet avantage est entaché d'une contrainte forte qui réduit l'anticipation aux cas où l'on reste en position embrayée. Le traitement des changements de vitesse nécessite des capteurs supplémentaires.

4.5.3. Effet d'une variation de la masse suspendue sur l'anticipation.

Les variations de la masse suspendue modifient sa dynamique et a fortiori influencent celle propre à l'activation de la suspension.

Pour juger de cette modification, nous avons simulé la réponse à un lâcher de masse du modèle monoroue 2ddl linéaire pour lequel la masse de la caisse est modifiée de +/- 20% autour de sa masse de référence (figure (4-38)).

Qu'il soit anticipé ou pas, le système actif reproduit les mêmes phénomènes qu'une suspension active. En l'occurrence, l'amortissement varie en raison inverse de la masse suspendue. Dans le cas le plus important de chargement apparaissent des oscillations. Au contraire, si on soustrait de la masse, la caisse ne résonne plus.

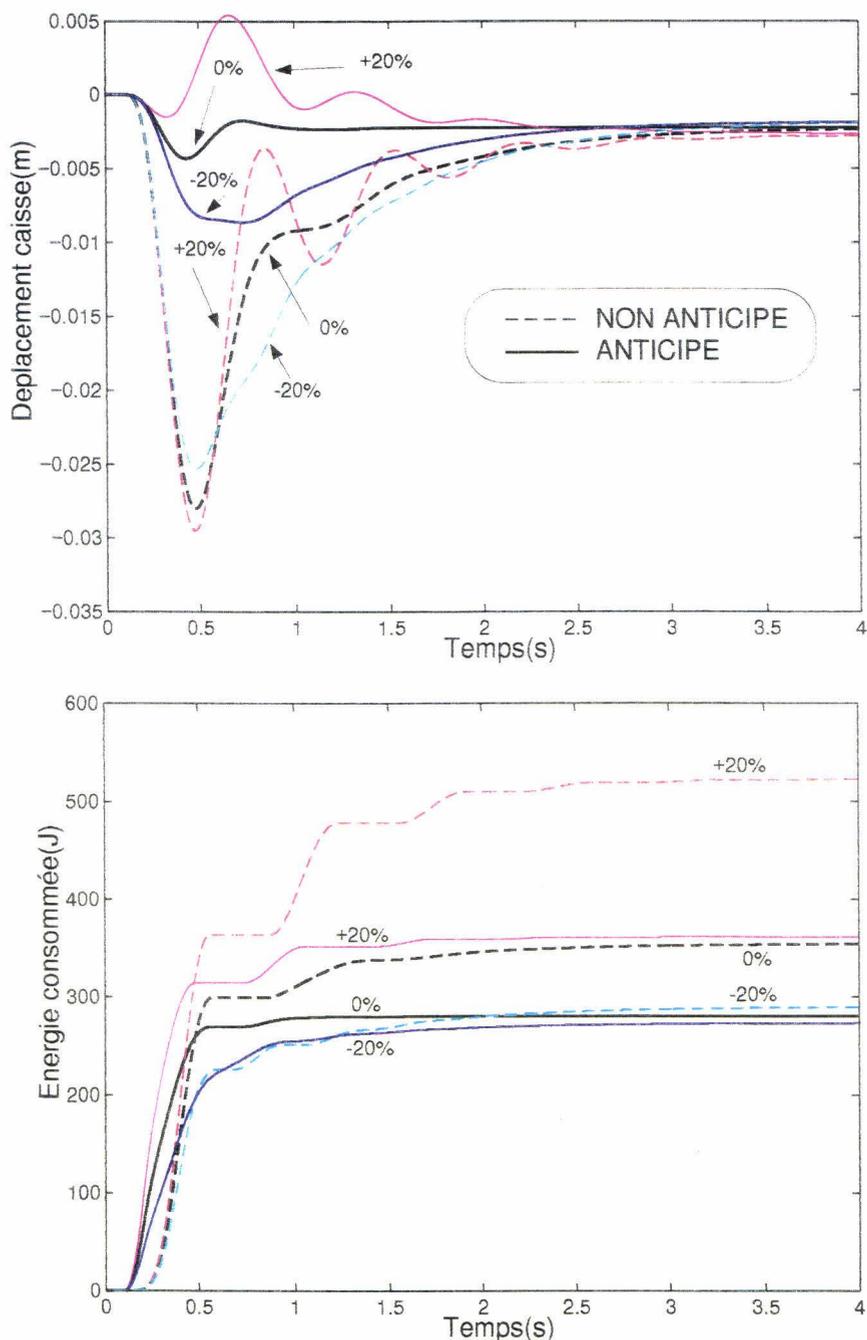


Figure (4-38)
 Modèle 2ddl linéaire monoroue
 réponse à un lacher de masse (15% M)
 effet d'une variation de la masse suspendue

Du point de vue de l'enfoncement maximum de caisse, on constate qu'avec un retour non anticipé, celui-ci évolue peu (5mm). Par contre, en anticipant, les variations sont plus conséquentes. Si la masse est trop faible, l'anticipation est sous-évaluée et si elle est trop importante sur-évaluée. Ce dernier cas conduit à un mouvement de caisse vers le haut contraire au mouvement naturel du véhicule. Rappelons que l'anticipation consiste à évaluer le volume de fluide nécessaire au maintien de la caisse en position. Comme la raideur de suspension croît avec la masse de la caisse, il faut moins de volume de fluide pour constituer un effort donné en augmentant la masse suspendue. Par conséquent, l'anticipation surestime le volume de fluide en surcharge et le sous-estime en sous-charge.

Les temps de réponse de la caisse par contre ne varient pas sur les variations de la masse de la caisse.

Energétiquement, la consommation croît avec la masse à maintenir quel que soit le type de retour. L'écart est plus conséquent lorsque l'on augmente la masse. Le retour anticipé conduit toujours, quel que soit le chargement, à une consommation réduite.

En définitive, le retour position-vitesse filtré est relativement robuste aux variations de la masse suspendue. Le terme d'anticipation supplémentaire améliore les performances de la correction d'assiette. Dans le cas où l'on souhaite se restreindre à l'utilisation d'un algorithme d'anticipation à coefficients constants, il est préférable de régler ces derniers sur la charge la plus importante. Ainsi, on évite une surestimation et des effets contraires aux mouvements naturels de la caisse. En revanche, à vide, l'anticipation sera moins performante mais toujours bénéfique à la correction en diminuant les

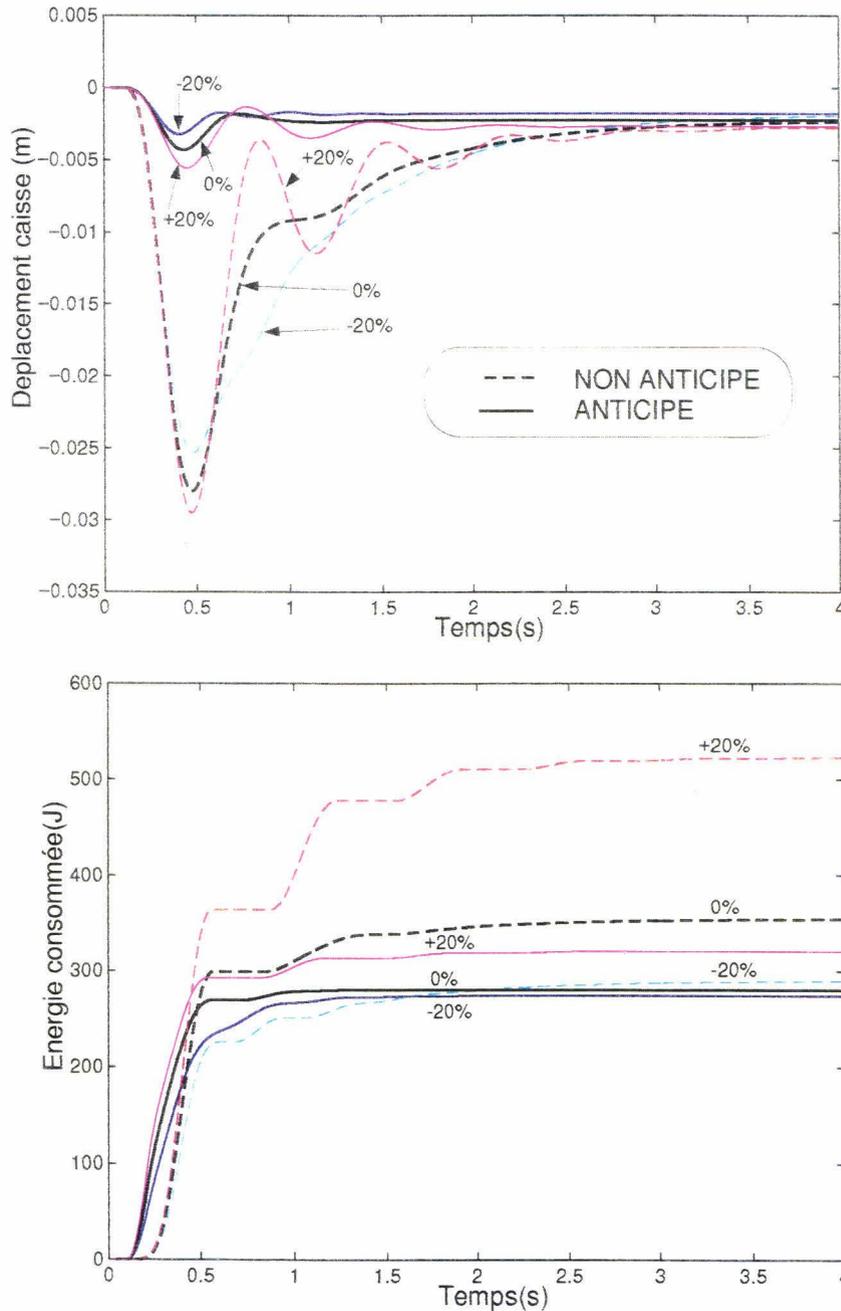


Figure (4-39)
 Modèle 2ddl linéaire monoroue
 réponse à un lacher de masse (15% M)
 effet d'une variation de la masse suspendue
 anticipation adaptative

mouvements de caisse par rapport à un retour non anticipé et l'énergie consommée.

Si toutefois, on n'est pas satisfait par cette solution, il est toujours possible de modifier les coefficients de l'algorithme de commande de l'anticipation en fonction de la charge du véhicule. La connaissance de cette charge est possible en utilisant un capteur de pression sur le circuit de suspension. Il suffit alors d'acquérir cette valeur à chaque démarrage. Le retour anticipatif est alors auto-adaptatif à la masse de la caisse. En somme le calculateur est capable d'estimer la raideur et l'amortissement de la suspension passive à chaque moment.

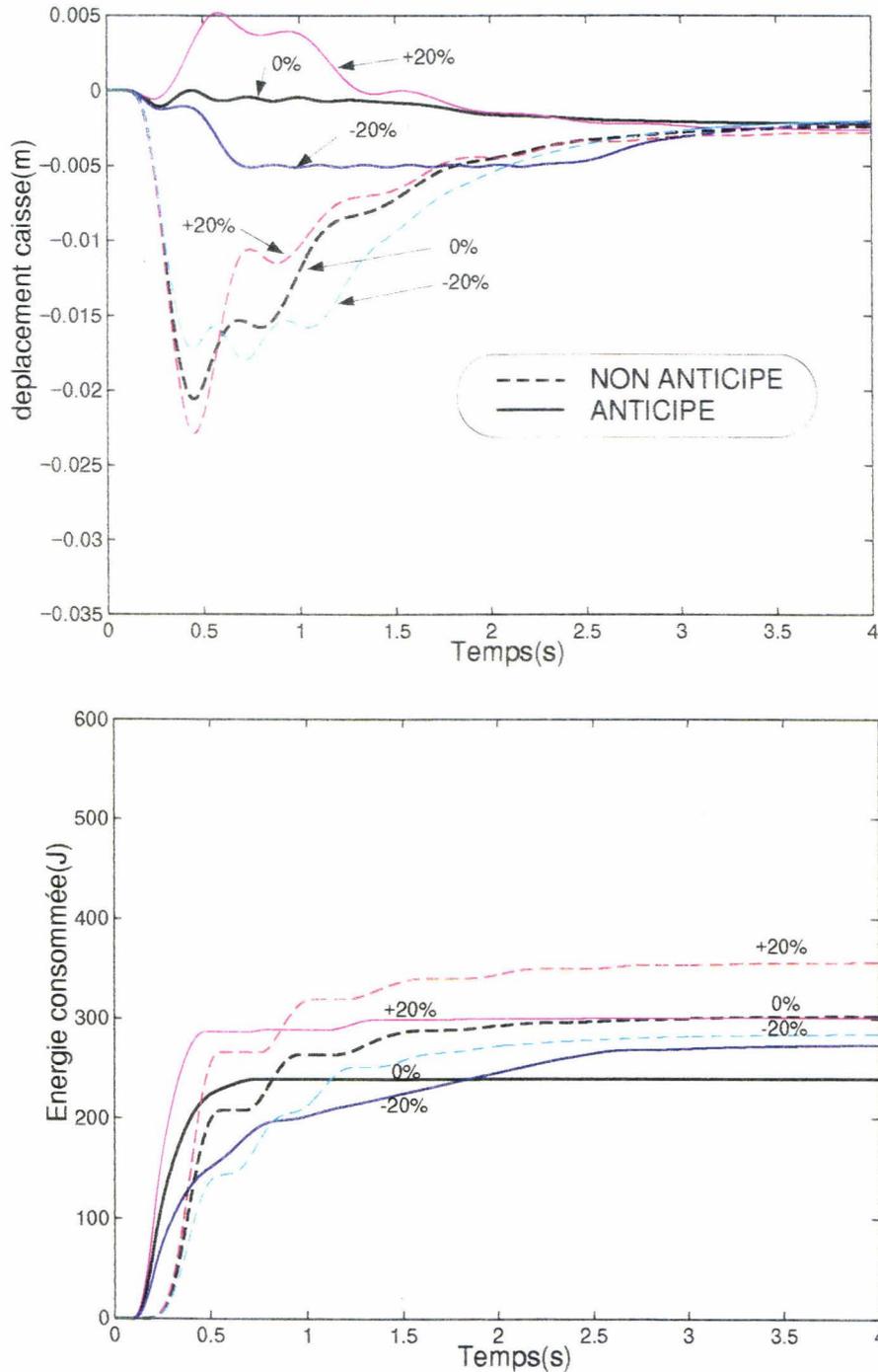
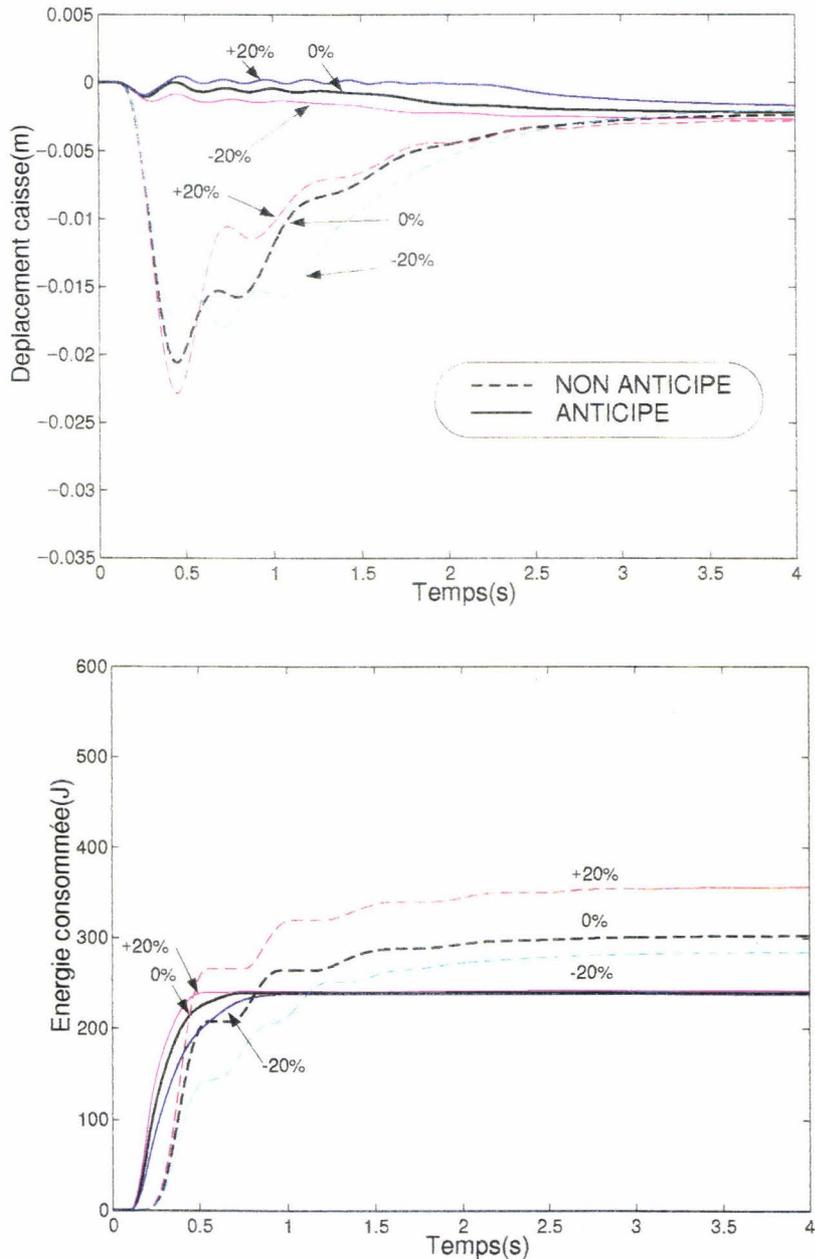


Figure (4-40)
 Modèle 2ddl non-linéaire monoroue
 Réponse à un lacher de masse (15 % M)
 effet d'une variation de la masse suspendue

Moyennant cette modification, la réponse du système au même lâcher de masse est représentée sur la figure (4-39). Les écarts de comportement de la caisse sur une variation de la masse sont éliminés. La caisse répond quasiment de la même façon tant en amplitude qu'en temps de réponse. L'énergie consommée est légèrement réduite en cas de surcharge par rapport au cas précédent.

Les mêmes simulations ont été faites à partir d'un modèle 2ddl non-linéaire pour juger de l'influence des non-linéarités (figures (4-40) et (4-41)). Seul le frottement sec a une influence significative. Quel que soit le retour, il réduit les amplitudes de caisse et augmente l'imprécision sur la position finale. L'influence d'une variation de la masse suspendue sur le retour non anticipé est toujours faible. Celle sur le retour anticipé produit les mêmes effets qu'en linéaire. D'autre part, le frottement sec réduit l'énergie consommée par l'actionneur. Ce phénomène est particulièrement visible sur le système actif non anticipé.



Modèle 2ddl non-linéaire monoroue
 Réponse à un lâcher de masse (15% M)
 Effet d'une variation de la masse suspendue
 Anticipation adaptative

Figure (4-41)

Au total, l'écart énergétique entre les 2 retours est réduit ainsi que les écarts entre les différents cas de chargement sur un même retour.

En définitive le frottement sec augmente la robustesse de la suspension active aux variations de la masse suspendue.

Ceci-dit, il est toujours possible de considérer une adaptation des coefficients de l'activation. Dans ce cas l'enfoncement de la caisse se réduit à l'écrasement du pneu quel que soit la charge comme avec le modèle linéaire. L'énergie consommée pour sa part devient indépendante de la charge.

En conclusion, les variations de la masse suspendue conduisent à une détérioration limitée des performances de l'anticipation. Celle-ci est encore minimisée par la présence de frottement sec qui en définitive augmente la robustesse du système vis-à-vis de la charge.

Néanmoins, pour éviter un effet de contre-corrrection, il est préférable de choisir les coefficients de réglage de l'anticipation (raideur et amortissement estimée de la suspension) à pleine charge. L'amélioration de l'anticipation est possible par l'adjonction d'un capteur de pression par lequel il devient possible d'estimer la raideur et l'amortissement de suspension pour adapter l'algorithme de commande au mieux. Cette dernière solution permet l'obtention d'une dynamique et d'une énergie d'activation indépendante de la charge.

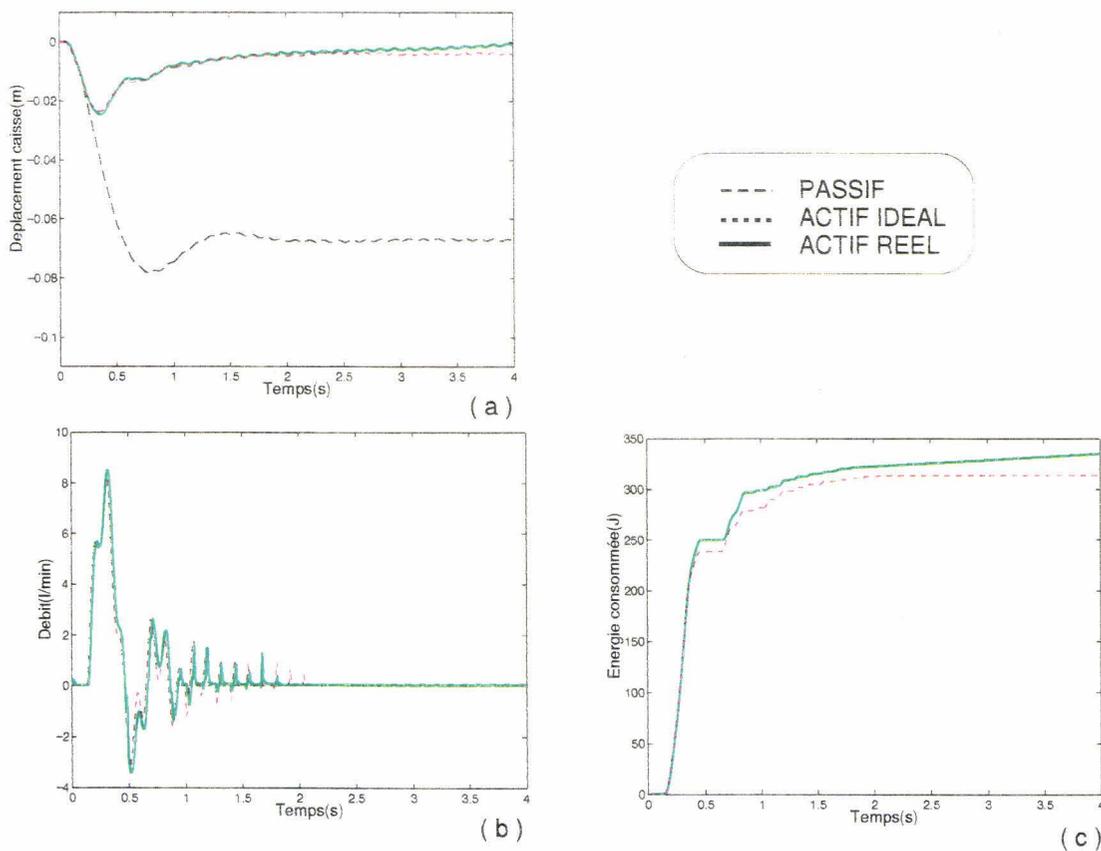


Figure (4-42)
 Modèle non-linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lacher de masse (15% M) sur sol sinusoïdal 8Hz, 2.5mm d'amplitude
 prise en compte de la dynamique de la servovalve

4.6. Prise en compte de la dynamique de l'actionneur.

La dernière étape de cette étude sur le 1/4-véhicule consiste à intégrer le modèle de l'actionneur pour vérifier que sa dynamique propre ne perturbe pas la dynamique d'activation de la suspension. On utilise alors le modèle de la servovalve PSA-Thomson développé dans le chapitre précédent que l'on intègre dans le modèle 2ddl non-linéaire monoroue.

La première vérification consiste à observer la réponse à un lâcher de masse à laquelle est adjointe une sollicitation sinusoïdale de la route de fréquence et d'amplitude similaires aux simulations précédentes (figure (4-42)). L'activation est du type position-vitesse filtrée non anticipée. On constate que la différence entre une correction idéale (sans dynamique de l'actionneur) et une correction réelle est très faible. Tout au plus consomme-t-on un peu plus dans le cas réel. La dynamique de l'actionneur est donc suffisante pour appliquer ce type de lois de commande. Rien n'est étonnant dans ce résultat puisque l'activation est limitée par la fréquence de coupure du filtre bien en deçà de la bande passante de la servovalve.

Le second test consiste à observer la réponse de la caisse à un lâcher de masse avec un retour muni de l'anticipation (figure (4-43)). La différence de comportement entre le cas actif idéal et le cas actif réel est encore une fois très faible. On remarque simplement une légère augmentation de l'énergie dépensée pour maintenir la caisse en position.

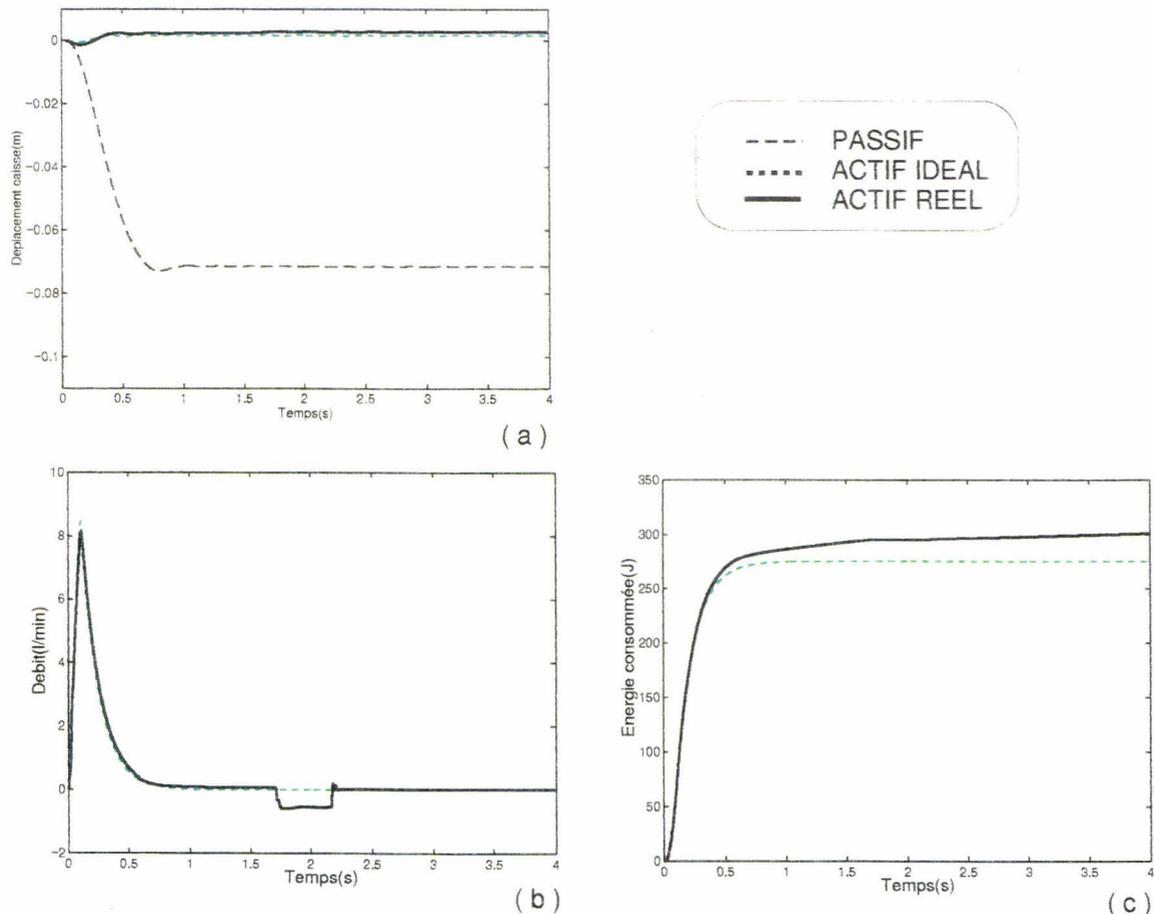


Figure (4-43)
 Modèle non-linéaire 2ddl monoroue
 réponse à un lâcher de masse (15% M)
 prise en compte de la dynamique de la servovalve

Ce résultat prouve que la dynamique de l'actionneur est suffisante pour pouvoir appliquer des lois d'anticipation de la perturbation dont la dynamique propre est beaucoup plus grande que celle de l'asservissement position-vitesse filtré.

4.7. Conclusion.

L'utilisation d'une démarche progressive de modélisation d'une suspension monoroue a permis la mise en place d'**une architecture de commande active performante basée sur un asservissement du débattement de suspension et un retour en boucle ouverte anticipateur.**

L'asservissement du débattement de suspension de type proportionnel-dérivée a été modifié par **l'adjonction d'un filtre basse fréquence** dans un souci d'économiser l'énergie d'activation sur les mouvements du sol tout en conservant de bonnes performances sur la correction d'assiette. L'étude numérique de ce retour modifié a permis de dégager l'influence de chaque paramètre de réglage et les compromis inhérents à ce type d'activation.

Celui-ci a ensuite été complété par **une commande d'anticipation basée sur l'estimation et l'utilisation des sollicitations inertielles de caisse.** Cette commande supplémentaire améliore très nettement les performances d'activation à condition d'estimer correctement les perturbations. C'est pourquoi, nous avons ensuite énuméré toutes les possibilités d'estimation de ces sollicitations initiées par le conducteur. Cette étude précise les limites et les performances de chaque estimation et se restreint à celles réellement implémentables. Plusieurs algorithmes d'estimation sont également développés à partir de modèles dynamiques de comportement du véhicule. On retiendra plus particulièrement celui de l'estimation de l'accélération transversale par l'angle au volant et la vitesse véhicule d'une part et celle de l'estimation des sollicitations en freinage en tenant compte des effets d'enroulement de bras.

Pour compléter cette étude sur l'anticipation, nous avons enfin étudié sa robustesse aux variations de masse de la caisse. Une commande anticipatrice adaptative basée sur la connaissance de la pression de suspension a permis d'améliorer ce point.

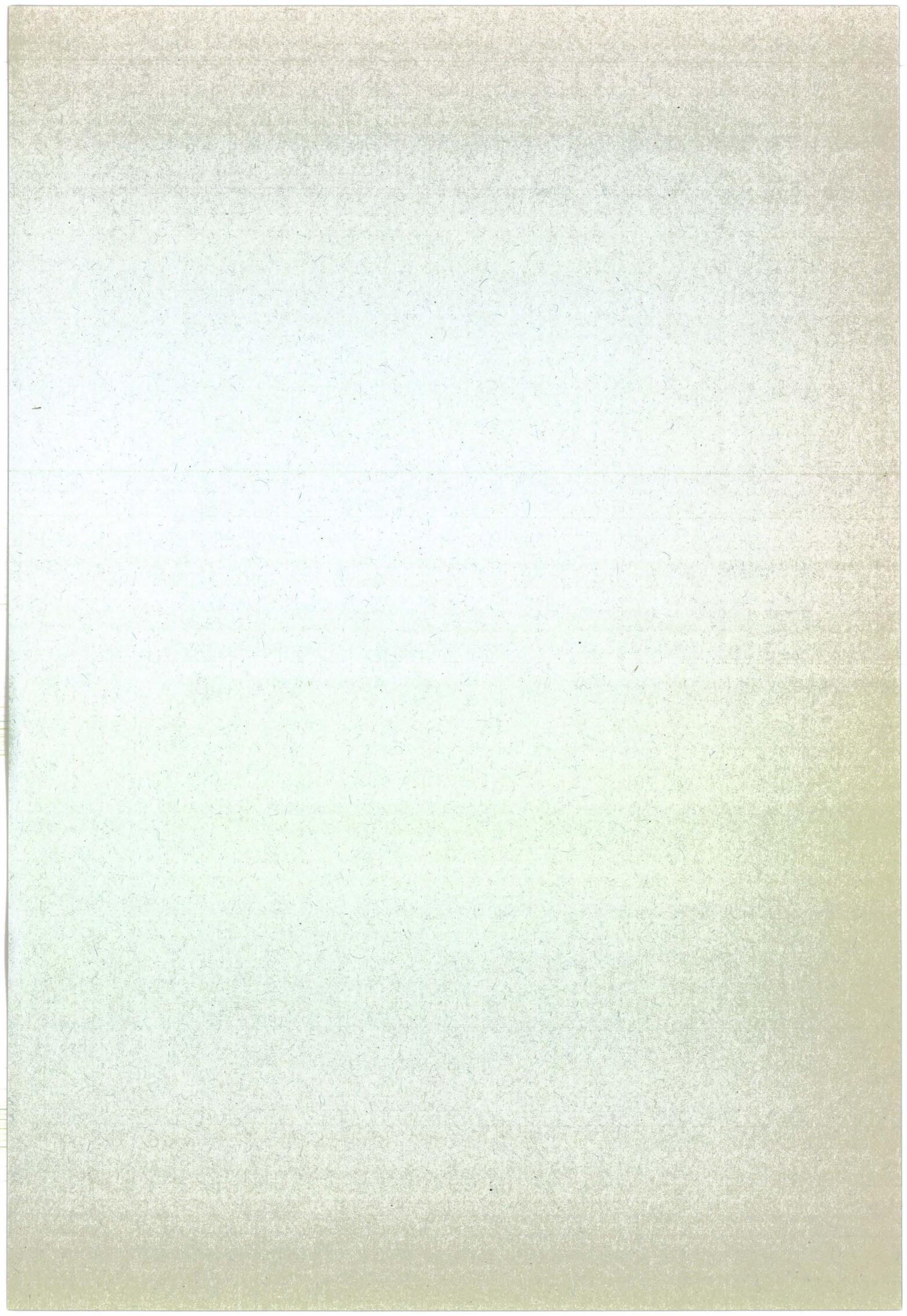
Enfin, nous avons vérifié l'adéquation de la servovalve PSA-Thomson avec la commande de la suspension. L'introduction de la dynamique de l'actionneur ne modifie nullement les performances de la correction d'assiette. On montre ainsi le bien fondé de cette commande.

Tout au long de cette étude, nous avons à chaque fois adopté une démarche de modélisation progressive en se basant au départ sur des modèles linéaires puis en vérifiant ensuite l'influence des non-linéarités (principalement le frottement sec) et en tenant compte enfin de la dynamique de l'actionneur. Outre les modèles de suspension monoroue, nous avons développé d'autres modèles pour aboutir à une estimation des sollicitations inertielles.

A l'issue de cette étude, il est nécessaire d'étendre le modèle de suspension monoroue à un modèle complet véhicule afin d'élaborer plus précisément des lois de commande adaptées à chaque type de sollicitation inertielle. Ainsi, il est nécessaire de développer une structure complète de suspension hydraulique passive compatible avec la correction d'assiette en pompage tangage et surtout en roulis. Car la suspension CITROËN en série d'aujourd'hui n'est pas adaptée à une activation en roulis. La solution développée consiste alors à construire une suspension à 3 circuits hydrauliques dite 3C.

Nous avons montré le bien-fondé d'une commande position-vitesse filtrée anticipée sur un modèle de type monoroue. Le passage par ce type de modèle a constitué une étape obligée dans la mesure où un modèle complet de suspension peut s'interpréter comme la superposition de 3 modèles monoroue moyennant la simplification décrite au début de ce chapitre. Ainsi, en vérifiant l'adéquation de la commande en correction d'assiette sur un $\frac{1}{4}$ véhicule, nous sommes d'ores et déjà assurés d'obtenir de

bons résultats sur le véhicule complet. En somme, toutes les interprétations qui ont été faites dans ce chapitre sur un modèle simple de suspension sont directement applicables au modèle complet véhicule et au final permettront de parvenir à une meilleure connaissance et donc une meilleure maîtrise de l'ensemble.



Chapitre 5

Le modèle de suspension complet 3C

5.1. Introduction, Objectifs.

Le modèle de suspension monoroue a permis la mise au point de lois de commandes compatibles avec les exigences d'activation énoncées au chapitre 1 de ce rapport. Ce type de modèle présente l'avantage d'être simple et suffit généralement pour juger des qualités et des défauts d'une suspension.

Cependant, il ne permet pas de mettre à jour la totalité des problèmes rencontrés sur le prototype physique : compatibilité des lois de commande et du nombre d'actionneurs avec l'hyperstaticité du véhicule, adaptation de la réponse active du véhicule en fonction de la nature des efforts inertiels de caisse, dimensionnement de la base passive de suspension pour répondre correctement aux différents degrés de libertés de la caisse que sont le pompage, le tangage et le roulis en isolation vibratoire, en tenue de caisse, et en tenue de route...

Ces problèmes sont en fait directement liés à la structure complète de la suspension et nécessitent naturellement la mise au point d'un modèle représentatif complet pour en tenir compte et pour les maîtriser.

Pour notre part, la solution adoptée consiste à utiliser une suspension munie de 3 circuits hydrauliques nommée 3C. Cette architecture offre l'avantage de permettre un réglage tant en pompage-tangage qu'en roulis de la suspension et évite tout problème d'hyperstaticité.

Pour mettre en relief ces qualités passives, les premiers modèles décrits dans ce chapitre sont linéaires.

Le premier modèle sans masses suspendues met en évidence les principales caractéristiques de la suspension 3C à travers la décomposition de ses modes de fonctionnement pour déboucher sur une méthode de dimensionnement général des modes de caisse.

Le second modèle tient compte des dynamiques des masses suspendues et ainsi rend compte des phénomènes hautes fréquences qui leur sont liés. L'accent est porté sur l'influence des dimensions géométriques des conduites et de la répartition de raideur avant-arrière sur les modes de roue en roulis.

Ce modèle est ensuite repris pour l'étude de l'activation du véhicule. Les algorithmes de commande et de filtrage déterminés sur le modèle monoroue sont adaptés à la suspension complète. Quelques résultats expérimentaux valident enfin toute la démarche de conception de ce mémoire.

5.2. Présentation de la suspension 3C.

5.2.1. Description.

Le terme 3C signifie 3 Circuits hydrauliques par comparaison au schéma classique des suspensions hydrauliques CITROËN comprenant exclusivement 2 circuits hydrauliques, à savoir un par essieu. Ces trois circuits (bleu, vert et rouge) se combinent suivant le schéma de la figure (5-1).

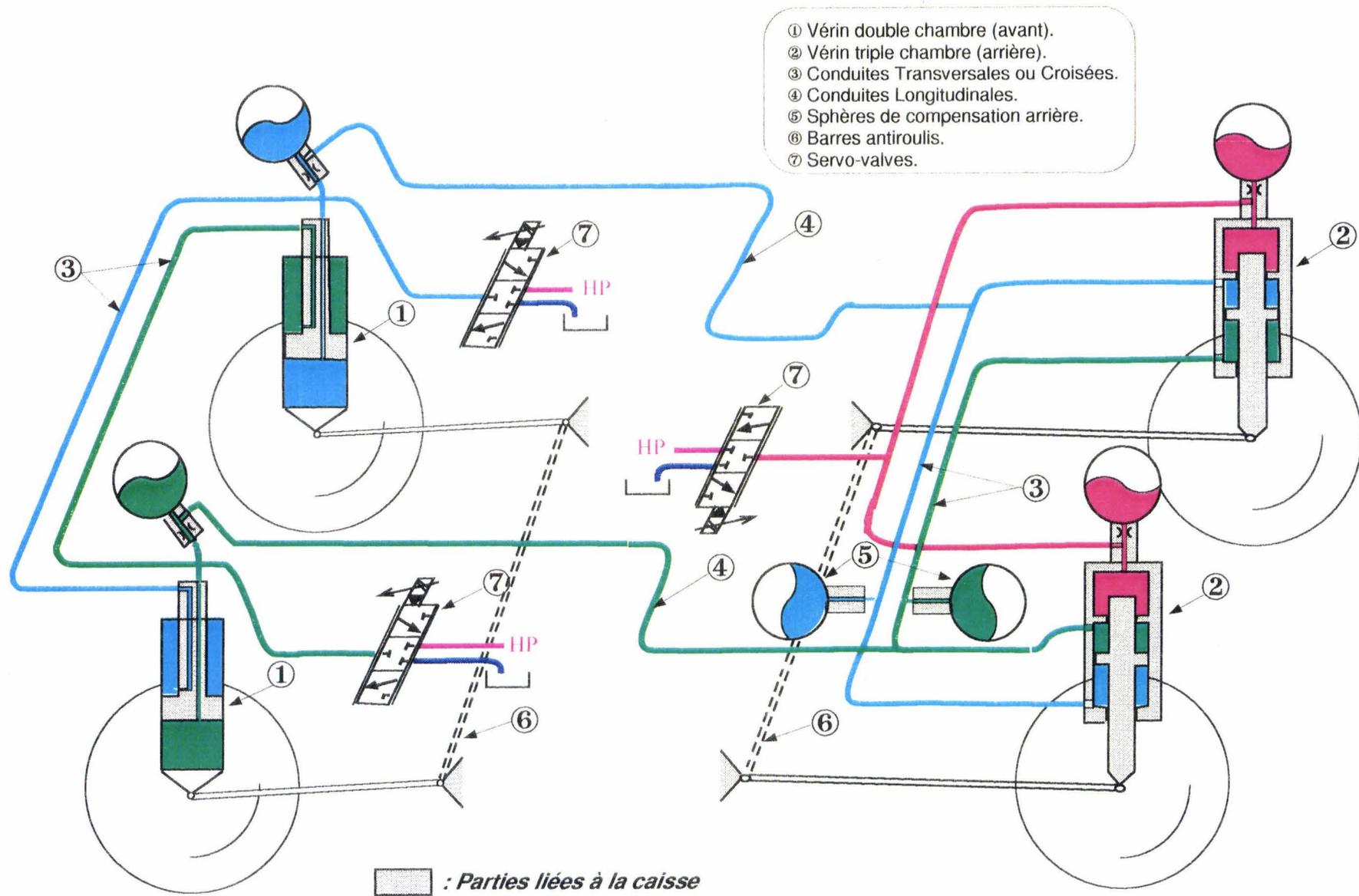


Figure (5-1)
Suspension à 3 circuits activés par servovalves

Les circuits hydrauliques vert et bleu agissent simultanément sur les quatre roues du véhicule par l'intermédiaire de vérins de suspension double chambre à l'avant et triple chambre à l'arrière. La communication de vérin à vérin s'effectue par conduites. On distingue les conduites croisées respectivement à l'avant et à l'arrière qui permettent le passage du fluide entre la gauche et la droite du véhicule et les conduites longitudinales reliant les chambres des vérins avant aux chambres des vérins arrière. Par rapport au schéma de suspension à 2 circuits, l'adjonction de vérins multichambres et de conduites permet de constituer une suspension hydraulique non seulement en pompage tangage mais aussi en roulis. Car dans une suspension classique la reprise des efforts en roulis est essentiellement assurée par la présence des barres antiroulis et nullement par la suspension hydraulique. Avec une suspension 3C, il devient possible de régler la raideur en roulis et la répartition des efforts au sol indépendamment des réglages en pompage tangage et toujours hydrauliquement.

Le circuit rouge agit exclusivement sur l'essieu arrière. Il conditionne uniquement les réglages de suspension en pompage et en tangage.

Chacun de ces 3 circuits comprend une ou plusieurs sphères de suspension ainsi qu'un ou plusieurs amortisseurs hydrauliques.

Des barres antiroulis peuvent être adjointes au système si l'on souhaite disposer d'une raideur supplémentaire en roulis.

L'activation de la suspension 3C est réalisée par l'adjonction de 3 actionneurs de type servovalve, soit un par circuit de suspension. Ils permettent l'adjonction ou la suppression de fluide directement dans les vérins de suspension.

Les actionneurs des circuits bleu et vert permettent d'avoir une action sur le roulis et le tangage-pompage. Celui du circuit rouge modifie exclusivement la dynamique de pompage tangage au même titre que le circuit lui-même.

5.2.2. Fonctionnement.

On distingue 2 modes de fonctionnement qui conditionnent le sens de circulation du fluide de chacun des 3 circuits de suspension.

Le premier mode correspond à toutes les **sollicitations symétriques** du véhicule provoquées par les mouvements de la route ou bien par les actions du conducteur (accélération et freinage). Dans ces conditions, la caisse prend exclusivement du pompage et du tangage. La figure (5-2) indique les sens de circulation du fluide dans les conduites. On constate que les conduites croisées respectivement avant et arrière voient passer des débits identiques mais en sens opposé l'un de l'autre. Les conduites croisées permettent la compensation des volumes de chambre entre les éléments porteurs gauches et droits. Concernant les conduites longitudinales, elles sont soumises à des débits de valeur et de sens identiques. Le fluide se déplace vers l'avant ou l'arrière suivant la sollicitation.

Le deuxième mode de fonctionnement concerne les **sollicitations antisymétriques** produites par la route ou le conducteur en phase de virage (figure (5-3)). Les conduites transversales croisées respectivement avant et arrière sont soumises à des débits de même sens et de même valeur. Le fluide se déplace de gauche à droite ou de droite à gauche en se dirigeant toujours vers le côté le plus enfoncé du véhicule. L'utilisation de vérins double chambre à l'avant et triple chambre à l'arrière est à l'origine d'un tel fonctionnement qui apporte de la raideur et de l'amortissement hydraulique en roulis. Les conduites longitudinales par contre voient passer des débits de même valeur mais de sens opposé. Enfin, le circuit arrière ne joue aucun rôle du fait de la communication par conduite transversale de grand diamètre entre les 2 sphères de suspension.

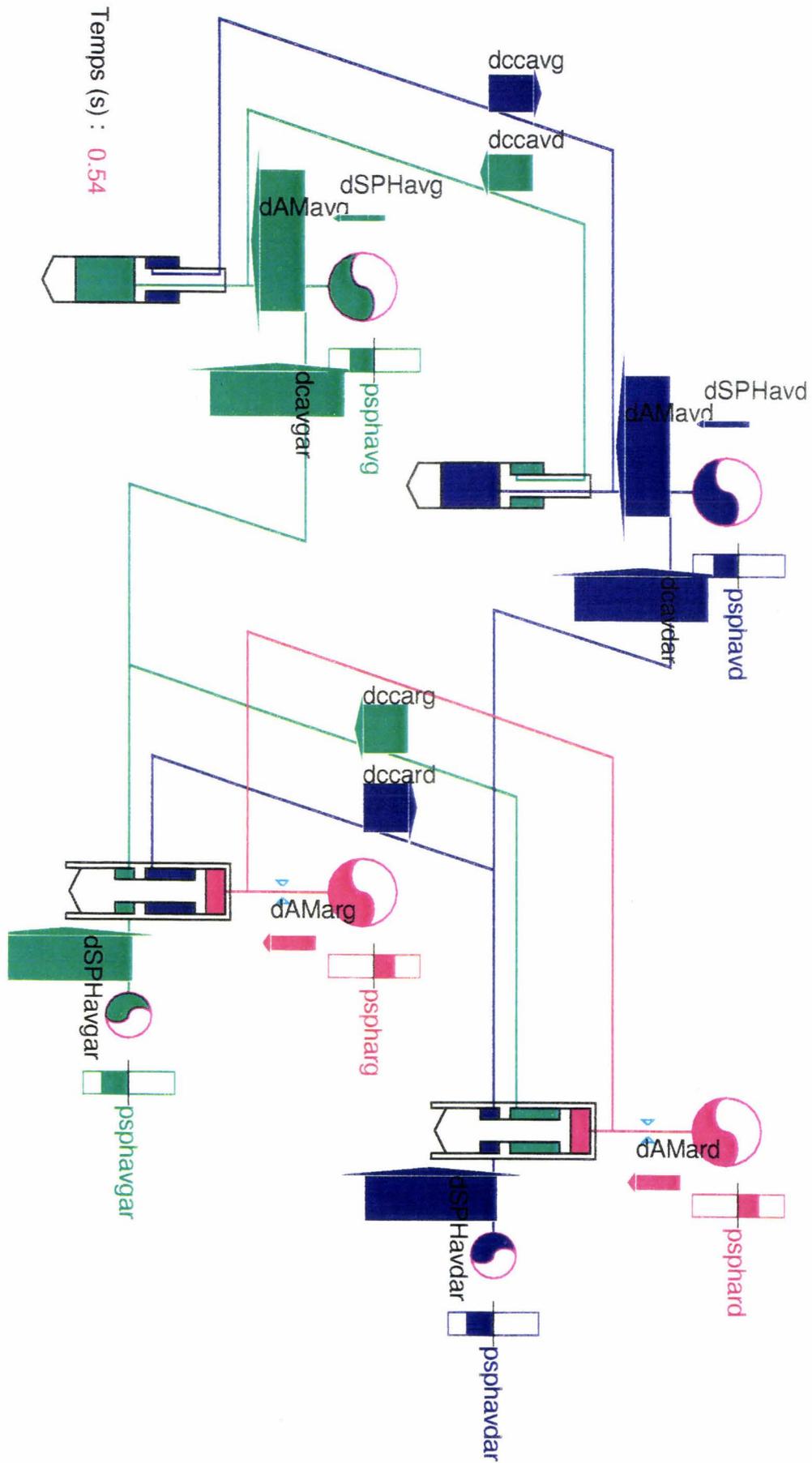


Figure (5-2)
Suspension 3C passive : sollicitation symétrique

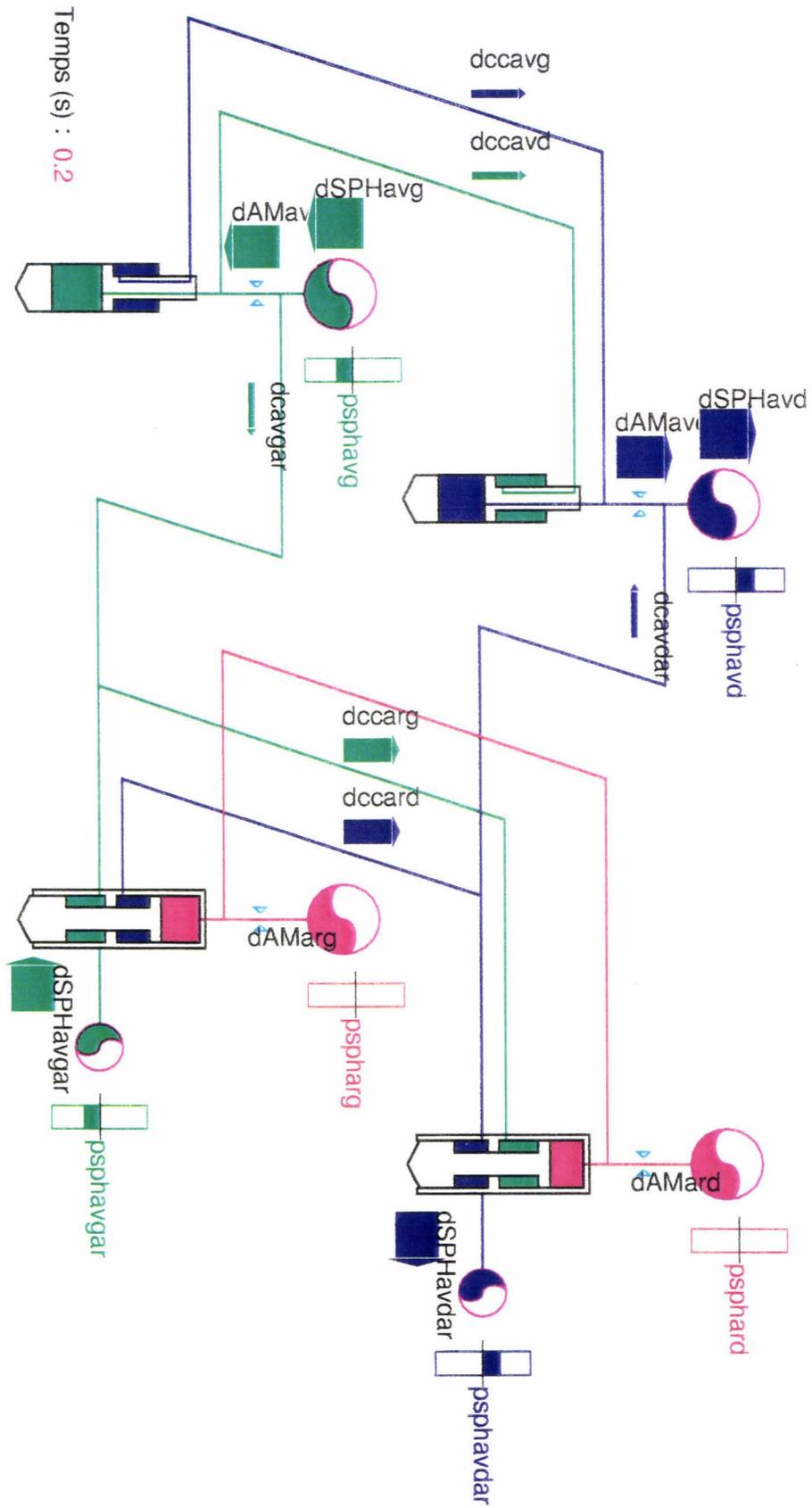


Figure (5-3)
Suspension 3C passive : sollicitation antisymétrique

5.3. La suspension 3C passive.

5.3.1. Le modèle 3C linéaire 3 ddl.

5.3.1.1. Description du modèle.

Le modèle simplifié est construit dans le même état d'esprit que le modèle 1ddl monoroue. En l'occurrence, nous ne tiendrons pas compte de la dynamique des masses non suspendues. Seules sont considérées les dynamiques les plus lentes (figure (5-4)).

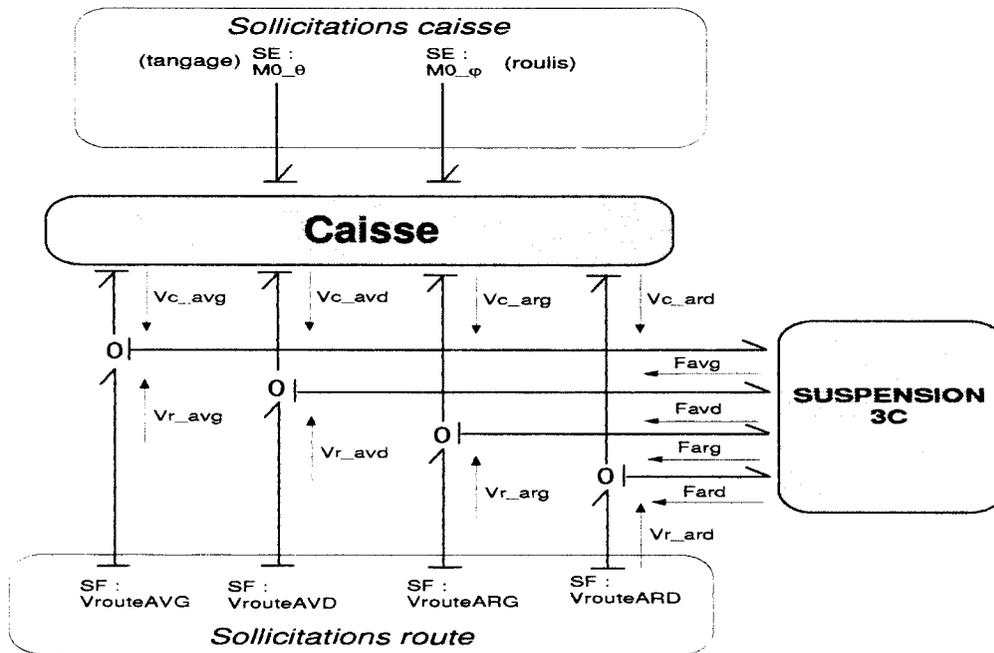


Figure (5-4)
Modèle Bond-Graph de la suspension 3C

Pour ce qui concerne la modélisation de la caisse, nous nous limiterons à une modélisation linéaire à 3ddl classique rendant compte des mouvements de pompage, de tangage et de roulis (figure (5-5)).

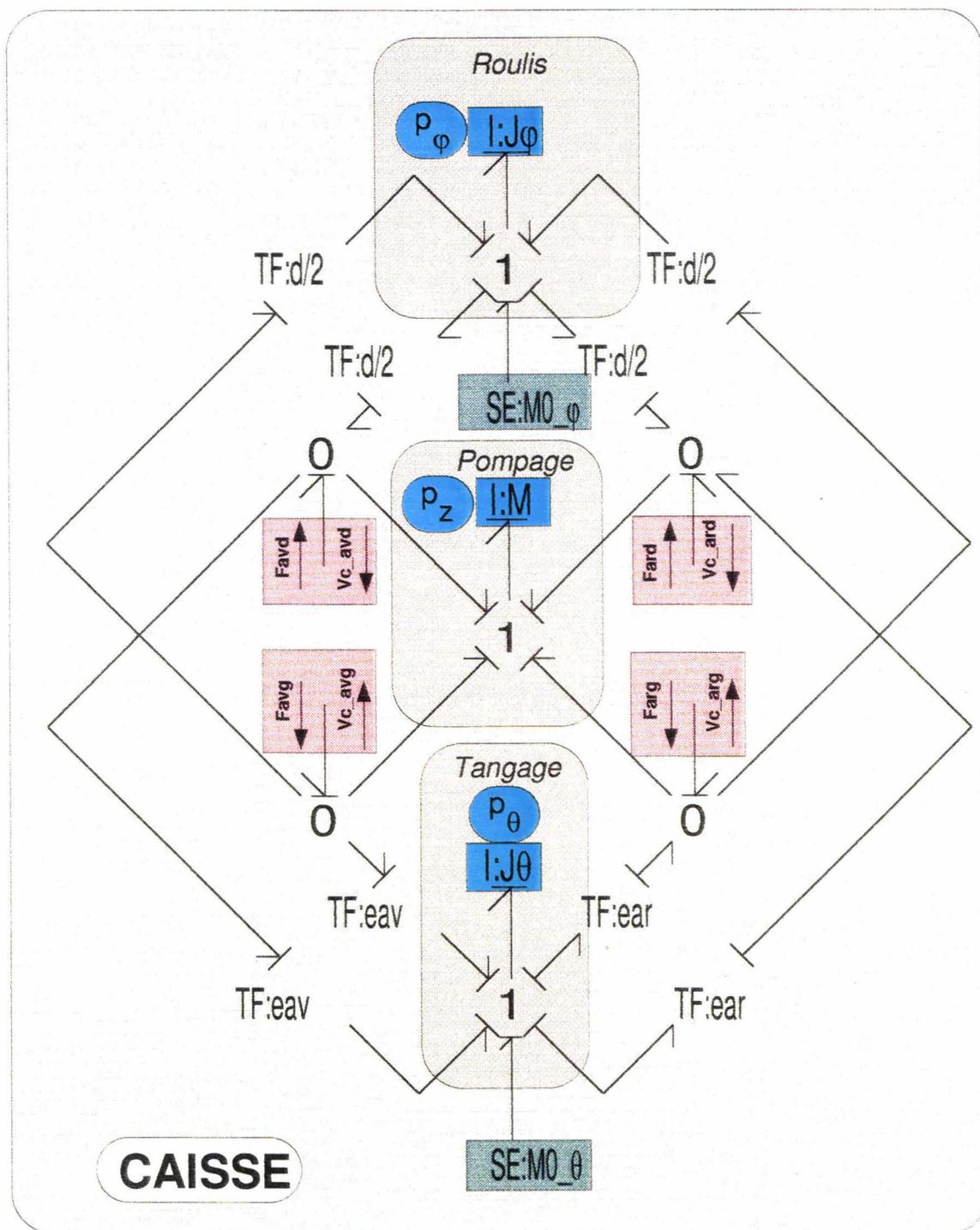


Figure (5-5)
Représentation Bond-Graph 3ddl de la caisse

Vis-à-vis du circuit de suspension rouge arrière, nous ne tiendrons pas compte de l'amortissement et de l'inertie de la conduite reliant les deux couples sphère-amortisseur arrière. En conséquence, nous considérerons que les deux chambres supérieures des deux vérins triple chambre arrière ne forment qu'un seul volume. Les deux sphères et les deux amortisseurs arrière peuvent alors se regrouper. Tout revient à considérer que les deux vérins arrière voient un amortisseur et une raideur de valeur moitié de celle qui est implantée réellement.

Les conduites transverses et longitudinales sont modélisées uniquement par une restriction. Leurs inerties respectives sont négligées au regard de la figure (5-6). Celle-ci représente la fonction de transfert d'une conduite modélisée par l'association d'un amortissement et d'une inertie. Cette fonction est calculée pour différents diamètres de la conduite, la longueur restant constante. Comme ce premier modèle ne s'intéresse qu'aux dynamiques de caisse (< 3Hz), on peut considérer que le rapport entre le débit passant dans la conduite et la différence de pression à ces bornes reste constant. A noter que ce modèle reste valable pour l'étude de l'activation de type retour proportionnel dérivé, mais devra être affiné dans le cas d'une activation avec des anticipations. Ces anticipations concernent des domaines fréquentiels plus élevés pour lesquels il est prévisible que les inerties des conduites jouent un rôle. A noter également qu'il est nécessaire de tenir compte de ces inerties dans le cas où l'on rajoute au modèle les dynamiques des masses non suspendues qui concernent des fréquences de 15 à 20 Hz.

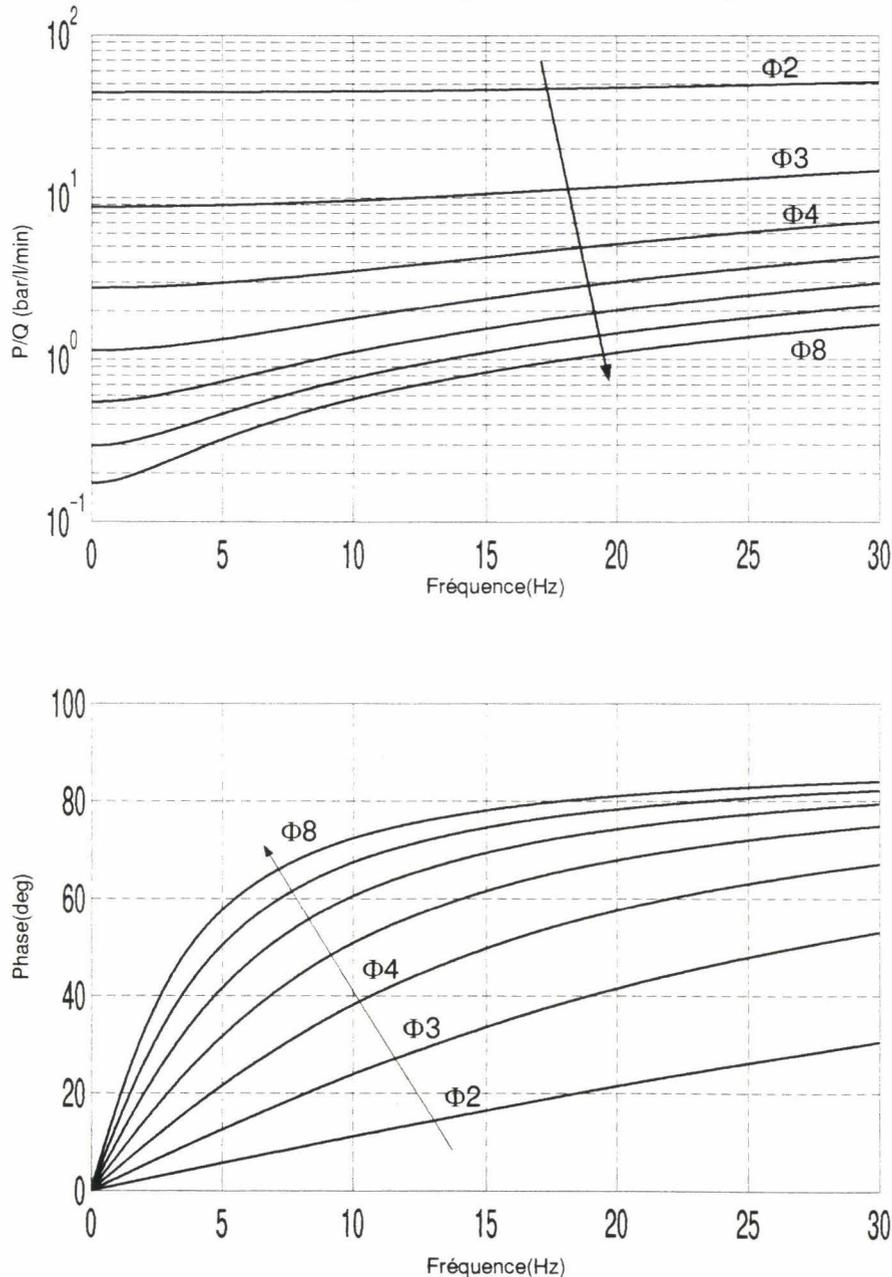


Figure (5-6)
Caractéristiques fréquentielles conduite cylindrique
de 3m de longueur et de diamètre variable

Finalement, les trois circuits hydrauliques se ramènent à la représentation Bond-Graph de la figure (5-7).

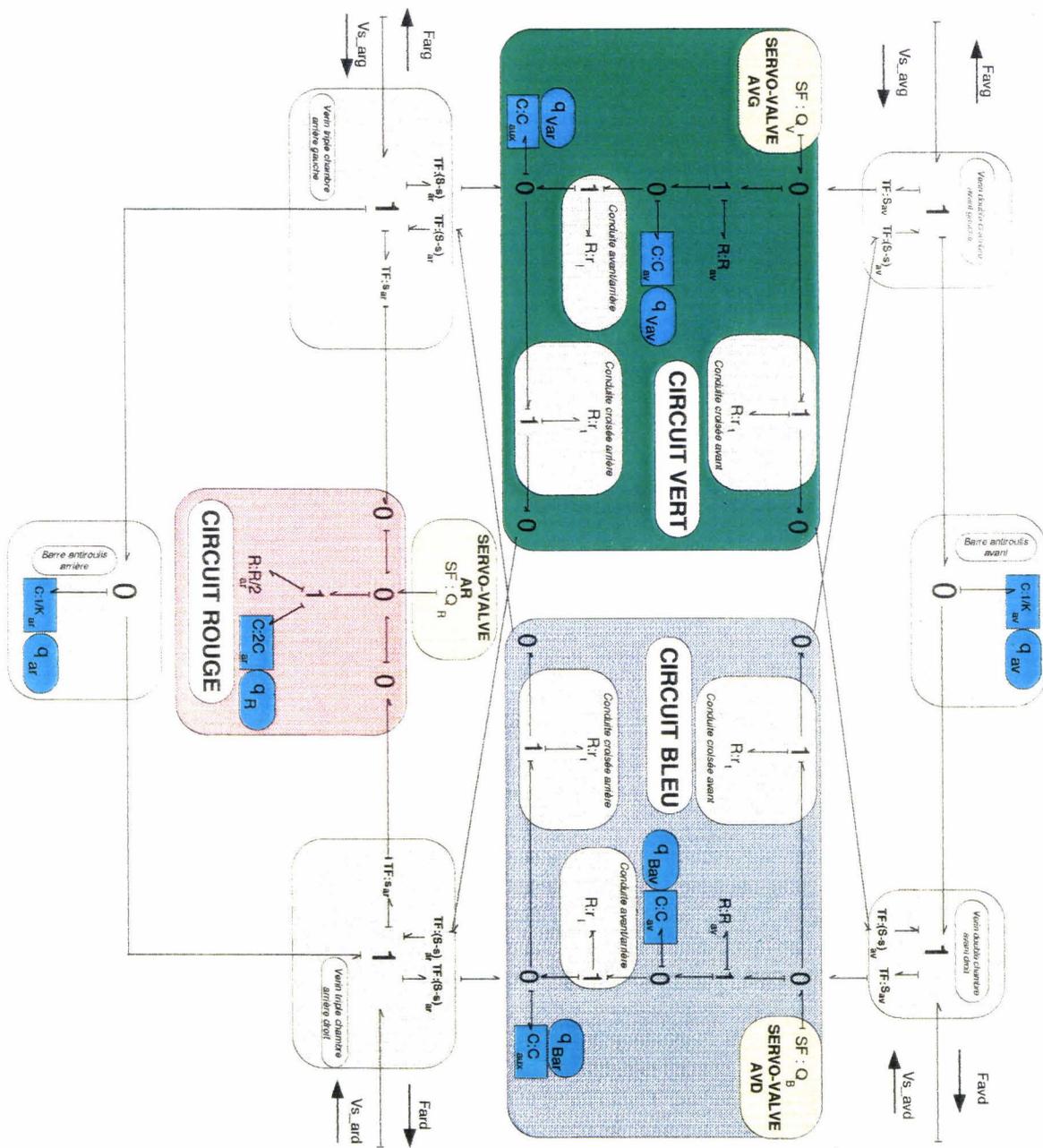


Figure (5-7)
Représentation Bond-Graph simplifiée suspension 3C

5.3.1.2. Equation d'état et découplage des modes.

En utilisant les variables d'état classiques du Bond-Graph précédent, on parvient à l'équation d'état de l'annexe (5-1). Cette équation est d'ordre 10. Elle se découple avantageusement en 2 équations d'état d'ordre 5 (également en annexe (5-1)). Ce découplage est possible de part la symétrie du système par rapport au plan longitudinal du véhicule. La première équation d'état caractérise la dynamique en roulis du véhicule (les mouvements antisymétriques). La seconde, propre aux mouvements symétriques rend compte des phénomènes de pompage et de tangage. Conjointement à ces équations, la suspension se représente sous les formes simplifiées des figures (5-8) et (5-9) pour chacun des 2 modes de

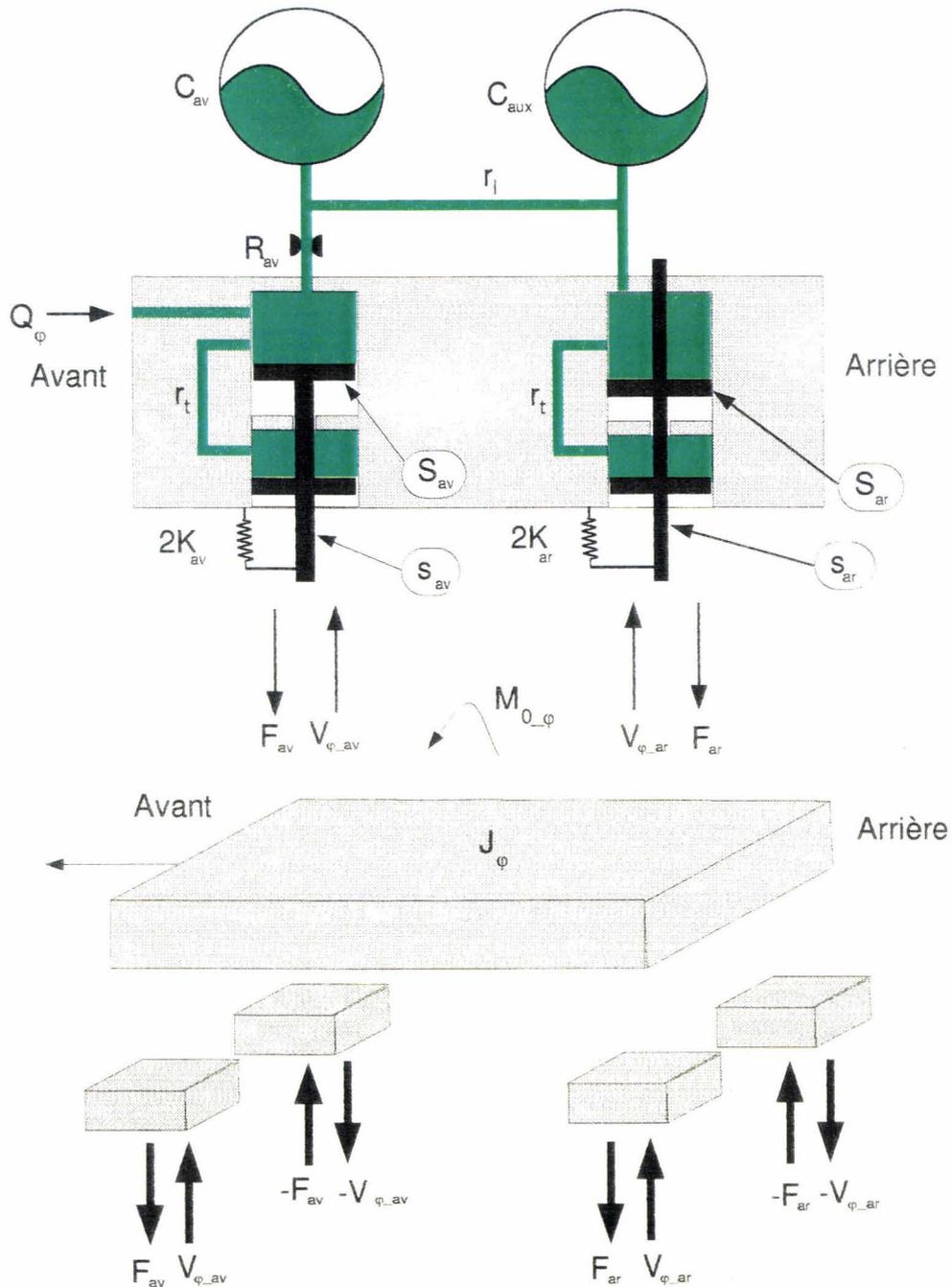


Figure (5-8)
Schéma du modèle 3C 3ddl simplifié en roulis

fonctionnement cités. Sur les figures (5-10) et (5-11) apparaissent leur modélisation Bond-Graph respective à partir de laquelle il est possible d'exprimer également chacune des 2 équations d'état.

5.3.1.3. Etude de la dynamique en roulis.

L'équation d'état en roulis est assimilable au schéma de la figure (5-10). Le calcul du polynôme caractéristique de ce système va nous permettre de comprendre son intérêt et d'en tirer quelques propriétés intéressantes concernant l'influence de l'amortissement des conduites transversales et longitudinales ainsi que sur le calcul et le dimensionnement de la répartition des efforts au sol en roulis entre l'avant et l'arrière.

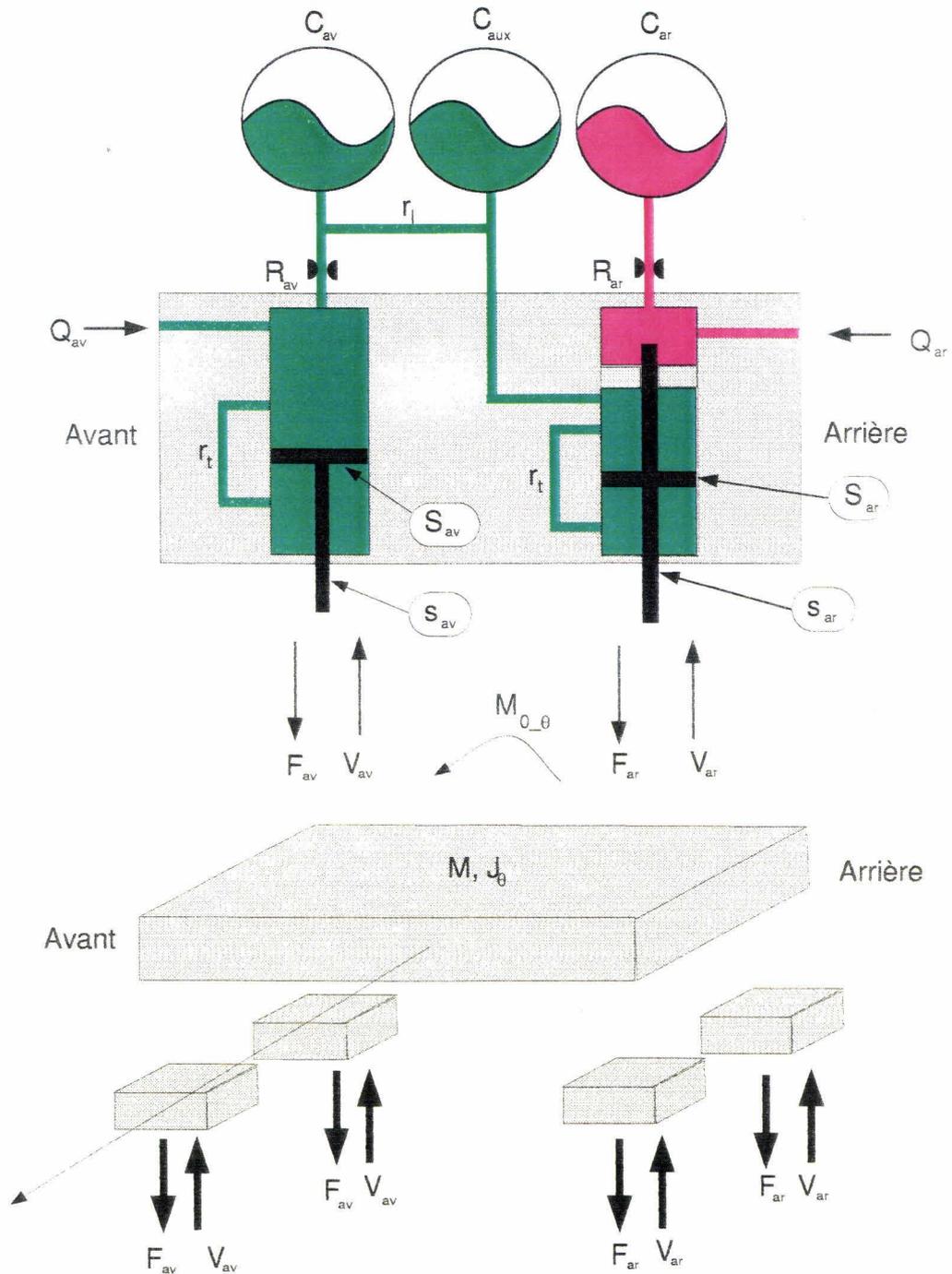


Figure (5-9)
Schéma du modèle 3C simplifié en pompage-tangage

Après calculs, il vient :

$$P_\phi(s) = s^2 \left[s^3 + \left(\frac{B_\phi}{M_\phi} + \omega_l \right) s^2 + \left(\frac{B_\phi}{M_\phi} \omega_l + \frac{2K + H_{\phi_\infty}}{M_\phi} \right) s + \omega_l \frac{2K + H_{\phi_0}}{M_\phi} \right] \quad \{5-1\}$$

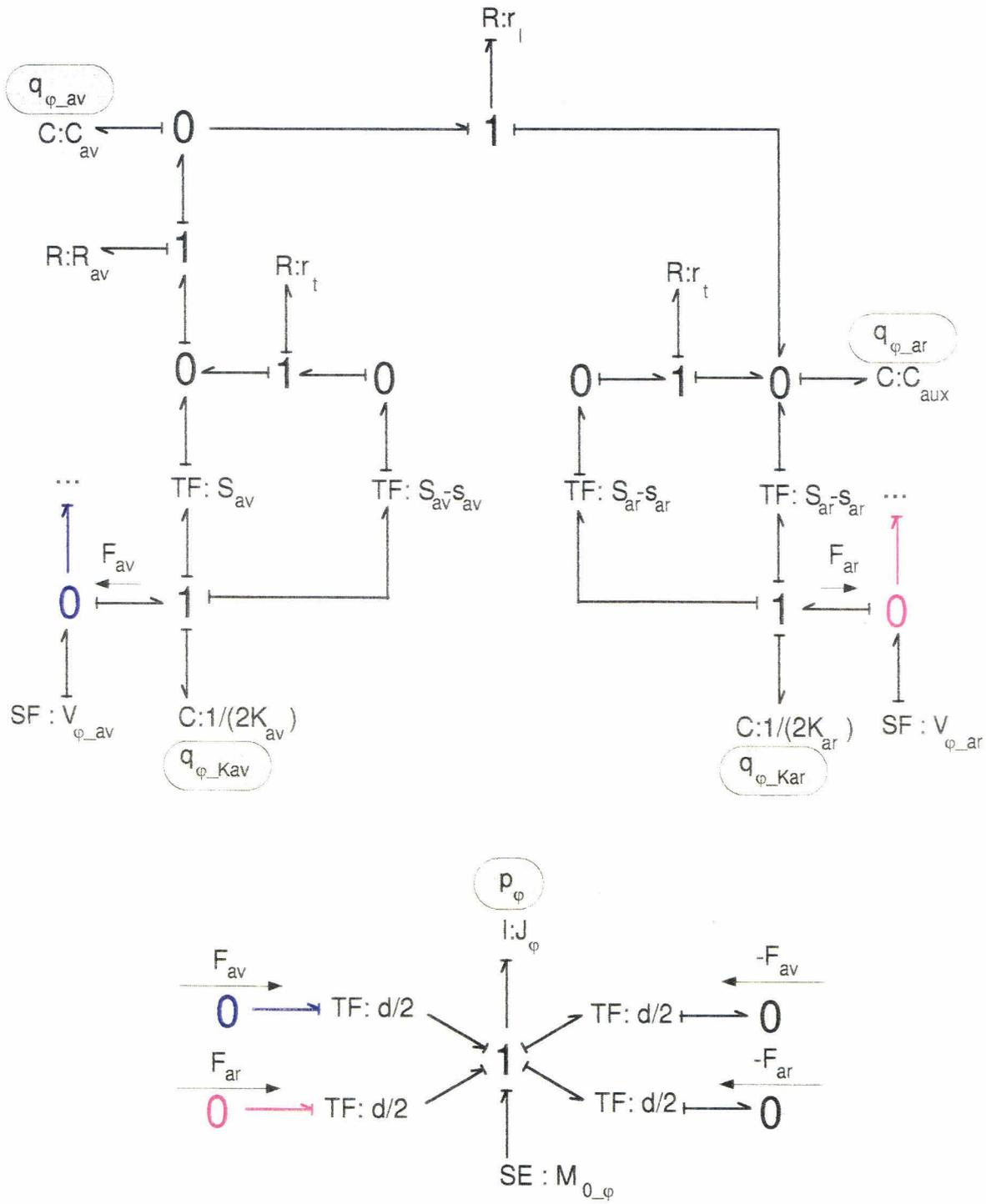


Figure (5-10)
Bond-Graph du modèle 3C 3ddl simplifié en roulis

avec les notations suivantes :

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_{av}} + \frac{1}{C_{aux}} \quad \{5-2\}$$

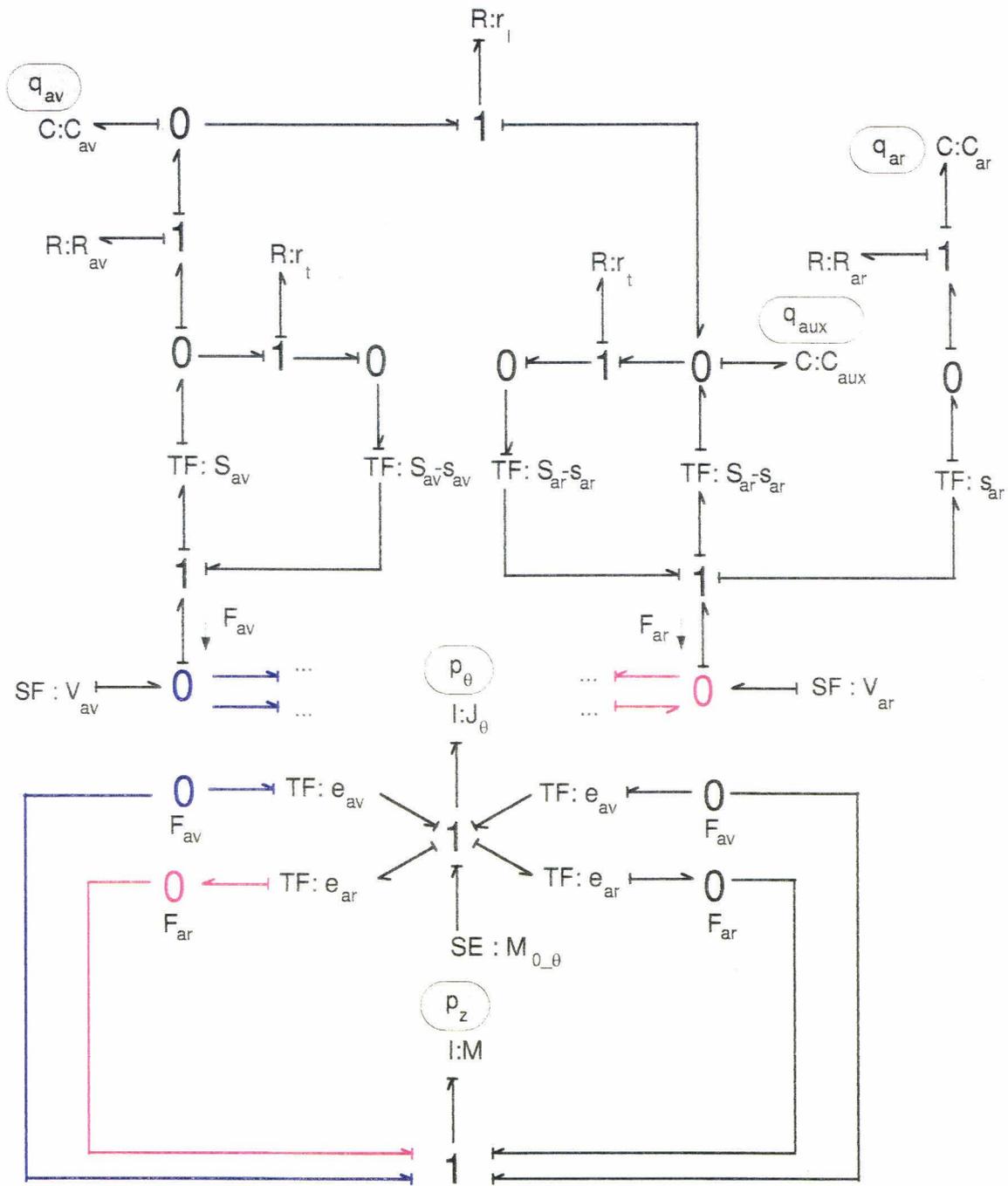


Figure (5-11) Bond-Graph du modèle 3C 3ddl simplifié en pompage-tangage

$$\omega_l = \frac{1}{r_l C} \tag{5-3}$$

$$S_{\varphi_{av}} = 2S_{av} - s_{av} \tag{5-4}$$

$$S_{\varphi_{ar}} = 2(S_{ar} - s_{ar}) \tag{5-5}$$

$$K = K_{av} + K_{ar} \tag{5-6}$$

$$B_{\varphi} = (2S_{av} - s_{av})^2 R_{av} + ((S_{av} - s_{av})^2 + (S_{ar} - s_{ar})^2) r_t \quad \{5-7\}$$

$$H_{\varphi_{\infty}} = \frac{S_{\varphi_{av}}^2}{C_{av}} + \frac{S_{\varphi_{ar}}^2}{C_{aux}} \quad \{5-8\}$$

$$H_{\varphi_0} = \frac{(S_{\varphi_{av}} + S_{\varphi_{ar}})^2}{(C_{aux} + C_{av})} \quad \{5-9\}$$

$$M_{\varphi} = \frac{2J_{\varphi}}{d^2} \quad \{5-10\}$$

et les dénominations suivantes :

- ω_1 : pulsation caractéristique en roulis des conduites longitudinales.
- B_{φ} : amortissement équivalent en roulis.
- H_{φ_0} : raideur d'origine hydraulique équivalente en roulis dans le cas de conduites longitudinales de faibles diamètres.
- $H_{\varphi_{\infty}}$: raideur hydraulique équivalente en roulis dans le cas de conduites longitudinales de grands diamètres.
- $S_{\varphi_{av}}$: section porteuse équivalente en roulis avant.
- $S_{\varphi_{ar}}$: section porteuse équivalente en roulis arrière.
- K : la raideur totale des barres antiroulis.
- M_{φ} : la masse équivalente en roulis.

Cas de conduites longitudinales de grands diamètres.

Dans ce cas, l'amortissement des conduites longitudinales est très faible. En faisant tendre celui-ci vers zéro, le polynôme caractéristique en roulis (formule {5-1}) se réécrit :

$$\begin{aligned} P_{\varphi_0}(s) &= s^2 \left[s^2 + \frac{B_{\varphi}}{M_{\varphi}} s + \frac{2K + H_{\varphi_0}}{M_{\varphi}} \right] \\ &= s^2 \left[s^2 + 2\xi_{\varphi_0} \omega_{\varphi_0} s + \omega_{\varphi_0}^2 \right] \end{aligned} \quad \{5-11\}$$

avec :

$$\omega_{\varphi_0} = \sqrt{\frac{2K + H_{\varphi_0}}{M_{\varphi}}} \quad \{5-12\}$$

$$\xi_{\varphi_0} = \frac{B_{\varphi}}{2\sqrt{M_{\varphi}(2K + H_{\varphi_0})}} \quad \{5-13\}$$

- ω_{φ_0} : pulsation naturelle en roulis.
- ξ_{φ_0} : amortissement réduit en roulis.

La raideur en roulis du véhicule s'obtient par la mise en parallèle de la raideur totale de barre antiroulis et de la raideur hydraulique de la suspension elle-même. Cette dernière raideur dans

le cas de conduites longitudinales de grands diamètres s'apparente à une sphère hydraulique de capacité la somme des capacités des sphères avant et des sphères de compensation arrière. Cette sphère équivalente s'appuie sur une section qui est la somme de la section porteuse en roulis avant S_{q-av} et de la section porteuse en roulis arrière S_{q-ar} . Le calcul de ces deux sections résulte directement de l'utilisation de vérins multi-chambres et de la différence de section porteuse pour chacune des chambres des circuits vert et bleu. Ainsi, par exemple, la section porteuse en roulis avant S_{q-av} est la somme de la section porteuse de la chambre supérieure S_{av} et de celle de la chambre inférieure $S_{av-s_{av}}$ des vérins double chambre avant.

Dans le cadre de notre sujet d'étude sur la suspension active, le véhicule est dimensionné sans barres antiroulis. Une telle configuration est préférable pour assurer une répartition des efforts au sol en roulis identique en phase passive et en phase active. Car en phase active, la caisse est maintenue dans sa position de référence et les barres antiroulis ne peuvent alors fournir aucun effort. Les efforts proviennent exclusivement des effets de pression hydraulique.

Par contre en phase passive, la caisse prend du roulis et provoque la torsion des barres et la restitution d'efforts en proportion des débattements avant et arrière, efforts qui viennent s'ajouter à ceux restitués par la suspension hydraulique.

Application numérique :

<input type="checkbox"/> $S_{av} = 6.8 \text{ cm}^2$: section vérin avant.
<input type="checkbox"/> $s_{av} = 4.72 \text{ cm}^2$: section tige avant.
<input type="checkbox"/> $S_{ar} = 7.79 \text{ cm}^2$: section vérin arrière.
<input type="checkbox"/> $s_{ar} = 3.98 \text{ cm}^2$: section tige arrière.
<input type="checkbox"/> $S_{q-av} = 8.88 \text{ cm}^2$: section équivalente en roulis avant.
<input type="checkbox"/> $S_{q-ar} = 7.62 \text{ cm}^2$: section équivalente en roulis arrière.
<input type="checkbox"/> $C_{av} = 1.55 \text{ cm}^3/\text{bar}$: capacité sphères avant.
<input type="checkbox"/> $C_{aux} = 1.55 \text{ cm}^3/\text{bar}$: capacité sphères de compensation arrière.
<input type="checkbox"/> $H_{q-0} = 87800 \text{ N/m}$: raideur d'origine hydraulique équivalente en roulis.

L'amortissement total en roulis a contrario de la raideur est exclusivement hydraulique. Celui-ci cumule l'amortissement des restrictions avant des circuits bleu et vert et celui des conduites croisées transversales avant et arrière. Alors que l'amortissement des restrictions avant est pondéré par le carré de la section porteuse équivalente en roulis avant, l'amortissement des conduites transversales avant et arrière est pondéré par respectivement le carré de la différence de section entre le vérin et la tige de l'élément porteur avant et arrière.

Bien évidemment, le but des conduites transversales n'est pas d'apporter un amortissement supplémentaire, mais de permettre le passage du fluide d'une chambre à une autre. Voilà pourquoi, il est nécessaire de vérifier que cet amortissement reste négligeable devant l'amortissement des restrictions avant spécialement conçues à cet effet.

Application numérique :

<input type="checkbox"/> $R_{av} = 0.84 \text{ Bar/l/min}$: amortissement linéarisé avant.
<input type="checkbox"/> $r_t = 0.11 \text{ Bar/l/min}$: amortissement conduites transversales.
<input type="checkbox"/> $S_{av-s_{av}} = 2.08 \text{ cm}^2$: différence de section vérin tige avant.
<input type="checkbox"/> $S_{ar-s_{ar}} = 3.81 \text{ cm}^2$: différence de section vérin tige arrière.
<input type="checkbox"/> $R_{av}(S_{q-av})^2 = 4000 \text{ N/m/s}$: amortissement des restrictions avant en roulis.
<input type="checkbox"/> $r_t(S_{av-s_{av}})^2 + r_t(S_{ar-s_{ar}})^2 = 130 \text{ N/m/s}$: amortissement des restrictions avant en roulis.

L'amortissement apporté par les conduites transversales dans ce cas précis est négligeable devant l'amortissement des restrictions avant. L'écart important provient d'une part de l'écart entre les 2

amortissements hydrauliques et d'autre part de l'écart entre la section équivalente porteuse avant et les différences de section vérin-tige avant et arrière.

Les conduites transversales choisies ont un diamètre de 8 mm et une longueur de 2 m. Le calcul montre que l'on atteint un amortissement conduite de 10% de celui des restrictions avant pour un diamètre de 6 mm et dans le même rapport pour un diamètre de 3.4 mm. Par conséquent, **il est préférable d'opter pour des conduites transversales de grand diamètre.**

En définitive, la fréquence et l'amortissement réduit en roulis dans ce cas sont les suivants :

$$\begin{aligned} \square f_{\varphi_0} &= 1.71 \text{ Hz} && : \text{ fréquence naturelle en roulis.} \\ \square \xi_{\varphi_0} &= 0.25 && : \text{ amortissement réduit en roulis.} \end{aligned}$$

Contrairement à une suspension hydraulique de série, **la suspension 3C apporte de l'amortissement en roulis.** Celui-ci limite la résonance de la caisse, et par là améliore la tenue de caisse et le confort visuel. Sur les mouvements inertiels de caisse comme sur ceux de la route, le véhicule aura une meilleure stabilité au même titre que sur les mouvements de pompage tangage.

Cas de conduites longitudinales de très faibles diamètres.

Cette fois-ci, l'amortissement des conduites longitudinales est très important. En faisant tendre celui-ci vers l'infini, le polynôme caractéristique (formule {5-1}) se simplifie de la manière suivante:

$$\begin{aligned} P_{\varphi_\infty}(s) &= s^3 \left[s^2 + \frac{B_\varphi}{M_\varphi} s + \frac{2K + H_{\varphi_\infty}}{M_\varphi} \right] && \{5-14\} \\ &= s^3 \left[s^2 + 2\xi_{\varphi_\infty} \omega_{\varphi_\infty} s + \omega_{\varphi_\infty}^2 \right] \end{aligned}$$

avec :

$$\omega_{\varphi_\infty} = \sqrt{\frac{2K + H_{\varphi_\infty}}{M_\varphi}} \quad \{5-15\}$$

$$\xi_{\varphi_\infty} = \frac{B_\varphi}{2\sqrt{M_\varphi(2K + H_{\varphi_\infty})}} \quad \{5-16\}$$

ω_{φ_∞} : pulsation naturelle en roulis.

ξ_{φ_∞} : amortissement réduit en roulis.

La raideur équivalente en roulis résulte encore de la superposition de la raideur des barres antiroulis et de la raideur hydraulique de suspension. Toutefois, la raideur hydraulique s'obtient ici différemment. **Cette raideur est la somme de la raideur des sphères avant s'appuyant sur la section porteuse équivalente en roulis avant et de la raideur des sphères de compensation arrière s'appuyant sur la section porteuse équivalente en roulis arrière.** Les conduites longitudinales assurent simplement l'égalité des pressions statiques entre l'avant et l'arrière et découplent les raideurs de suspension.

Numériquement, on obtient :

$$\square H_{\varphi_\infty} = 88300 \text{ N/m} \quad : \text{ raideur d'origine hydraulique équivalente en roulis.}$$

Cette raideur est du même ordre de grandeur que celle calculée précédemment. Ce résultat provient de sections porteuses avant et arrière de valeur comparable et de l'égalité des capacités des circuits bleu et vert.

L'amortissement hydraulique n'est pas modifié et au final, les caractéristiques en roulis sont identiques au premier cas :

- $f_{\varphi-\sigma} = 1.7 \text{ Hz}$: fréquence naturelle en roulis.
- $\xi_{\varphi-\sigma} = 0.25$: amortissement réduit en roulis.

Le tableau (5-1) présente les fréquences naturelles et les amortissements réduits en roulis pour plusieurs répartitions des capacités hydrauliques entre l'avant et l'arrière. La fréquence et donc la raideur en roulis augmentent lorsque l'écart entre les 2 capacités s'accroît. Comme l'amortissement ne change pas, l'amortissement réduit diminue.

Répartition sphères avant et compensation arrière (%)	5/95	25/75	50/50	75/25	95/5
Fréquence naturelle en roulis (Hz)	4.2	2.1	1.7	1.9	3.7
Amortissement réduit en roulis	0.10	0.21	0.25	0.23	0.12

Tableau (5-1)

Cas général.

Dans le cas général, les caractéristiques du véhicule en roulis se situent entre les deux cas extrêmes exposés précédemment.

Le terme ω_1 qui apparaît dans le polynôme caractéristique représente en quelque sorte la pulsation caractéristique des conduites longitudinales. On constate que si cette pulsation est beaucoup plus grande que la dynamique du véhicule en roulis, les conduites peuvent être considérées comme étant de diamètres importants, et dans le cas contraire comme étant de diamètres très faibles.

En pratique, un diamètre de 8 mm conduit toujours à une dynamique grand diamètre, un diamètre de 2 mm correspond au cas faible diamètre.

Le rapport des amortissements conduites entre ces 2 cas est considérable (256). Les dynamiques véhicules des cas intermédiaires sont représentées dans l'annexe (5-2) pour diverses répartitions des capacités hydrauliques entre l'avant et l'arrière. A chaque fois, sont représentés le gain et la phase de la fonction de transfert en roulis définie comme le rapport du déplacement de la caisse sur le déplacement du sol (les roues gauches et les roues droites sont soumises à des sollicitations du sol sinusoïdales et déphasées de 180 degrés).

On constate tout d'abord dans le cas de la répartition choisie (mêmes capacités à l'avant et à l'arrière) que les caractéristiques en roulis sont indépendantes du diamètre des conduites longitudinales. Il n'y a là rien d'étonnant puisque les deux cas extrêmes possèdent des dynamiques identiques.

Par contre, lorsque l'écart entre les capacités avant et de compensation arrière augmente, l'influence du diamètre des conduites longitudinales est plus importante. Là encore, cela n'est pas étonnant puisque les deux dynamiques extrêmes s'éloignent de plus en plus l'une de l'autre.

On constate de plus, qu'il existe un diamètre de conduite longitudinale pour lequel l'amortissement en roulis est maximum (visible à travers l'amplitude à la résonance). Cette propriété semble intéressante, mais il reste à voir si elle est compatible avec la dynamique de répartition des efforts au sol en roulis tant passivement qu'avec une activation des circuits.

Détermination de la répartition des efforts au sol en roulis.

Etude statique.

L'un des rôles de la suspension est de fixer la répartition des efforts au sol en virage.

L'expression des efforts délivrés par la suspension à l'avant et à l'arrière en régime statique en réponse à un moment de roulis est la suivante (en regard du Bond-Graph représentatif en roulis) :

$$F_{av} = 2K_{av}q_{\varphi_{Kav}} + \frac{S_{\varphi_{av}}}{C_{av}}q_{\varphi_{av}} \quad \{5-17\}$$

$$F_{ar} = 2K_{ar}q_{\varphi_{Kar}} + \frac{S_{\varphi_{ar}}}{C_{aux}}q_{\varphi_{ar}} \quad \{5-18\}$$

Chacun de ces efforts est la somme d'un effort délivré par la barre antiroulis et d'un effort délivré par la suspension hydraulique. La connaissance de ces efforts s'obtient par l'écriture de la matrice d'état en régime statique.

$$0 = A_{\varphi}x_{\varphi} + B_{\varphi}u_{\varphi} \quad \{5-19\}$$

avec :

$$x_{\varphi} = \begin{pmatrix} q_{\varphi_{av}} \\ q_{\varphi_{ar}} \\ q_{\varphi_{Kav}} \\ q_{\varphi_{Kar}} \\ 0 \end{pmatrix} \text{ et } u_{\varphi} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ M_{0_{\varphi}} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Cette égalité fournit seulement deux équations indépendantes dans le cas où l'avant et l'arrière sont reliés (via les conduites longitudinales) et une seule équation dans le cas où l'avant et l'arrière sont découplés (cas de $r_l = \infty$).

$$\frac{q_{\varphi_{av}}}{C_{av}} = \frac{q_{\varphi_{ar}}}{C_{aux}} \text{ lorsque } r_l \neq \infty \quad \{5-20\}$$

$$d \frac{S_{\varphi_{av}}}{C_{av}} q_{\varphi_{av}} + d \frac{S_{\varphi_{ar}}}{C_{aux}} q_{\varphi_{ar}} + 2dK_{av}q_{\varphi_{Kav}} + 2dK_{ar}q_{\varphi_{Kar}} + M_{0_{\varphi}} = 0 \quad \{5-21\}$$

La première égalité exprime l'égalité des pressions avant et arrière.

La seconde peut se réécrire en fonction des efforts au sol F_{av} et F_{ar} :

$$d(F_{av} + F_{ar}) + M_{0_{\varphi}} = 0 \quad \{5-22\}$$

Cette équation exprime donc la reprise du moment en virage par la suspension.

De nouvelles égalités s'obtiennent par l'écriture de la matrice d'état sous sa forme intégrale :

$$x_{\varphi} = A_{\varphi} \int x_{\varphi} dt + B_{\varphi} \int u_{\varphi} dt \quad \{5-23\}$$

$$q_{\varphi_{Kav}} = q_{\varphi_{Kar}} \quad \{5-24\}$$

$$q_{\varphi_{av}} + q_{\varphi_{ar}} = S_{\varphi_{av}}q_{\varphi_{Kav}} + S_{\varphi_{ar}}q_{\varphi_{Kar}} \text{ pour } r_l \neq \infty \quad \{5-25\}$$

$$q_{\varphi_{av}} = -S_{\varphi_{av}}q_{\varphi_{Kav}} \text{ pour } r_l = \infty \quad \{5-26\}$$

$$q_{\varphi_{ar}} = -S_{\varphi_{ar}} q_{\varphi_{Kar}} \text{ pour } r_l = \infty \quad \{5-27\}$$

La première égalité exprime la rigidité de la caisse (déplacement identique à l'avant et à l'arrière). Les autres égalités mettent en correspondance le débattement de la suspension à l'avant et à l'arrière avec le volume de fluide déplacé. Après réduction de ce système, on aboutit aux équations suivantes :

$$\gamma = \frac{F_{av}}{F_{ar}} = \frac{2K_{av} + \frac{S_{\varphi_{av}}(S_{\varphi_{av}} + S_{\varphi_{ar}})}{C_{av} + C_{aux}}}{2K_{ar} + \frac{S_{\varphi_{ar}}(S_{\varphi_{av}} + S_{\varphi_{ar}})}{C_{av} + C_{aux}}} \text{ pour } r_l \neq \infty \quad \{5-28\}$$

$$\gamma = \frac{F_{av}}{F_{ar}} = \frac{2K_{av} + \frac{S_{\varphi_{av}}^2}{C_{av}}}{2K_{ar} + \frac{S_{\varphi_{ar}}^2}{C_{aux}}} \text{ pour } r_l = \infty \quad \{5-29\}$$

avec : γ : rapport de répartition entre les efforts avant et les efforts arrière en roulis.

Dans le cadre de l'étude de la suspension active 3C, le véhicule considéré ne possède pas de barres anti-roulis. Ce choix s'impose pour disposer d'une répartition des efforts en roulis uniquement hydraulique et identique qu'il y ait ou pas d'activation. Les deux égalités précédentes deviennent :

$$\gamma = \frac{F_{av}}{F_{ar}} = \frac{S_{\varphi_{av}}}{S_{\varphi_{ar}}} \text{ pour } r_l \neq \infty \quad \{5-30\}$$

$$\gamma = \frac{F_{av}}{F_{ar}} = \frac{S_{\varphi_{av}}^2 / C_{av}}{S_{\varphi_{ar}}^2 / C_{aux}} \text{ pour } r_l = \infty \quad \{5-31\}$$

La répartition des efforts est déterminée par le rapport des surfaces porteuses équivalentes en roulis entre l'avant et l'arrière (et nullement par les capacités hydrauliques). Dans le cas limite de conduites très amorties (un cas purement théorique) pour lequel les sphères avant et de compensation arrière sont découplées, la répartition des efforts est fixée par le rapport entre les raideurs équivalentes en roulis avant et arrière.

Application numérique.

Cas d'un amortissement longitudinal non infini :

- 54% des efforts à l'avant et 46% à l'arrière (pourcentage par rapport à la somme des 2 efforts).

Ce cas correspond à la recherche d'un véhicule sous-vireur, c'est à dire d'un véhicule stable en virage sans dynamique vive. Au contraire, si les efforts sont repris principalement par l'arrière, le véhicule prend un caractère survireur, instable, vif et menant dans les cas critiques plus facilement au tête à queue.

Cas d'un amortissement longitudinal infini.

Le tableau suivant présente les pourcentages d'efforts à l'avant et à l'arrière suivant la répartition choisie dans les capacités hydrauliques entre ces 2 points.

Répartition des capacités (%)	5/95	25/75	50/50	75/25	95/5
% effort à l'avant	96	80	57.5	31	6
% effort à l'arrière	4	20	42.5	69	94

Tableau (5-2)

Comme prévu, les efforts croissent avec la raideur à laquelle ils se réfèrent. Pour l'obtention d'un véhicule sous-vireur, il est nécessaire que les capacités hydrauliques avant soient plus importantes que celles de l'arrière.

Remarque sur l'usage de barres antirollis.

Si la raideur en roulis est jugée insuffisante passivement, **il est toujours possible d'ajouter des barres antirollis sans modifier la répartition des efforts au sol entre le véhicule en phase passive et en phase active.** Pour ce, il suffit de remarquer qu'en phase active, les débattements de suspension sont nuls en régime stationnaire. La répartition en roulis est exclusivement fixée par l'hydraulique comme si les barres antirollis avaient disparu. On retrouve alors une répartition proportionnelle à l'écart entre les surfaces porteuses équivalentes avant et arrière. Une même répartition est assurée passivement avec des barres antirollis si les égalités suivantes sont respectées dans les rapports entre efforts avant et arrière :

$$\frac{F_{av}}{F_{ar}} \frac{2K_{av} + \frac{S_{\varphi_{-av}}(S_{\varphi_{-av}} + S_{\varphi_{-ar}})}{C_{av} + C_{aux}}}{2K_{ar} + \frac{S_{\varphi_{-ar}}(S_{\varphi_{-av}} + S_{\varphi_{-ar}})}{C_{av} + C_{aux}}} = \frac{S_{\varphi_{-av}}}{S_{\varphi_{-ar}}} \text{ pour } r_l \neq \infty \quad \{5-32\}$$

Cette égalité se réécrit avantageusement :

$$\boxed{\frac{K_{av}}{K_{ar}} = \frac{S_{\varphi_{-av}}}{S_{\varphi_{-ar}}}} \quad \{5-33\}$$

En conclusion, **il suffit que le rapport de raideur antirollis entre l'avant et l'arrière soit identique au rapport des surfaces porteuses équivalentes entre l'avant et l'arrière.**

Etude dynamique.

Pour étudier la dynamique des efforts au sol en roulis, nous avons tracé la réponse temporelle des efforts de suspension avant et arrière à une sollicitation de type échelon sur le moment en roulis. Ce type de sollicitation est caractéristique d'une mise en virage du véhicule.

Les figures de l'annexe (5-3) représentent les réponses observées dans les efforts pour différents cas de répartition de la capacité hydraulique en roulis entre l'avant et l'arrière ainsi que pour différents diamètres de conduites longitudinales.

On observe des tendances similaires aux mouvements de la caisse en roulis :

- Existence d'un diamètre de conduite qui maximise l'amortissement de la réponse en effort. (phénomène surtout visible dans les cas extrêmes de répartition).
- Insensibilité de la suspension pour la répartition choisie (50/50) par rapport au diamètre des conduites longitudinales.**

□ **Insensibilité de la suspension à la répartition des capacités hydrauliques entre l'avant et l'arrière dans le cas de conduites longitudinales de grands diamètres.** Cette insensibilité s'explique par le faible amortissement des conduites.

Si les sphères avant sont beaucoup plus souples que les sphères de compensation arrière (ce qui inclut le cas limite où les sphères de compensation n'existent plus), et les conduites longitudinales de diamètres trop faibles, on observe que les efforts arrière deviennent supérieurs aux efforts avant pendant un instant de plus en plus long (le système tend vers le cas de conduites infiniment amorties). Ce comportement est néfaste au véhicule puisqu'il favorise le survirage et peut conduire au tête à queue. Un tel dimensionnement doit être écarté.

Dans le cas de conduites de grands diamètres, les efforts avant deviennent pendant un instant donné du même ordre de grandeur que les efforts arrière. Ce phénomène est propre à la suspension 3C et ne se retrouve pas sur une suspension de série pour laquelle les efforts avant sont à tous instants supérieurs aux efforts arrière. Ce phénomène n'apparaît pas être un inconvénient dans la pratique.

Dans le cadre de l'activation d'une suspension à 3 circuits, il est nécessaire d'utiliser des conduites de grands diamètres pour limiter au maximum les pertes de charges. En effet, le roulis du véhicule est exclusivement corrigé par les correcteurs des circuits vert et bleu. Pour assurer une bonne répartition des efforts, ces correcteurs devront injecter du débit dans les éléments porteurs arrière. Le fluide devra obligatoirement transiter par les conduites longitudinales et par conséquent sera soumis à leur amortissement propre. Voilà pourquoi, des conduites de grand diamètre s'imposent pour limiter les pertes de charges dans le cas d'une suspension active. Mais il reste à vérifier si ce choix est compatible avec la dynamique du véhicule en pompage et en tangage et d'étudier dans quelle mesure l'inertie de ces conduites modifie les caractéristiques du véhicule sur la gamme de fréquence de 3 à 20 Hz.

5.3.1.4. Etude de la dynamique en pompage-tangage.

En reprenant l'équation d'état en correspondance avec ces deux modes associée au modèle Bond-Graph (figure (5-11)), le calcul fournit le polynôme caractéristique suivant :

$$P_{z_\theta}(s) = s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 \quad \{5-34\}$$

avec les notations suivantes :

$$a_4 = \omega_l + \frac{B_{av}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{B_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} \quad \{5-35\}$$

$$a_3 = \left(\frac{B_{av} B_{ar}}{M M_\theta} + \left(\frac{B_{av}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{B_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} \right) \omega_l + \left(\frac{H_{av_\infty}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{H_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} \right) \right) \quad \{5-36\}$$

$$a_2 = \left(\frac{H_{av_0}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{H_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} \right) \omega_l + \frac{1}{M_\theta M} (B_{av} H_{ar} + B_{ar} H_{av_\infty} + B_{av} B_{ar} \omega_l) \quad \{5-37\}$$

$$a_1 = \frac{1}{M_\theta M} \left((B_{av} H_{ar} + B_{ar} H_{av_0}) \omega_l + H_{av_\infty} H_{ar} \right) \quad \{5-38\}$$

$$a_0 = \frac{1}{M_\theta M} H_{av_0} H_{ar} \omega_l \quad \{5-39\}$$

$$e = e_{av} + e_{ar} \quad \{5-40\}$$

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_{av}} + \frac{1}{C_{aux}} \quad \{5-41\}$$

$$\frac{1}{M_{\theta_{av}}} = 2 \left(\frac{1}{M} + \frac{e_{av}^2}{J_{\theta}} \right) \quad \{5-42\}$$

$$\frac{1}{M_{\theta_{ar}}} = 2 \left(\frac{1}{M} + \frac{e_{ar}^2}{J_{\theta}} \right) \quad \{5-43\}$$

$$M_{\theta} = \frac{J_{\theta}}{(2e)^2} \quad \{5-44\}$$

$$B_{av} = (S_{av} - s_{av})^2 r_t + s_{av}^2 R_{av} \quad \{5-45\}$$

$$B_{ar} = (S_{ar} - s_{ar})^2 r_t + s_{ar}^2 R_{ar} \quad \{5-46\}$$

$$H_{av_{\infty}} = \frac{s_{av}^2}{C_{av}} \quad \{5-47\}$$

$$H_{av_0} = \frac{s_{av}^2}{C_{av} + C_{aux}} \quad \{5-48\}$$

$$H_{ar} = \frac{s_{ar}^2}{C_{ar}} \quad \{5-49\}$$

avec les définitions suivantes :

- e : empattement du véhicule.
- $M_{\theta_{av}}$: masse équivalente de pompage tangage avant.
- $M_{\theta_{ar}}$: masse équivalente de pompage tangage arrière.
- M_{θ} : masse équivalente en pompage tangage.
- B_{av} : amortissement en pompage avant.
- B_{ar} : amortissement en pompage arrière.
- $H_{av_{\infty}}$: raideur de pompage avant (conduites longitudinales infiniment amorties).
- H_{av_0} : raideur de pompage avant (conduites longitudinales sans amortissement).
- H_{ar} : raideur de pompage arrière.

Cas de conduites longitudinales de grands diamètres.

En faisant tendre l'amortissement conduite r_t vers zéro, la pulsation conduite ω_1 tend vers l'infini. Le polynôme caractéristique (formule {5-34}) se réduit alors à l'expression suivante :

$$P_{z_{\theta_0}} = s^4 + \left(\frac{B_{av}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{B_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} \right) s^3 + \left(\frac{H_{av_0}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{H_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} + \frac{B_{av} B_{ar}}{M_{\theta} M} \right) s^2 + \frac{1}{M_{\theta} M} (B_{av} H_{ar} + B_{ar} H_{av_0}) s + \frac{H_{av_0} H_{ar}}{M_{\theta} M} \quad \{5-50\}$$

Dans le cas particulier où les masses avant et arrière sont localisées sur leur essieu respectif, ce polynôme se simplifie pour aboutir au découplage des modes avant et arrière avec :

$$P_{z_{\theta_0}} = \left[s^2 + \frac{B_{av}}{M_{av}} s + \frac{H_{av_0}}{M_{av}} \right] \left[s^2 + \frac{B_{ar}}{M_{ar}} s + \frac{H_{ar}}{M_{ar}} \right] = \left[s^2 + 2\xi_{av_0} \omega_{av_0} s + \omega_{av_0}^2 \right] \left[s^2 + 2\xi_{ar} \omega_{ar} s + \omega_{ar}^2 \right] \quad \{5-51\}$$

en utilisant l'égalité suivante entre l'inertie en tangage et la masse du véhicule :

$$J_{\theta} = e_{av}e_{ar}M \quad \{5-52\}$$

et avec les notations suivantes :

- M_{av} : demi masse sur l'essieu avant.
 M_{ar} : demi masse sur l'essieu arrière.

de telle sorte que :

$$M = 2(M_{av} + M_{ar}) \quad \{5-53\}$$

et également :

$$\omega_{av_0} = \sqrt{\frac{H_{av_0}}{M_{av}}} \quad \{5-54\}$$

$$\omega_{ar} = \sqrt{\frac{H_{ar}}{M_{ar}}} \quad \{5-55\}$$

$$\xi_{av_0} = \frac{B_{av}}{2\sqrt{H_{av_0}M_{av}}} \quad \{5-56\}$$

$$\xi_{ar} = \frac{B_{ar}}{2\sqrt{H_{ar}M_{ar}}} \quad \{5-57\}$$

- ω_{av_0} : pulsation naturelle de la suspension avant.
 ω_{ar} : pulsation naturelle de la suspension arrière.
 ξ_{av_0} : amortissement réduit de la suspension avant.
 ξ_{ar} : amortissement réduit de la suspension arrière.

La raideur avant est fixée par la somme des capacités hydrauliques avant et de compensation arrière $C_{av}+C_{aux}$ et la section de tige avant.

La raideur arrière est fixée par les capacités du circuit rouge et les sections de tige arrière.

Les amortissements dépendent des caractéristiques des amortisseurs mais aussi des caractéristiques des conduites transversales. Là encore, il est nécessaire de vérifier l'importance des amortissements conduites par rapport aux amortissements des restrictions.

Application numérique.

- $S_{av} = 6.8 \text{ cm}^2$: section vérin avant.
- $S_{av} = 4.72 \text{ cm}^2$: section tige avant.
- $S_{ar} = 7.79 \text{ cm}^2$: section vérin arrière.
- $S_{ar} = 3.98 \text{ cm}^2$: section tige arrière.
- $C_{av}+C_{aux} = 3.1 \text{ cm}^3/\text{bar}$: capacité totale avant.
- $C_{ar} = 2.33 \text{ cm}^3/\text{bar}$: capacité sphères arrière.
- $H_{av_0} = 7200 \text{ N/m}$: raideur avant par roue.

<input type="checkbox"/> $H_{ar} = 6800 \text{ N/m}$: raideur arrière par roue.
<input type="checkbox"/> $R_{av} = 0.84 \text{ Bar/l/min}$: amortissement linéarisé avant.
<input type="checkbox"/> $R_{ar} = 1.06 \text{ Bar/l/min}$: amortissement linéarisé arrière.
<input type="checkbox"/> $r_1 = 0.11 \text{ Bar/l/min}$: amortissement conduites transversales.
<input type="checkbox"/> $S_{av}-S_{av} = 2.08 \text{ cm}^2$: différence de section vérin tige avant.
<input type="checkbox"/> $S_{ar}-S_{ar} = 3.81 \text{ cm}^2$: différence de section vérin tige arrière.
<input type="checkbox"/> $R_{av}(S_{av})^2 = 1125 \text{ N/m/s}$: amortissement des restrictions avant.
<input type="checkbox"/> $R_{ar}(S_{ar})^2 = 1007 \text{ N/m/s}$: amortissement des restrictions arrière.
<input type="checkbox"/> $r_1(S_{av}-S_{av})^2 = 30 \text{ N/m/s}$: amortissement conduites transversales avant.
<input type="checkbox"/> $r_1(S_{ar}-S_{ar})^2 = 100 \text{ N/m/s}$: amortissement conduites transversales arrière.

On constate que les amortissements des conduites transversales sont faibles devant ceux des restrictions en correspondance. L'arrière constitue le cas le plus critique puisque l'amortissement des conduites représente 10% de l'amortissement des restrictions arrière du circuit rouge. Il s'agit d'un cas limite. En aucun cas, il ne faut utiliser des restrictions arrière munies de gicleurs de diamètres plus importants. Les conduites ne sont pas faites pour amortir. Elles ne doivent être que des lignes de transfert de la puissance hydraulique entre les éléments porteurs.

Finalement, les caractéristiques du véhicule sont les suivantes.

- $f_{av_0} = 0.64 \text{ Hz}$
- $f_{ar} = 0.71 \text{ Hz}$
- $\xi_{av_0} = 0.32$
- $\xi_{ar} = 0.33$

Cas de conduites longitudinales de faibles diamètres.

En faisant tendre l'amortissement conduite r_1 vers l'infini, la pulsation conduite ω_1 tend vers zéro. Le polynôme caractéristique (formule {5-34}) se réécrit alors :

$$P_{z_{\theta_{\infty}}} = s \left[s^4 + \left(\frac{B_{av}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{B_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} \right) s^3 + \left(\frac{H_{av_{\infty}}}{M_{\theta_{av}}} + \frac{H_{ar}}{M_{\theta_{ar}}} + \frac{B_{av}B_{ar}}{M_{\theta}M} \right) s^2 + \frac{1}{M_{\theta}M} (B_{av}H_{ar} + B_{ar}H_{av_{\infty}}) s + \frac{H_{av_{\infty}}H_{ar}}{M_{\theta}M} \right] \quad \{5-58\}$$

Dans le cas particulier où les masses avant et arrière sont localisées sur leur essieu respectif, ce polynôme se factorise pour aboutir au découplage des modes avant et arrière avec :

$$P_{z_{\theta_{\infty}}} = s \left[s^2 + \frac{B_{av}}{M_{av}} s + \frac{H_{av_{\infty}}}{M_{av}} \right] \left[s^2 + \frac{B_{ar}}{M_{ar}} s + \frac{H_{ar}}{M_{ar}} \right] \quad \{5-59\}$$

$$= s \left[s^2 + 2\xi_{av_{\infty}} \omega_{av_{\infty}} s + \omega_{av_{\infty}}^2 \right] \left[s^2 + 2\xi_{ar} \omega_{ar} s + \omega_{ar}^2 \right]$$

avec :

$$\omega_{av_{\infty}} = \sqrt{\frac{H_{av_{\infty}}}{M_{av}}} \quad \{5-60\}$$

$$\xi_{av_{\infty}} = \frac{B_{av}}{2\sqrt{H_{av_{\infty}}M_{av}}} \quad \{5-61\}$$

$\omega_{av_{\infty}}$: pulsation naturelle de la suspension avant.

$\xi_{av_{\omega}}$: amortissement réduit de la suspension avant.

La raideur avant du véhicule est déterminée uniquement par les capacités hydrauliques avant s'appuyant sur les sections de tige des éléments porteurs. Elle est donc plus raide que dans le cas précédent.

L'amortissement reste inchangé par rapport au cas de conduites longitudinales de grands diamètres.

Les caractéristiques arrière ne sont pas modifiées.

Numériquement, les caractéristiques avant deviennent :

$$\square f_{av_{\omega}} = 0.91 \text{ Hz}$$

$$\square \xi_{av_{\omega}} = 0.23$$

La fréquence naturelle est plus élevée et comme l'amortissement n'a pas changé, l'amortissement réduit est plus faible.

Cas général.

On se limite au cas où les masses avant et arrière sont localisées sur leur essieu respectif. Le polynôme caractéristique se réduit à l'expression suivante :

$$P_{z_{\theta_*}} = \left[s^3 + \left(\omega_l + \frac{B_{av}}{M_{av}} \right) s^2 + \left(\frac{B_{av}}{M_{av}} \omega_l + \frac{H_{av_{\infty}}}{M_{av}} \right) s + \frac{H_{av_0}}{M_{av}} \omega_l \right] \left[s^2 + \frac{B_{ar}}{M_{ar}} s + \frac{H_{ar}}{M_{ar}} \right] \quad \{5-62\}$$

La dynamique arrière du véhicule est indépendante du diamètre des conduites longitudinales.

Celle de l'avant se place entre les 2 cas extrêmes précédents. Le polynôme du troisième ordre qui la décrit possède la même forme que le polynôme caractéristique en roulis.

Pour juger de l'influence de la répartition de la raideur entre sphères avant et sphères de compensation arrière et de l'importance du diamètre des conduites longitudinales, nous avons tracé les caractéristiques du véhicule excité en pompage et en tangage avec les définitions suivantes :

Le véhicule est dit 'excité en pompage par le sol' lorsque chacune des roues est soumise au même signal sinusoïdal. Dans ces conditions, on observe fréquemment sous la forme d'un diagramme de Bode les mouvements du véhicule à l'avant et à l'arrière.

Le véhicule est dit 'excité dans son mode de tangage' lorsque les roues avant sont soumises à un signal sinusoïdal déphasé de 180 degrés de celui auquel sont soumises les roues arrière. Là encore, on observe les mouvements avant et arrière du véhicule fréquemment.

Comme l'on observe les mêmes tendances en tangage et en pompage, seules sont représentées sur les figures de l'annexe (5-3) les caractéristiques des mouvements du véhicule par rapport au sol à l'avant et à l'arrière en pompage. On retiendra les tendances suivantes :

Insensibilité du système en pompage et en tangage par rapport aux diamètres des conduites longitudinales dans le cas où toute la souplesse est reportée sur les sphères avant. Dans ce genre de situation, ces conduites ne jouent plus aucun rôle amortissant puisque la sphère de compensation est si raide qu'elle ne peut recevoir ou fournir que des volumes de fluides très faibles.

Au contraire, influence très importante des conduites dans le cas où toute la souplesse est reportée à l'arrière puisque le fluide provient essentiellement des sphères de compensation de l'arrière. Les conduites apportent un amortissement qui peut devenir considérable dès que le diamètre est suffisamment faible. Cet amortissement nuit naturellement au confort du véhicule, d'autant plus que

la fréquence de résonance du véhicule en pompage comme en tangage, à l'avant comme à l'arrière croît. Ce phénomène est plus visible sur les mouvements avant du véhicule du fait que la dynamique arrière à travers le polynôme caractéristique est indépendante des caractéristiques des conduites longitudinales. A cela s'ajoute le fait que la dynamique avant se rapproche du cas asymptotique où les conduites sont infiniment amorties et pour lequel la fréquence naturelle est directement liée à la capacité des sphères avant. Plus cette capacité est faible, plus l'avant est raide et la fréquence naturelle devient de plus en plus importante au détriment du confort.

A noter également l'existence d'un diamètre qui maximise l'amortissement dans les deux modes tangage et pompage.

Plus le diamètre des conduites est important, plus le système devient insensible à la répartition de raideur entre les sphères avant et les sphères de compensation arrière.

En définitive, dans le cadre de l'activation de la suspension 3C, on a tout intérêt à utiliser des conduites longitudinales de grands diamètres (à partir de 7 à 8 mm). Ainsi limite-t-on la sensibilité de la suspension à la répartition de raideur. Qui plus est, l'amortissement des conduites est ainsi négligeable devant celui des amortisseurs. Reste alors à étudier l'influence de l'inertie de ces conduites sur les caractéristiques du véhicule pour les fréquences plus élevées.

5.3.1.5. Conclusion sur le dimensionnement de la suspension 3C passive.

A l'issue de cette première analyse de la suspension 3C, il est possible de définir une méthode de dimensionnement qui permet de fixer les grandes caractéristiques du véhicule dans ses différents modes de fonctionnement.

L'objectif de l'ingénieur consiste à déterminer les caractéristiques des éléments de suspension pour obtenir une dynamique donnée du véhicule. Nous avons vu qu'il était souhaitable d'utiliser des conduites transversales et longitudinales de grands diamètres de telle sorte que l'amortissement qu'elles apportent soit négligeable devant celui apporté par les amortisseurs.

Compte tenu de la factorisation du polynôme caractéristique global de la suspension 3C en un polynôme du second ordre en roulis {5-11} et 2 autres polynômes du second ordre {5-51} représentant respectivement la dynamique avant et la dynamique arrière de suspension en pompage-tangage dans le cas limite de conduites d'amortissement négligeable et dans le cas où les masses avant et arrière du véhicule sont placées sur leur essieu respectif, la dynamique du véhicule se ramène en définitive au choix des 7 paramètres suivants :

La pulsation naturelle et l'amortissement réduit en roulis ω_{φ_0} et ξ_{φ_0} ({5-12} et {5-13}).

La pulsation naturelle et l'amortissement réduit avant ω_{av_0} et ξ_{av_0} ({5-54} et {5-56}).

La pulsation naturelle et l'amortissement réduit arrière ω_{ar} et ξ_{ar} ({5-55} et {5-57}).

Le rapport de répartition des efforts au sol entre l'avant et l'arrière en roulis γ ({5-28} et {5-30}).

En fait, la décomposition du polynôme caractéristique global de la suspension 3C en trois polynômes d'ordre 2 correspond à une simplification du modèle en trois sous-modèles distincts de type monoroue. Chacun de ces sous-modèles se déduit immédiatement des représentations Bond-Graphs des figures (5-10) et (5-11) respectivement représentatives de la dynamique en roulis et en pompage-tangage du véhicule. En considérant nul chaque amortissement conduite et en tenant compte de l'égalité {5-52} qui traduit le placement des masses avant et arrière sur leur essieu respectif, nous aboutissons à trois modèles distincts représentatifs respectivement du pompage avant, du pompage arrière et du roulis. Ces trois modèles apparaissent sur la figure (5-12) ainsi que leurs variables d'état

associées. Les modèles en pompage avant et arrière sont exactement de type monoroue. Le modèle en roulis est légèrement différent.

Les sept paramètres énumérés ci-dessus fixent alors la dynamique de ces trois sous modèles. Leurs choix résultent des compromis usuels aux suspensions passives entre la tenue de caisse, le confort vibratoire et les limites de débattement autorisées. La tenue à la route est écartée puisque ces modèles ne reproduisent que les dynamiques basses fréquences de la caisse.

Les paramètres géométriques de suspension se résument pour leur part au choix des huit valeurs:

- La somme des capacités des sphères avant et de compensation arrière des circuits bleu et vert $C_{sav} = C_{sav} + C_{aux}$. Rappelons que la répartition de raideur entre les sphères avant et les sphères de compensation arrière n'influencent pas la dynamique basse fréquence de la caisse dans le cas de conduites longitudinales de grands diamètres. Comme telle est notre hypothèse, seule compte la somme des capacités avant et de compensation arrière.
- La capacité arrière des sphères du circuit rouge C_{ar} .
- L'amortissement avant des restrictions des circuits bleu et vert R_{av} .
- L'amortissement arrière des restrictions du circuit rouge R_{ar} .
- La section de vérin S_{av} et la section de tige s_{av} des éléments porteurs avant.
- La section de vérin S_{ar} et la section de tige s_{ar} des éléments porteurs arrière.

On suppose que la répartition de masse et les inerties du véhicule sont connues ainsi que son empattement e et sa voie moyenne d .

En écrivant les différentes relations entre les huit paramètres géométriques de suspension et les sept paramètres représentatifs de la dynamique du véhicule dans ses trois modes, il apparaît que cinq de ces derniers ne sont pas indépendants les uns des autres. Ces cinq paramètres de la dynamique véhicule sont liés par la relation suivante :

$$\frac{f_{\varphi_0}}{f_{av_0}} = \frac{\omega_{\varphi_0}}{\omega_{av_0}} = \frac{\xi_{\varphi_0}}{\xi_{av_0}} \left(1 + \frac{1}{\gamma} \right)^2 \quad \{5-63\}$$

Cette relation concerne exclusivement les circuits bleu et vert. **Leur disposition induit un couplage entre le mode de pompage tangage avant et le mode de roulis.**

Le rapport entre la fréquence naturelle de roulis et celle de pompage-tangage avant est toujours supérieur au rapport des amortissements réduits qui leur correspondent.

Plus le véhicule est dimensionné sous vireur (c'est-à-dire avec une répartition des efforts en roulis telle qu'ils sont reportés principalement à l'avant du véhicule), plus l'écart entre les 2 rapports diminue.

Autrement dit, lorsque l'on a fixé la dynamique avant en pompage-tangage et la répartition des efforts au sol en roulis, l'augmentation de la fréquence en roulis va de paire avec l'augmentation de l'amortissement réduit qui lui correspond.

Dans le cadre d'un dimensionnement du véhicule, il est d'abord préconisé de choisir l'ensemble des sept paramètres propres à sa dynamique en concordance avec la relation {5-63}. A partir de ce choix, on s'aperçoit qu'il est nécessaire de choisir les sections de tige des éléments porteurs pour que l'ensemble des paramètres de la suspension soient fixés. En effet, des différentes équations entre tous les paramètres, il est aisé d'en déduire les expressions suivantes :

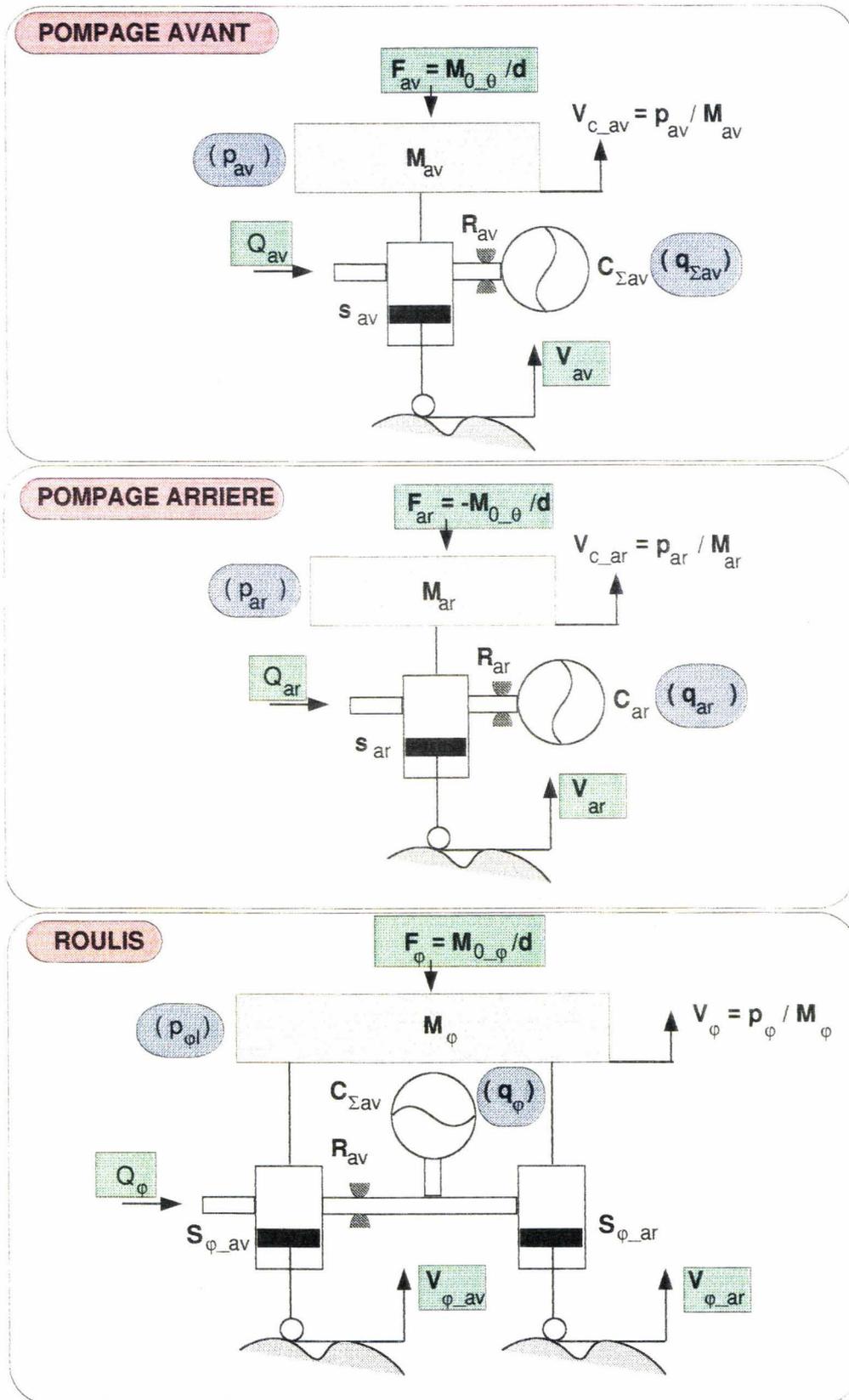


Figure (5-12)
Décomposition du modèle 3ddl en monoroues

$$C_{\Sigma av} = \frac{s_{av}^2}{\omega_{av_0}^2} \frac{1}{M_{av}} \quad \{5-64\}$$

$$R_{av} = \frac{2\xi_{av_0}\omega_{av_0}}{s_{av}^2} M_{av} \quad \{5-65\}$$

$$C_{ar} = \frac{s_{ar}^2}{\omega_{ar}^2} \frac{1}{M_{ar}} \quad \{5-66\}$$

$$R_{ar} = \frac{2\xi_{ar}\omega_{ar}}{s_{ar}^2} M_{ar} \quad \{5-67\}$$

$$S_{av} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{\xi_{\varphi_0}\omega_{\varphi_0}M_{\varphi}}{\xi_{av_0}\omega_{av_0}M_{av}}} + 1 \right) s_{av} \quad \{5-68\}$$

$$S_{ar} = \frac{1}{2\gamma} \left(\sqrt{\frac{\xi_{\varphi_0}\omega_{\varphi_0}M_{\varphi}}{\xi_{av_0}\omega_{av_0}M_{av}}} \right) s_{av} + s_{ar} \quad \{5-69\}$$

Le choix des sections de tige résulte alors d'un compromis entre :

la minimisation des amortissements des conduites transversales qui croissent avec la différence de section entre vérin et tige. En effet ces différences de sections se réécrit :

$$S_{av} - s_{av} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{\xi_{\varphi_0}\omega_{\varphi_0}M_{\varphi}}{\xi_{av_0}\omega_{av_0}M_{av}}} - 1 \right) s_{av} \quad \{5-70\}$$

$$S_{ar} - s_{ar} = \frac{1}{2\gamma} \left(\sqrt{\frac{\xi_{\varphi_0}\omega_{\varphi_0}M_{\varphi}}{\xi_{av_0}\omega_{av_0}M_{av}}} \right) s_{av} \quad \{5-71\}$$

L'amortissement des conduites transversales croit avec la section de tige de l'élément porteur avant. Par conséquent, pour le réduire au minimum, il faut réduire au minimum la section de tige avant.

La limitation de la pression d'équilibre des circuits de suspension. En effet la pression statique de ces circuits résulte de la masse du véhicule s'appuyant sur les sections de tige. La réduction de ces sections a donc pour effet l'augmentation de leur pression statique respective. Comme la pression statique doit rester bien inférieure à la haute pression délivrée par le conjoncteur-disjoncteur du véhicule, la marche de manoeuvre est étroite. A titre indicatif en utilisant le dimensionnement choisi, une diminution de 10% de la section de tige produit une augmentation de la pression statique de 11% .

Les contraintes de déformation des matériaux. La réduction de la section de tige et donc de l'épaisseur des pièces induit un risque plus élevé de déformation de l'élément porteur.

Remarque sur les mouvements de la caisse en réponse à des sollicitations inertielles (freinage, virage, mise en accélération).

Les déplacements statiques de la caisse sur les sollicitations inertielles initiées par le conducteur sont directement liés aux raideurs de suspension en pompage avant, pompage arrière et roulis. Concrètement, plus ces raideurs sont importantes et moins la caisse se déplacera sur ces sollicitations. Les sollicitations de type freinage et accélération générant du pompage et du tangage sur le véhicule sont reprises à l'avant et à l'arrière par H_{av_0} et H_{ar} (formules {5-48} et {5-49}). Pour le roulis, il s'agit de la quantité H_{φ_0} . En utilisant {5-54}, {5-55} et {5-12}, ces trois raideurs se réécrit :

$$H_{av_0} = \omega_{av_0}^2 M_{av} \quad \{5-72\}$$

$$H_{ar} = \omega_{ar}^2 M_{ar} \quad \{5-73\}$$

$$H_{\varphi_0} = \omega_{\varphi_0}^2 M_{\varphi} \quad \{5-74\}$$

On retiendra qu'à répartition de masse constante, ces raideurs et donc la tenue de la caisse aux sollicitations inertielles croissent avec le carré de la pulsation naturelle en correspondance.

Sachant par ailleurs que l'obtention d'un niveau de confort vibratoire véhicule satisfaisant nécessite au contraire des pulsations naturelles réduites, **la tenue de la caisse du véhicule sur les sollicitations inertielles résulte nécessairement d'un compromis.**

Il n'y a dans ce résultat rien de surprenant puisqu'il en est de même pour toute suspension passive. Et d'ailleurs c'est précisément la raison pour laquelle se justifie une activation de la suspension de type correction d'assiette. Ce type d'activation permet alors l'obtention d'une tenue de caisse optimale sans compromis sur le confort vibratoire.

5.3.2. Le modèle 3C linéaire 7ddl.

5.3.2.1. Description du modèle.

Le modèle complet à 3 ddl a permis de dégager les principaux modes de fonctionnement de la suspension 3C et plus particulièrement l'influence des différents paramètres géométriques sur la tenue de la caisse en réponse au sol et aux sollicitations inertielles initiées par le conducteur.

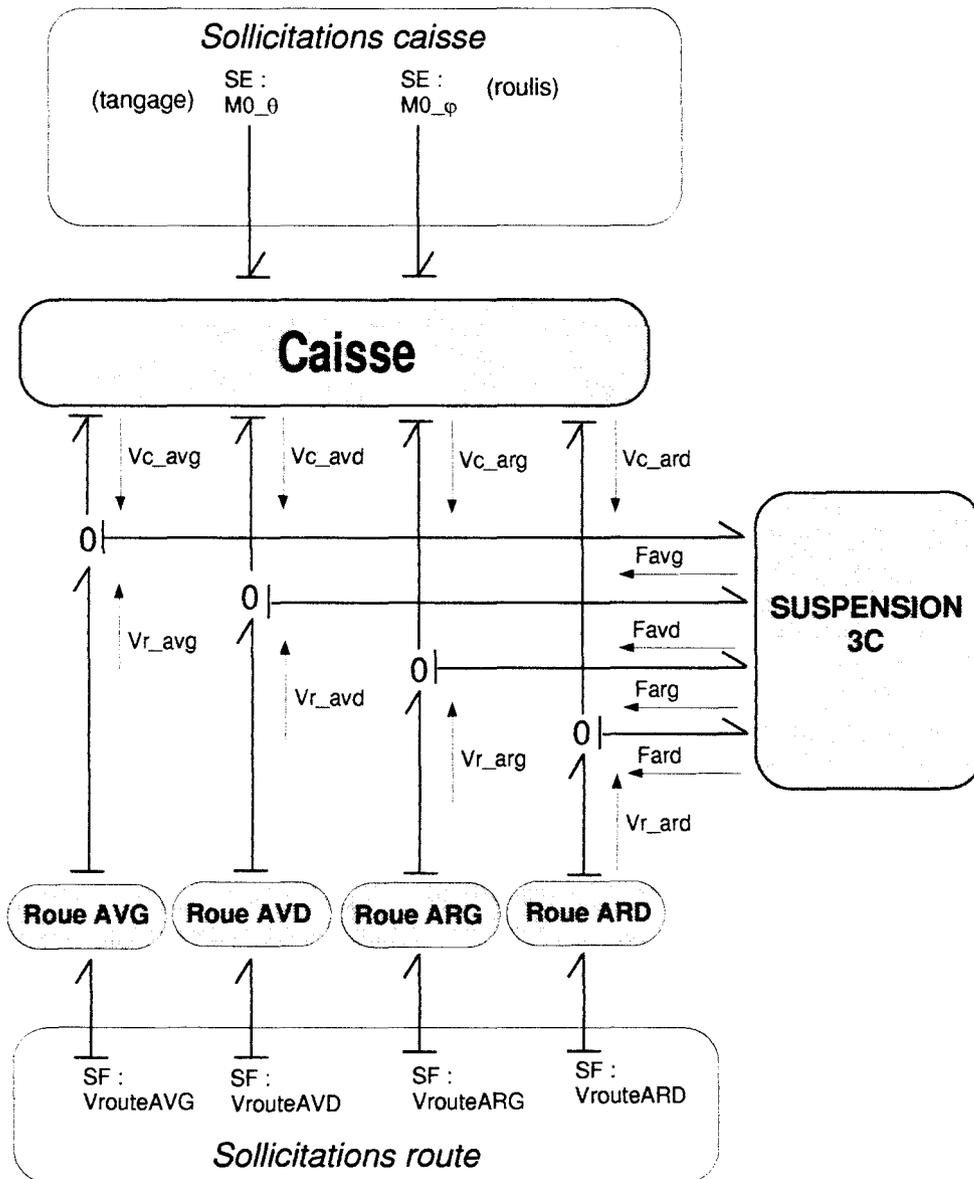


Figure (5-13)
 Suspension 3C : modèle complet 7ddl
 Représentation Bond-Graph générale

Pour pouvoir mieux juger des autres caractéristiques de la suspension que sont le confort et la tenue de route, il est nécessaire de compléter ce modèle par l'adjonction des dynamiques verticales des masses non-suspendues. Ces 2 autres critères concernent une bande fréquentielle plus large incluant les modes de battement de roue.

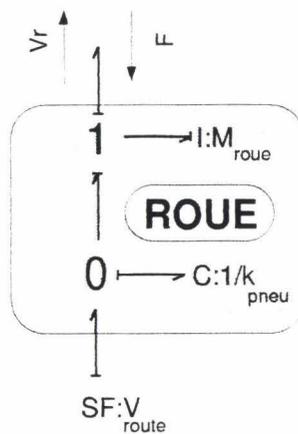


Figure (5-14)
Représentation Bond-Graph masses non suspendues

La représentation Bond-Graph se complexifie singulièrement. La figure (5-13) indique que l'on tient compte de la dynamique des masses non suspendues. Celles-ci apportent chacune 2 ordres supplémentaires (figure (5-14)) à travers l'inertie de la roue et la raideur du pneumatique. La caisse conserve pour sa part la même représentation à 3ddl (figure (5-5)). Côté suspension (figure (5-15) à (5-17)), l'élargissement de la bande passante impose la prise en compte des inerties de conduites. En ce qui concerne les éléments porteurs, chaque chambre est caractérisée par un volume et une compressibilité imposant sa pression et permettant un découplage systématique des différentes conduites. A noter, la présence d'éléments dissipatifs sur chaque élément porteur pour tenir compte des phénomènes de frottements secs. Comme nous nous limiterons dans un premier temps à un modèle linéaire, ces frottements ne sont pas pris en compte. Des raideurs de barres antiroulis enfin apparaissent sur le schéma Bond-Graph à simple titre indicatif. Dans le cadre de l'étude d'une suspension active basée sur l'architecture 3C, nous ne les considérerons pas et le modèle se limite ainsi à un ordre 30. Les équations d'état s'obtiennent alors de façon systématique et une implémentation dans un logiciel tel que MATLAB va nous permettre de les exploiter temporellement et surtout fréquentiellement.

5.3.2.2. Mise en place de critères de caractérisation de la suspension.

Pour exploiter ce modèle, il est absolument nécessaire de définir des critères représentatifs des caractéristiques de la suspension. A ce titre, nous retiendrons 4 domaines attenants aux fonctions de toute suspension et déjà évoqués dans le chapitre précédent : **La tenue de la caisse, la tenue de la route, le confort et les limites de débattements**. Pour caractériser chaque domaine dans chacun des 3 modes véhicule (pompage, tangage et roulis), nous nous attacherons à calculer les fonctions de transfert indiquées sur le tableau (5-3) (Celles-ci ne représentent que l'extension de celles évoquées sur un modèle monoroue).

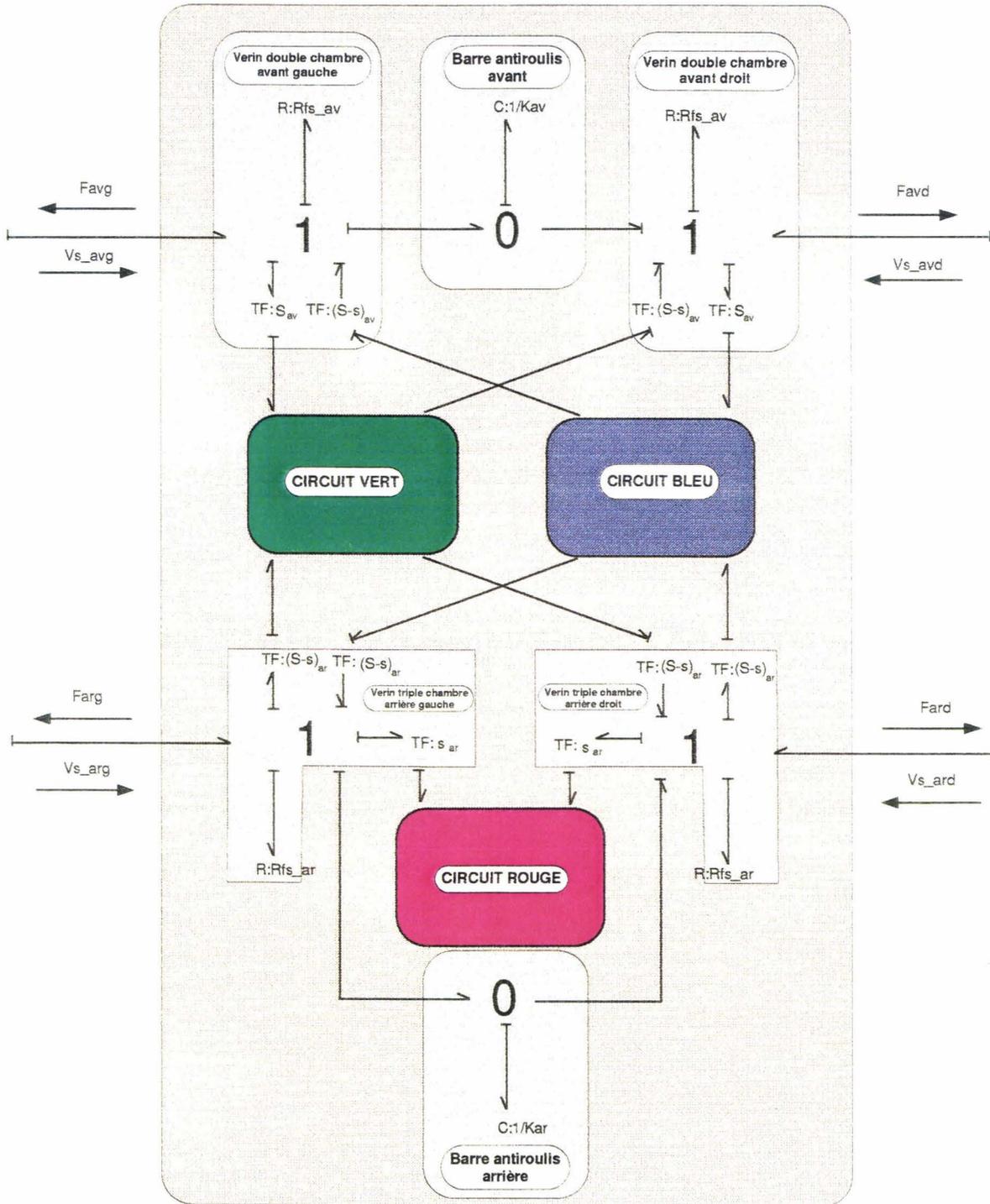


Figure (5-15)
Suspension 3C : modèle complet 7ddl
représentation Bond-Graph mécanique

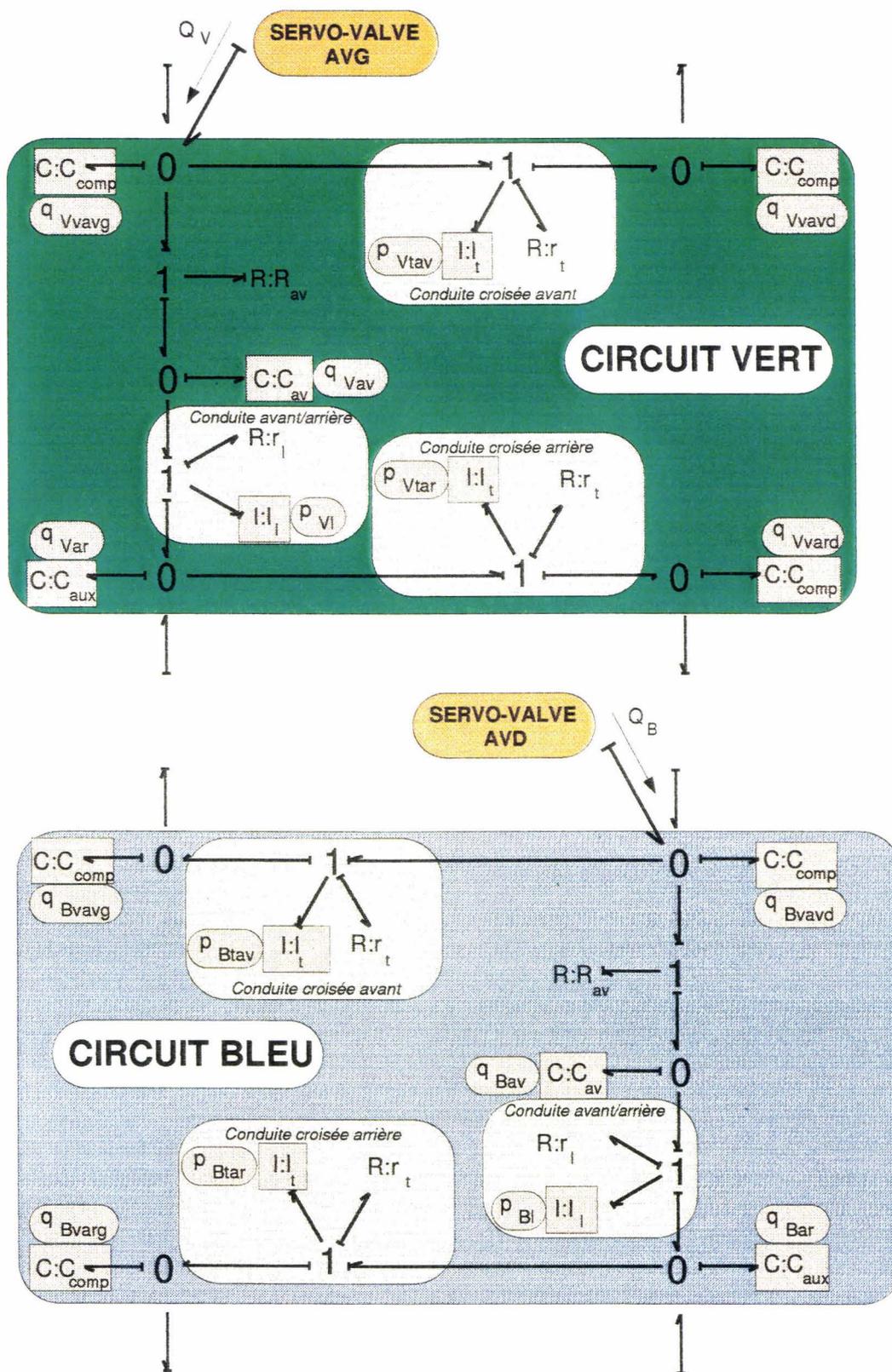


Figure (5-16)
 Suspension 3C : modèle complet 7ddl
 Représentation Bond-Graph circuits hydrauliques avant

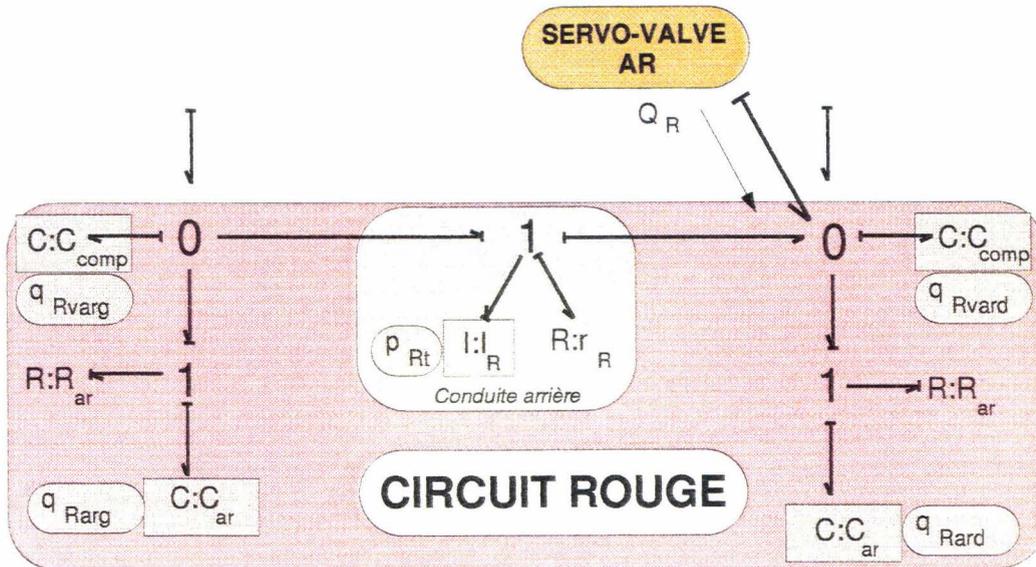


Figure (5-17)
Suspension 3C : modèle complet 7ddl
Représentation Bond-Graph circuit hydraulique arrière

CRITERES	FONCTION DE TRANSFERT REPRESENTATIVE
Tenue de caisse	V_{caisse} / V_{sol}
Tenue de route	V_{roue} / V_{sol}
Confort	F_{susp} / V_{sol}
Débattement	V_{rel} / V_{sol}

Tableau (5-3)

Signalons encore que pour toute l'étude qui suit, nous nous limiterons à des excitations du véhicule en pompage et en roulis. Les courbes obtenues sur des sollicitations en tangage sont très similaires à celles obtenues sur des sollicitations en pompage et par conséquent, nous n'avons pas jugé utile d'y faire référence.

Enfin, nous limiterons également l'étude de la suspension 3C au cas de conduites hydrauliques de grands diamètres. Par 'grands diamètres', nous entendons des conduites d'amortissements négligeables devant ceux des restrictions de suspension.

5.3.2.3. Etude de l'influence de la répartition de raideur de suspension avant et de compensation arrière sur les caractéristiques de la suspension.

Le modèle précédent a permis de montrer que la répartition de raideur entre les sphères avant et celles de compensation arrière avait peu d'influence sur le tenue de caisse du véhicule tant en roulis qu'en phase de pompage-tangage. La prise en compte des dynamiques des masses non suspendues va nous permettre de compléter cette première approche sur les caractéristiques de la suspension 3C par l'étude de l'influence de cette répartition sur le confort et sur la tenue de route.

Cas du pompage-tangage.

On constate que l'influence de la répartition de flexibilité est faible sur le confort et sur la tenue de route du véhicule. Les caractéristiques de suspension sont globalement peu modifiées.

La suspension arrière est indépendante de la répartition des capacités des circuits avant. Cela confirme que l'arrière et l'avant sont peu couplés par la répartition de masse.

Les caractéristiques avant de suspension sont légèrement modifiées lorsque les sphères avant sont trop raides. Dans ce cas l'inconfort augmente légèrement à l'avant, l'amplitude de battement de roue et les débattements de suspension diminuent faiblement.

Dans le cas où les sphères avant sont trop souples, on constate une légère augmentation de l'amplitude de résonance de la caisse à l'avant.

Cas du roulis.

L'influence de la répartition de raideur sur les circuits vert et bleu est surtout apparente sur les mouvements en roulis du véhicule. Les figures de l'annexe (5-5) illustrent ce propos.

TENUE DE CAISSE.

On constate que l'amplitude de résonance de la caisse évolue sensiblement avec la répartition de raideur. L'amplitude la plus élevée est obtenue pour la répartition choisie dans notre dimensionnement pour laquelle les sphères possèdent toute la même raideur. **Cette amplitude est globalement plus élevée que celle calculée par le modèle 3 ddl (2.3).** Cette variation est inattendue a priori puisque le modèle 7 ddl n'apporte que des dynamiques supérieures à 3Hz. Une étude plus fine révèle que l'augmentation d'amplitude est produite par **la flexibilité des pneumatiques avant**. L'introduction dans les équations d'une raideur de pneu cent fois plus élevée ramène l'amplitude de résonance de la caisse à la valeur prévue par le modèle 3 ddl.

La fréquence de résonance quant à elle reste indépendante de la répartition de raideur.

TENUE DE ROUTE.

Les roues avant sont peu sensibles à la répartition de raideur. Leurs mouvements sont très amortis au point que le phénomène de battement de roue n'est plus apparent. Par conséquent la tenue de route des pneus avant est excellente.

Au contraire, **les roues arrière sont très sensibles à la répartition de raideur.** Il apparaît 2 résonances:

* Une première située entre 5 et 10 Hz qui n'apparaît que lorsque l'arrière est suffisamment raide et qui augmente en fréquence et en amplitude avec elle. Celle-ci devient prépondérante sur la seconde à partir de la répartition 90/20.

* Une seconde au-delà de 10Hz et d'amplitude d'autant plus importante que les sphères de compensation sont souples. La fréquence de résonance augmente et l'amplitude diminue lorsque l'arrière gagne en raideur.

Le déphasage des roues arrière par rapport au sol augmente à partir de 5Hz environ avec la raideur des sphères arrière.

En conclusion, **la meilleure configuration correspond au dimensionnement choisi (50/50).** Dans le cas où les sphères de compensation sont plus souples, le battement des roues arrière est plus important. Dans le cas où elles sont plus raides, le déphasage devient trop grand et la bande passante beaucoup plus faible réduisant d'autant la tenue de la roue au sol, même si l'amplitude à la résonance des roues arrière n'est plus très élevée.

Ceci étant dit, les mouvements des roues arrière restent très importants à la résonance dans cette configuration (10 fois plus que les mouvements de la route au lieu de 3 à 5 usuellement). Physiquement,

la résonance des roues arrière provient d'un manque d'amortissement des mouvements du fluide de suspension entre le coté gauche et le coté droit.

Le risque encouru alors est de provoquer un décollage imprévu des roues arrière lors de fortes sollicitations en roulis par le profil routier. La question est de savoir en fait si de telles sollicitations sont susceptibles de se produire. A priori, les amplitudes des sollicitations en roulis sont plus faibles que celles en pompage dans la mesure où le profil routier gauche et droit sont relativement bien corrélés. Ainsi les fréquences de résonance en roulis sont moins sollicitées que celles en pompage-tangage. Comme on s'octroie des dépassements d'environ 3 à 5 en pompage, il est alors légitime de s'octroyer une marge plus importante en roulis sachant que sur ces fréquences, les amplitudes du profil routier sont suffisamment faibles.

Toutefois, le décollage de la roue est aussi susceptible de se produire sur des obstacles isolés (plaque d'égout, nid de poule, trottoir ...) qui engendrent des amplitudes hautes fréquences dans la suspension. A cela, il suffit de remarquer que ce genre de sollicitation n'est pas entretenue et un décollage de la roue est peu probable dans ces conditions.

Quoi qu'il en soit, il sera nécessaire d'effectuer des relevés expérimentaux sur des routes à fortes sollicitations en roulis afin de statuer définitivement sur ce problème.

☐ CONFORT.

Aux basses fréquences (0-5Hz), les efforts de suspension avant sont plus importants que ceux de l'arrière.

Entre 5 et 20 Hz, l'avant restitue également plus d'effort que l'arrière tant que l'arrière n'est pas trop raide.

Concernant l'arrière, il apparaît 2 fréquences de résonance : l'une entre 10 et 20 Hz qui augmente avec la raideur arrière et dont l'amplitude diminue d'abord puis augmente. L'autre entre 5 et 10 Hz qui croît en amplitude essentiellement dès que l'arrière devient plus raide que l'avant.

Concernant **l'avant, beaucoup moins sensible que l'arrière**, on constate une diminution des efforts entre 3 et 10 Hz lorsque celui-ci gagne en souplesse.

Globalement, il est logique de constater que **l'avant est plus inconfortable que l'arrière** dans la mesure où la tenue de route à l'avant est bien meilleure que celle de l'arrière (compromis inhérents aux suspensions passives entre la tenue de route et le confort vibratoire).

Le meilleur compromis correspond au dimensionnement choisi (50/50). Celui-ci conduit au meilleur confort arrière en roulis.

☐ DEBATTEMENT.

L'arrière est encore une fois beaucoup plus sensible que l'avant.

A basses fréquences (0-5Hz), les débattements avant et arrière sont identiques. Seule la caisse se déplace sur ces fréquences et ce résultat n'a rien d'étonnant.

Entre 5 et 20 Hz, **les débattements à l'avant sont faibles** puisque le battement de roue n'existe plus.

Ceux à l'arrière par contre sont considérables en regard d'un battement de roue important. On retrouve les 2 mêmes résonances que précédemment.

5.3.2.4. Etude de l'influence des conduites transversales sur les caractéristiques de suspension

Le modèle 3C explicité dans le paragraphe précédent a montré l'importance des caractéristiques géométriques de ces conduites. En l'occurrence, il est préconisé de choisir leurs diamètres de telle sorte que l'amortissement en résultant soit négligeable devant celui des restrictions. Ainsi, s'assure-t-on que les caractéristiques de ces conduites n'interviennent pas sur le comportement dynamique basse fréquence de la caisse.

Pour juger de la validité de ce résultat et pour évaluer l'influence du diamètre de ces conduites sur les fréquences plus élevées, nous avons tracé les caractéristiques du véhicule par rapport aux mouvements du sol en pompage et en roulis pour trois diamètres de conduite. A titre indicatif, le rapport dans les

amortissements entre les 2 diamètres extrêmes est d'environ 7. **On remarque alors une influence essentiellement sur les caractéristiques arrière du véhicule.**

Cas du pompage

TENUE DE CAISSE.

Comme prévu, les caractéristiques basses fréquences de la caisse sont globalement peu modifiées. L'écart entre chaque courbe est essentiellement visible sur l'amplitude à la résonance. L'augmentation du diamètre des conduites diminue leur amortissement et fort logiquement produit une augmentation de l'amplitude à la résonance de la caisse. L'écart est surtout conséquent entre le diamètre de 6 mm et celui de 8 mm : +10% en amplitude à l'avant et +15% à l'arrière à la résonance.

TENUE DE ROUTE.

Là encore, l'arrière est plus influencée que l'avant. Sur une augmentation du diamètre et surtout entre 6 et 8 mm, on constate une augmentation du battement de roue en amplitude et en fréquence (+15% en amplitude et en fréquence à l'arrière et 5% à l'avant).

CONFORT.

La diminution de l'amortissement des conduites améliore le confort en produisant une diminution des efforts de suspension entre 3 et 20 Hz. Là encore l'écart est surtout visible à l'arrière entre le diamètre de 6 et celui de 8 mm (-30% d'effort à 10 Hz par exemple à l'arrière).

DEBATTEMENT.

L'amortissement des conduites étant plus faibles, les débattements sont plus importants sur les hautes fréquences à partir de 12 Hz environ. L'écart est surtout visible sur l'amplitude et la fréquence des roues arrière. On constate également un écart faible sur les basses fréquences traduisant les modifications sur la résonance arrière de caisse.

Cas du roulis.

TENUE DE CAISSE.

La diminution de l'amortissement conduite sur une augmentation de son diamètre produit une légère augmentation de l'amplitude à la résonance en roulis.

TENUE DE ROUTE.

Le comportement dynamique des roues avant est peu modifié. En revanche celui des roues arrière est très fortement influencé. **Sur une augmentation du diamètre des conduites, le battement en roulis des roues arrière s'accroît considérablement en amplitude (+250%).** Ce résultat n'a rien d'étonnant puisque les mouvements du fluide entre chacune des deux roues arrière sont exclusivement amortis par les conduites transversales.

CONFORT.

Les caractéristiques des efforts de suspension avant sont peu modifiées. En revanche, on constate que ceux de l'arrière voient **une diminution de leur amplitude entre 5 et 15 Hz et donc une amélioration du confort dans cette zone.**

DEBATTEMENT.

En vertu des modifications sur les caractéristiques dynamiques de la caisse et des roues, on constate que les débattements avant sont peu modifiés et que ceux de l'arrière essentiellement sur la résonance des roues arrière.

5.3.2.5. Etude de l'influence des conduites longitudinales sur les caractéristiques de suspension

L'étude du modèle 3C 3 ddl a montré l'intérêt de choisir des conduites longitudinales de grands diamètres pour limiter leur effet amortissant. Le modèle 7ddl précise l'influence du diamètre de ces conduites sur une bande de fréquence plus large incluant les modes de roues.

Cas du pompage

Seules, les caractéristiques de l'avant du véhicule sont sensibles aux variations de diamètre des conduites longitudinales. L'arrière est suffisamment découplée de l'avant pour ne pas être influencée.

TENUE DE CAISSE.

Sous l'effet de la diminution de l'amortissement des conduites, Les mouvements avant de la caisse sont légèrement amplifiés sur la résonance (+10%) et limité ailleurs.

TENUE DE ROUTE.

L'augmentation du diamètre des conduites génère l'apparition d'une résonance avant le mode de battement de roue à l'avant. Cet effet reste limité.

CONFORT.

Les efforts de suspension entre 1 et 5 Hz diminuent tandis qu'au-delà et jusqu'au mode de roue, ils augmentent. C'est pourquoi, il est difficile de savoir si le confort en est amélioré ou pénalisé.

DEBATTEMENT.

Les débattements avant sont légèrement augmentés sur les basses fréquences et atténués sur le mode de roue en vertu des variations des courbes précédentes.

Cas du roulis

Les mouvements de la caisse en roulis ne sont absolument pas modifiés par la variation du diamètre des conduites et c'est pourquoi, nous n'avons pas fait figurer ces courbes. En revanche sur les fréquences plus élevées apparaissent **des variations de comportement surtout visibles à l'arrière.**

TENUE DE ROUTE.

L'amplitude des roues avant est légèrement diminuée entre 5 et 10 Hz et augmente au-delà sans pour autant laisser apparaître de résonance. **L'augmentation du diamètre des conduites est bénéfique aux roues arrière puisqu'elle génère une diminution de la résonance à 13 Hz.** Cet effet est paradoxal a priori puisqu'en augmentant le diamètre de conduite, nous diminuons leur amortissement.

CONFORT.

Le niveau d'effort à l'avant n'est pas modifié. Celui de l'arrière augmente entre 5 et 15 Hz.

DEBATTEMENT.

En vertu de la diminution des mouvements des roues arrière, les débattements de suspension sont atténués. A l'avant, les différences sont faibles.

5.3.3. Conclusion et perspective sur l'étude de la suspension 3C passive

Nous venons d'étudier la suspension passive 3C à l'aide de modèles linéaires de complexité croissante. **Ils ont permis de montrer l'influence de chaque paramètre physique sur le comportement dynamique de la suspension et conduisent alors à une meilleure maîtrise de son dimensionnement pour atteindre un comportement donné.** En somme, chaque modèle représente un véritable outil d'accès à la connaissance du système et aux moyens à mettre en oeuvre pour le maîtriser.

Certes, ces modèles ne prennent pas en compte les non-linéarités que sont les caractéristiques des sphères de suspension, les caractéristiques des restrictions ou encore les phénomènes de frottement sec se produisant sur les éléments porteurs. Néanmoins, ils fournissent **rapidement** des indications sur les tendances de comportement de la suspension. De part leur linéarité, l'obtention de fonctions fréquentielles est quasi-immédiate. Il en serait tout autrement pour des modèles non-linéaires. Il faudrait avoir recours à des calculs de Pseudo-Bode dont les caractéristiques se modifient en fonction de l'amplitude des sollicitations. Par ailleurs, les temps de calculs numériques nécessaires à l'obtention de ces courbes, on le sait, sont extrêmement longs.

En définitive, il est préférable dans un premier temps de se restreindre à des modèles linéaires. Nous verrons que **ce type de modèle est suffisant pour la mise au point de lois de commande**. Qui plus est, les tendances pressenties par ces modèles ont à chaque fois été confirmées par l'expérimentation.

Naturellement, une étude plus précise de la suspension 3C nécessiterait la prise en compte des non-linéarités de suspension. Toujours dans le souci d'appliquer une démarche hiérarchisée, les effets de chacune de ces non-linéarités pourront être dans un premier temps étudiés sur un modèle de type monoroue pour s'y familiariser avant d'être étendues à la suspension complète.

Pour notre part, le modèle de suspension 3C non-linéaire 7 ddl ne sera utilisé qu'à la fin de ce rapport après l'établissement des lois de commande pour juger globalement des différences de comportement dynamiques par rapport au modèle linéaire.

5.4. La suspension 3C active.

L'étude du modèle passif a permis la compréhension et la maîtrise de la dynamique de la suspension 3 C. Nous avons en particulier constaté qu'il était nécessaire d'effectuer un compromis entre le confort vibratoire du véhicule d'une part et la tenue de la caisse aux sollicitations inertielles de caisse d'autre part.

Pour ce soustraire à ce type de compromis inhérent à toute suspension passive, l'étape suivante consiste à activer chaque circuit de suspension dans l'objectif de réaliser une correction de l'assiette du véhicule compatible avec les exigences décrites dans le premier chapitre de ce rapport.

Chaque circuit de suspension est alors muni de son propre actionneur de type servovalve PSA-Thomson qui non seulement effectue une correction de l'assiette du véhicule sur les variations de charge de la caisse (comme toutes les suspensions oléopneumatiques CITROËN) mais aussi dynamiquement sur les actions du conducteur.

La commande, mise en place dans ce paragraphe découle directement de l'étude du chapitre précédent sur un modèle monoroue. En l'occurrence, le principe fondamental de cette commande consiste à associer une boucle d'asservissement des débattements de suspension à une boucle ouverte prédictive d'anticipation à partir de la connaissance des sollicitations caisses initiées par le conducteur.

5.4.1. Mise en place de la commande.

Le raisonnement effectué sur un modèle monoroue s'étend au modèle complet 3C dans la mesure où celui-ci se ramène à l'étude de trois sous-modèles de type monoroue. Ces sous-modèles ont déjà été évoqués précédemment lors de l'étude du dimensionnement basse fréquence de la suspension à partir du modèle complet 3C à 3 ddl.

Pour les obtenir, rappelons que nous avons fait trois hypothèses simplificatrices :

- Le système est parfaitement linéaire, et on ne considère pas les non-linéarités d'amortissement, de raideur et surtout de frottements secs.
- Les amortissements et les inerties de conduites sont négligés.
- Les masses avant et arrière sont ponctuelles et localisées sur leur essieu respectif.

Dans ces conditions, le modèle Bond-Graph se scinde en trois sous-modèles d'ordre 2 caractéristiques des dynamiques de pompage avant, pompage arrière et de roulis. Il suffit alors d'appliquer la même structure de commande sur chaque modèle monoroue.

Néanmoins, nous avons vu dans le chapitre précédent la nécessité d'introduire dans ces modèles la dynamique des masses non suspendues. Ces dynamiques doivent être prises en compte puisque le rôle du filtrage de la commande est justement d'éviter au maximum la perturbation de l'asservissement position vitesse par ces dynamiques de roues de fréquences plus élevées.

Le modèle Bond-Graph de chaque ensemble non suspendue est linéaire. Par ailleurs chaque entrée/sortie de ce modèle peut se décomposer en deux valeurs : l'une relative au pompage et l'autre relative au roulis. Par exemple, la vitesse verticale de la route de l'élément non suspendue avant gauche s'écrit comme la somme d'une vitesse route de pompage avant (moyenne des vitesses routes avant gauche et avant droite) et d'une vitesse route de roulis avant (différence des vitesses routes avant gauche et avant droite).

En invoquant alors le principe de superposition linéaire, chaque modèle Bond-Graph se décompose en deux sous-modèles de même structure mais dont les entrées / sorties diffèrent : l'un reproduit la dynamique de l'ensemble non suspendu en pompage et l'autre en roulis.

En définitive, les trois sous-modèles monoroue d'ordre 2 s'étendent à des ordres 4. La figure (5-18) représentent ces 3 sous-modèles. Si ceux en pompage sont identiques aux modèles monoroues du chapitre précédent, celui en roulis possède quelques particularités. Néanmoins moyennant une adaptation des gains, la commande position-vitesse filtrée décrite précédemment s'applique également à ce modèle.

Le schéma de commande de chaque sous-modèle est représenté sur le figure (5-19).

La correction des mouvements de pompage avant du véhicule s'effectue en calculant la moyenne des débattements avant. Cette quantité constitue l'entrée du correcteur position vitesse filtré afin d'asservir les mouvements de pompage avant du véhicule. **A ce débit de correction, se superpose un débit d'anticipation à partir de la connaissance des efforts de lâcher avant.** Le calcul de ce débit a été explicité dans le chapitre précédent.

La correction des mouvements de pompage arrière du véhicule s'effectue à partir du calcul de la moyenne des débattements arrière de suspension. La structure de cette commande est identique à celle du correcteur des mouvements de pompage avant.

La correction des mouvements de roulis s'effectue exclusivement à partir du calcul de la différence des débattements avant gauche et avant droit du véhicule. Ce choix est délibéré car la correction en roulis s'effectue exclusivement par l'avant du véhicule en injectant ou soustrayant du fluide des circuits bleu et vert. Nous avons décidé à chaque fois d'utiliser des variables de commande localisées au plus près de l'actionneur. La correction des mouvements de pompage avant et arrière est également faite dans cet état d'esprit.

La différence des débattements avant est asservie par un correcteur position vitesse filtré. **A ce débit de correction s'ajoute un débit d'anticipation à partir de la connaissance des efforts inertiels en roulis.** L'algorithme d'anticipation (obtenu à partir des équations d'état du modèle simplifié en roulis 1_{ddl} de la figure (5-18)) diffère légèrement de celui obtenu à partir d'un schéma monoroue classique:

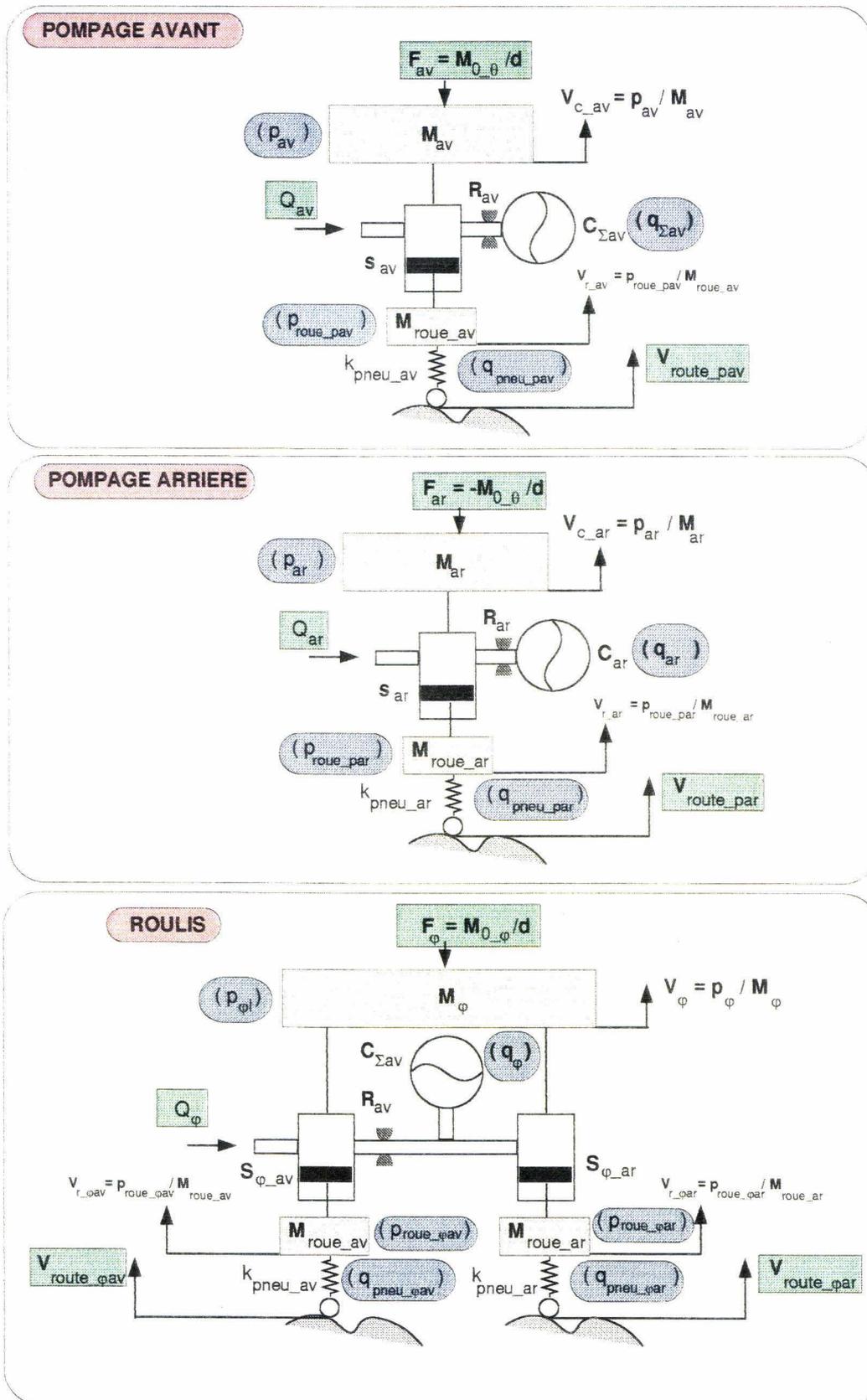


Figure (5-18)
Suspension 3C
Décomposition du modèle 7ddl en monoroues

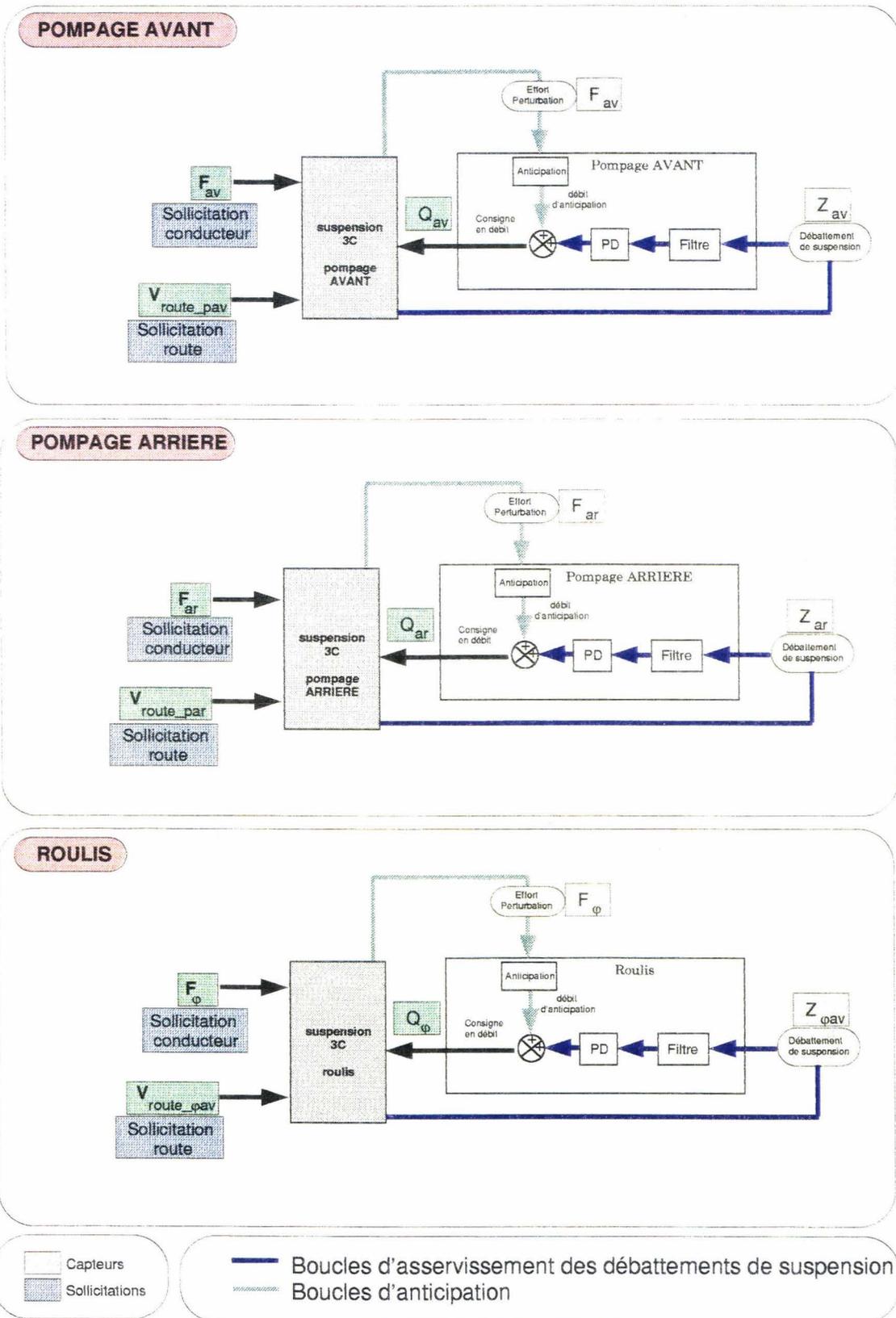


Figure (5-19)
Schéma de commande de la suspension 3C

$$Q_\varphi = \frac{1}{R_{av} S_{\varphi_{av}} p + \frac{S_\varphi}{C_{\Sigma av}}} \dot{F}_\varphi$$

{5-75}

On retiendra que l'amortissement s'appuie sur la section porteuse en roulis avant tandis que la raideur des sphères s'appuie sur la somme des sections porteuses en roulis.

L'assemblage de ces 3 algorithmes de correction (figure (5-20)), définit les 3 débits de correction vert, bleu et rouge. La correction des mouvements de pompage et de roulis revient finalement à l'asservissement des débattements avant gauche, avant droit d'une part et la moyenne des débattements arrière d'autre part. La commande est ainsi 'isostatique' et assurée d'une parfaite stabilité.

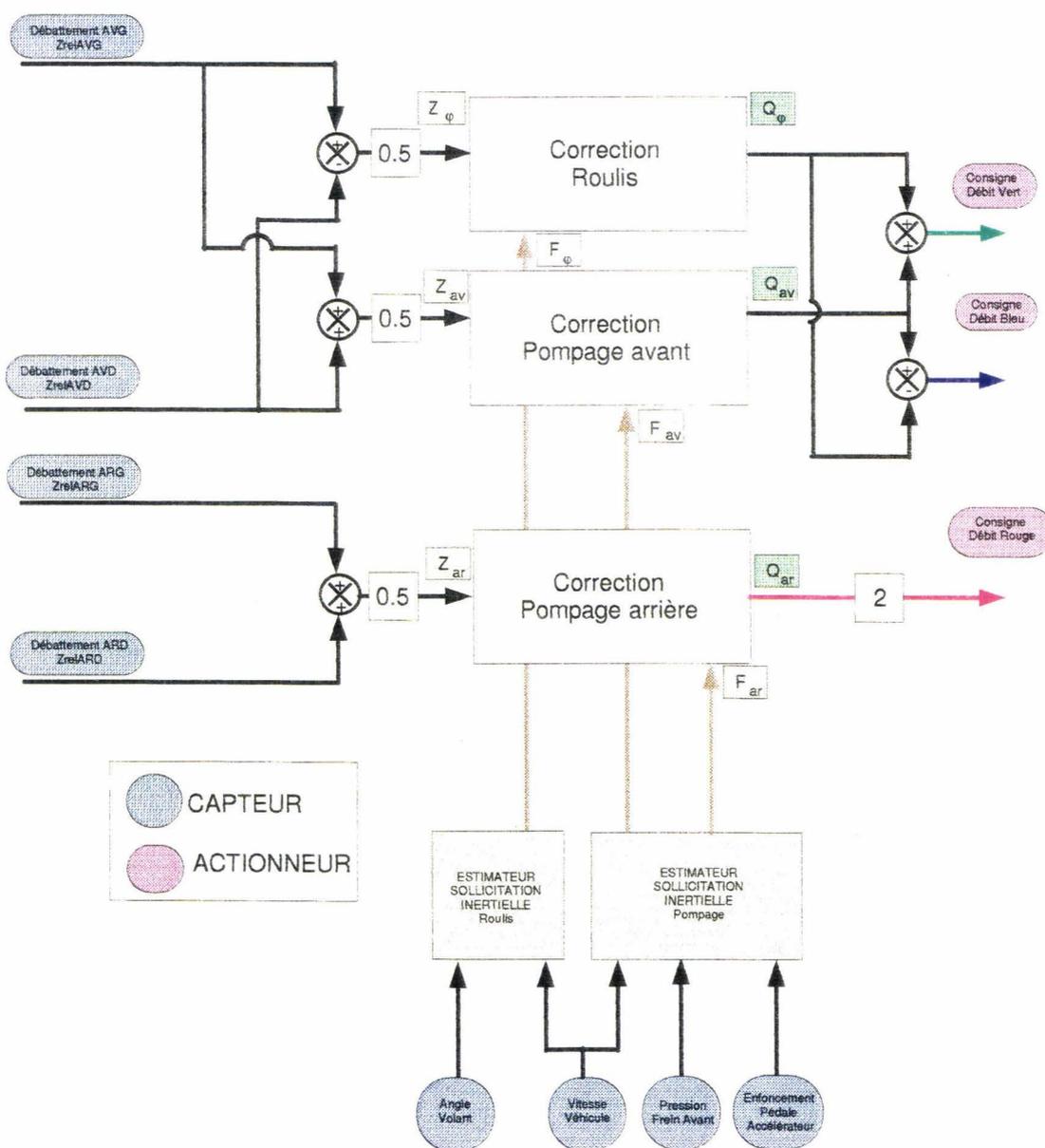


Figure (5-20)
Schéma de commande de la suspension 3C

Les sollicitations inertielles de caisse sont évaluées à partir des différents capteurs disponibles sur le véhicule. Le capteur d'angle au volant doublé de la vitesse véhicule permet d'estimer l'accélération transversale qui provoque le roulis du véhicule. La pression de freinage avant, la position de la pédale d'accélérateur ajoutée à la vitesse véhicule permettent d'estimer les efforts de lâcher avant et arrière provoqué par les actions du conducteur lorsqu'il manoeuvre la pédale de frein ou bien la pédale d'accélérateur. Les algorithmes d'estimation de ces sollicitations inertielles en roulis et en pompage tangage ainsi que les limitations de ces algorithmes ont été présentés dans le chapitre précédent.

Les valeurs numériques choisies pour les gains de la commande et du filtrage sont les suivantes :

$$\begin{aligned}
 k_{p_av} &= 0.0032 && \text{: gain en position pompage avant} \\
 k_{d_av} &= 0.0011 && \text{: gain en vitesse pompage avant} \\
 k_{p_ar} &= 0.0017 && \text{: gain en position pompage arrière} \\
 k_{d_ar} &= 0.00078 && \text{: gain en vitesse pompage arrière} \\
 k_{p_r} &= 0.0032 && \text{: gain en position roulis} \\
 k_{d_r} &= 0.0003 && \text{: gain en vitesse roulis} \\
 \\
 f_c &= 3 \text{ Hz} && \text{: fréquence de coupure de filtrage en pompage} \\
 \xi_c &= 0.3 && \text{: amortissement réduit de filtrage en pompage} \\
 f_{c_r} &= 6 \text{ Hz} && \text{: fréquence de coupure de filtrage en roulis} \\
 \xi_{c_r} &= 0.3 && \text{: amortissement réduit de filtrage en roulis}
 \end{aligned}$$

La fréquence de coupure en roulis est plus élevée que celles en pompage avant et arrière. Dans la mesure où la fréquence de résonance en roulis est plus importante dans ce mode.

5.4.2. Caractéristiques de la suspension par rapport au sol

A partir du modèle 3C 7ddl linéaire développé dans le paragraphe précédent, nous avons tracé les caractéristiques fréquentielles de la suspension 3C active. Celles de la suspension 3C passive apparaissent également en comparaison. Les figures (5-21) et (5-22) caractérisent les mouvements de pompage avant et arrière du véhicule. L'obtention de ces courbes résulte d'une excitation du véhicule de type pompage. La figure (5-23) pour sa part laisse apparaître les caractéristiques fréquentielles du véhicule en roulis obtenues lorsque le véhicule est "excité en roulis".

Que ce soit sur les mouvements de caisse, les mouvements de roues, le niveau d'effort, ou bien les débattements, l'allure des courbes en pompage avant, pompage arrière et roulis, en actif comme en passif est tout à fait similaire à celles obtenues avec un modèle de type monoroue représentatif du mode concerné.

Ainsi, les hypothèses simplificatrices évoquées précédemment sur le passage d'un modèle complet à 3 modèles monoroue trouvent là une justification de leur validité.

Les modifications apportées par l'activation du véhicule sont identiques d'un mode à l'autre.

□ TENUE DE CAISSE (a). Sans surprises par rapport aux résultats du chapitre 4, on constate que l'activation produit une augmentation des résonances de la caisse en fréquence et en amplitude. Ainsi, la caisse est mieux tenue aux très basses fréquences (jusqu'à 1 Hz) et moins tenue au-delà (jusqu'à 4-5 Hz).

□ TENUE DE ROUE (b). Au-delà de la fréquence de coupure de filtrage, les caractéristiques roues sont peu modifiées (légère augmentation du battement de roue en pompage). En revanche, autour de la fréquence de coupure, les mouvements de roue sont atténués (surtout en pompage). Cela signifie que le pneumatique travaille considérablement dans cette zone fréquentielle.

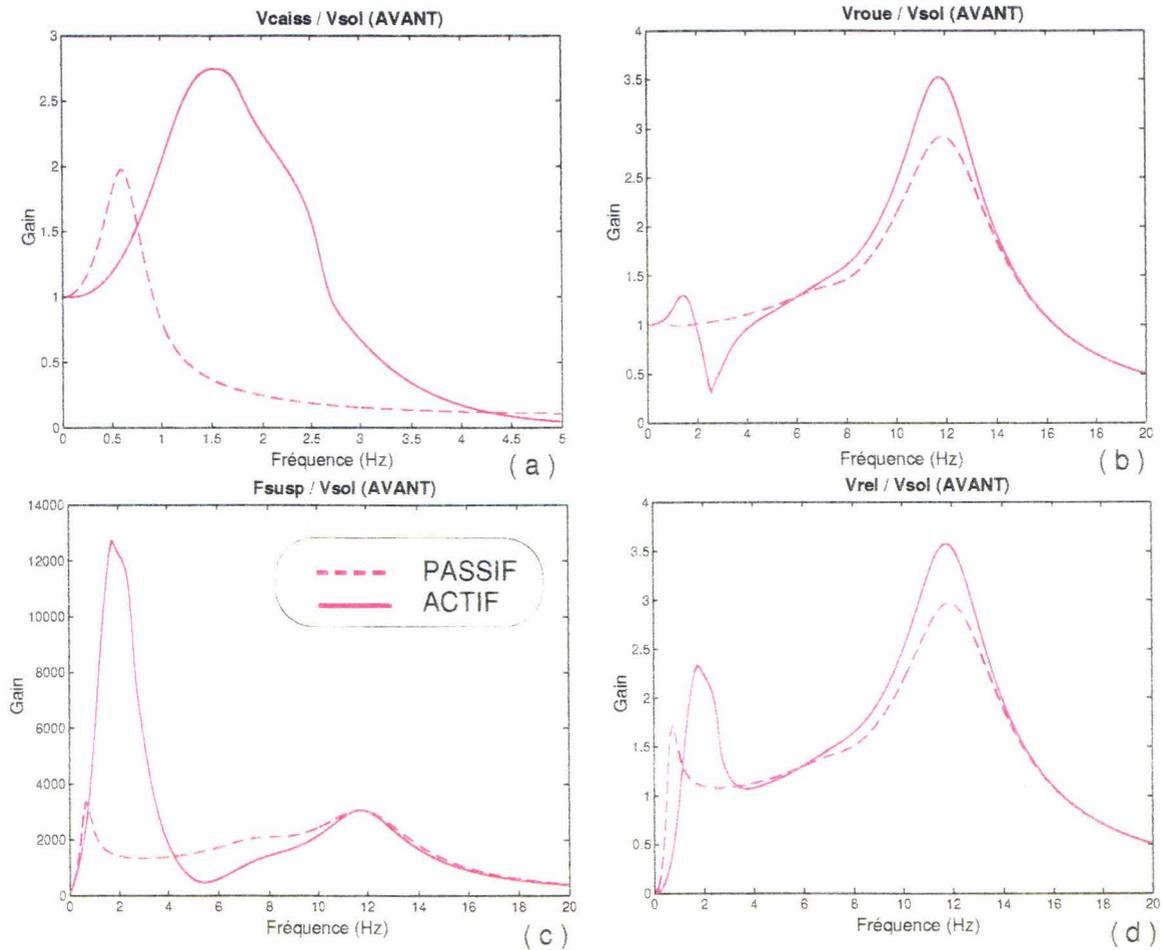


Figure (5-21)
 Modèle 3C 7ddl linéaire
 Véhicule excité en pompage
 Caractéristiques fréquentielles en pompage avant
 Comparaison passif / actif

❑ **CONFORT (c)** L'activation détruit le confort du véhicule à basse fréquence au profit de la correction d'assiette. Au-delà de la fréquence de coupure, le niveau d'effort rejoint celui du véhicule passif.

❑ **DEBATTEMENT (d)**. Celui-ci croit autour de la fréquence de résonance de la caisse. Alors que sur les basses fréquences les débattements sont atténués, au-delà on constate que l'effet s'inverse conformément aux variations produites par l'activation sur les mouvements de caisse et de roues.

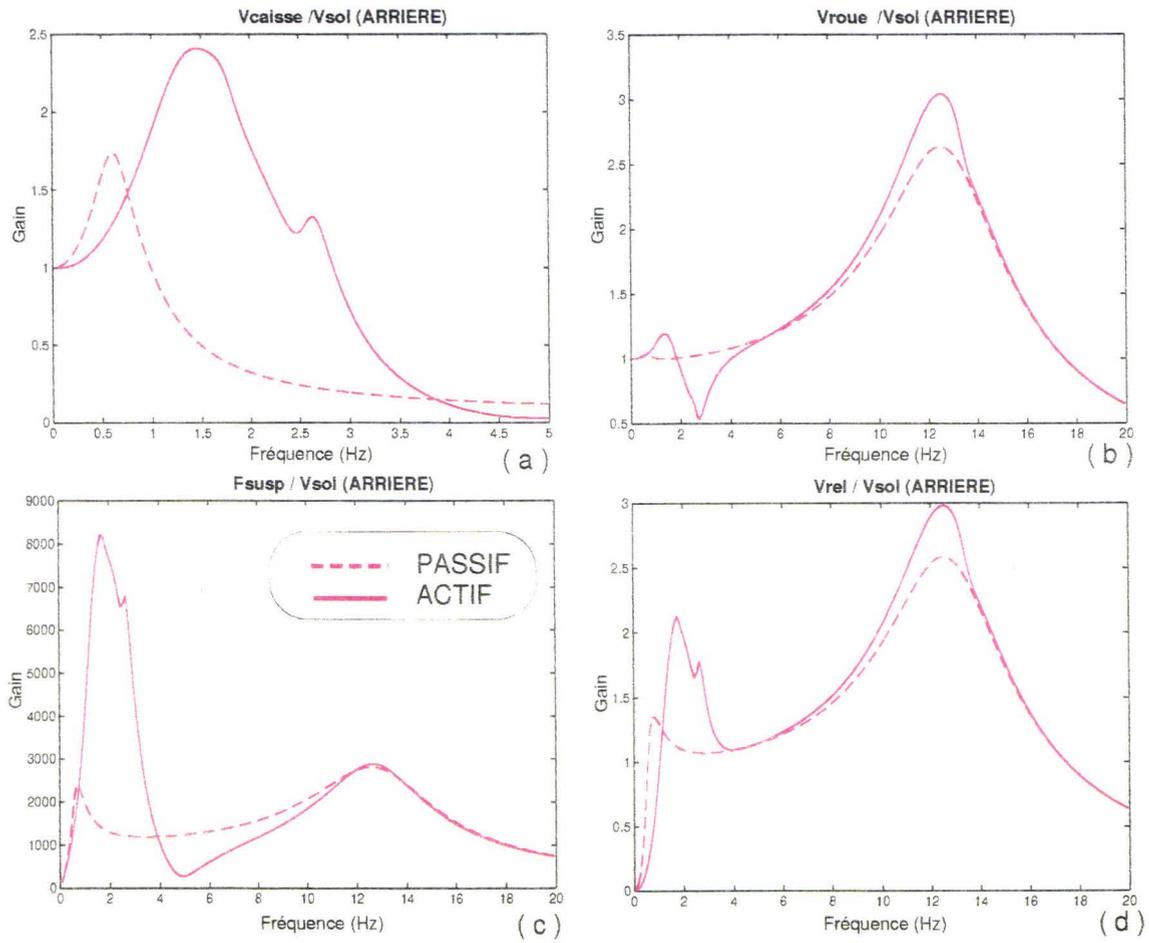


Figure (5-22)
 Modèle 3C 7ddl linéaire
 Véhicule excité en pompage
 Caractéristiques fréquentielles en pompage arrière
 Comparaison passif / actif

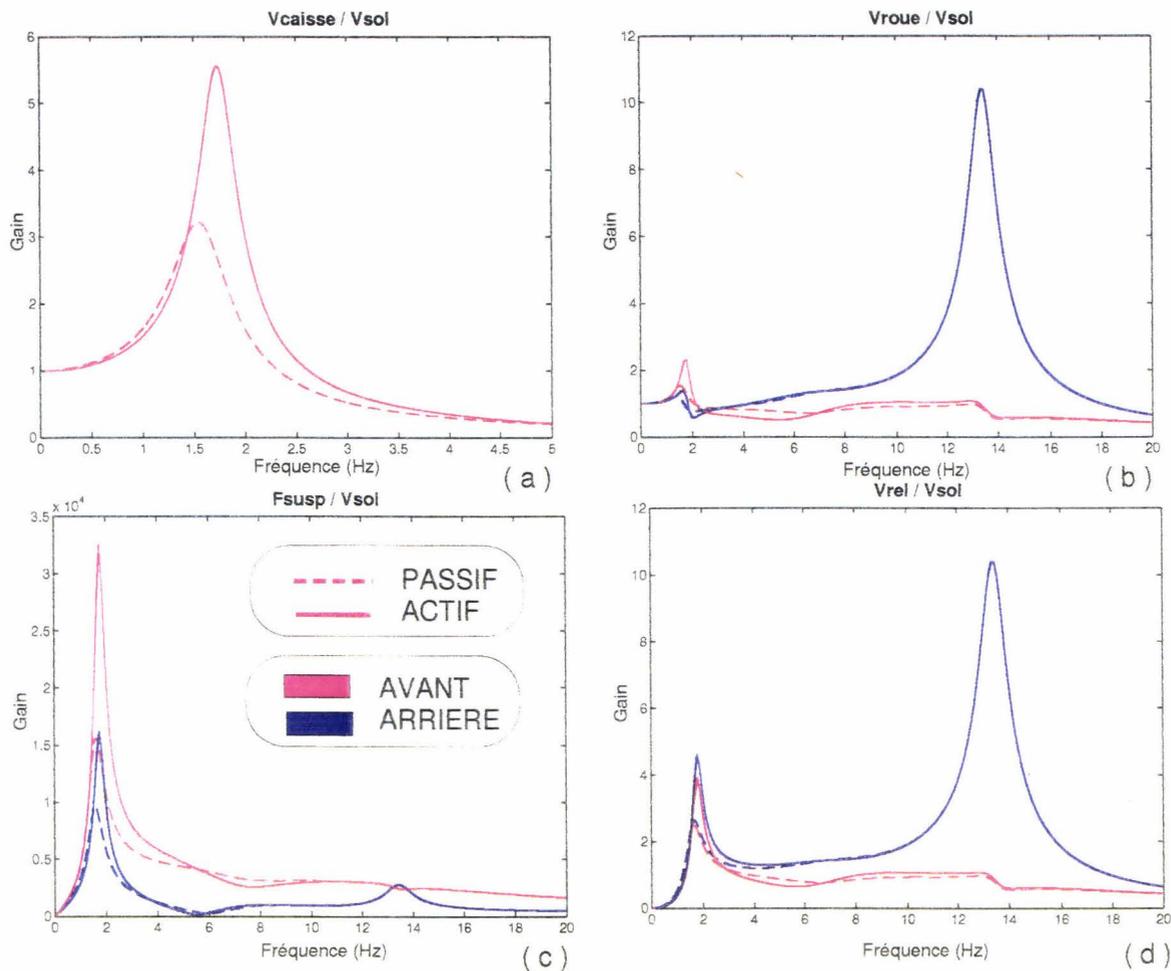


Figure (5-23)
 Modèle 3C 7ddl linéaire
 Véhicule excité en roulis
 Caractéristiques fréquentielles
 Comparaison passif / actif

5.4.3. Caractéristiques en correction d'assiette

Pour préciser les performances en correction d'assiette du véhicule, nous avons choisi d'étudier sa réponse temporelle à deux sollicitations inertielles de caisse représentatives des conditions réelles: d'une part, une sollicitation en roulis, et d'autre part une sollicitation en freinage. Ces deux sollicitations s'expriment en terme d'accélération : accélération transversale pour le roulis et accélération longitudinale pour le freinage (figure (5-24)).

Celles-ci ont été enregistrées sur véhicule lors d'essais sur route puis implémentées dans le logiciel de simulation. Ces deux sollicitations représentent des cas de dynamiques extrêmes et pour cela sont considérées comme dimensionnantes du point de vue énergétique notamment.

Dans un premier temps, nous avons appliqué ces deux sollicitations sur le modèle complet 3C 7ddl linéaire actif sans considération de la dynamique des actionneurs. Ensuite, nous avons adjoint les différentes non-linéarités pour juger de leur influence.

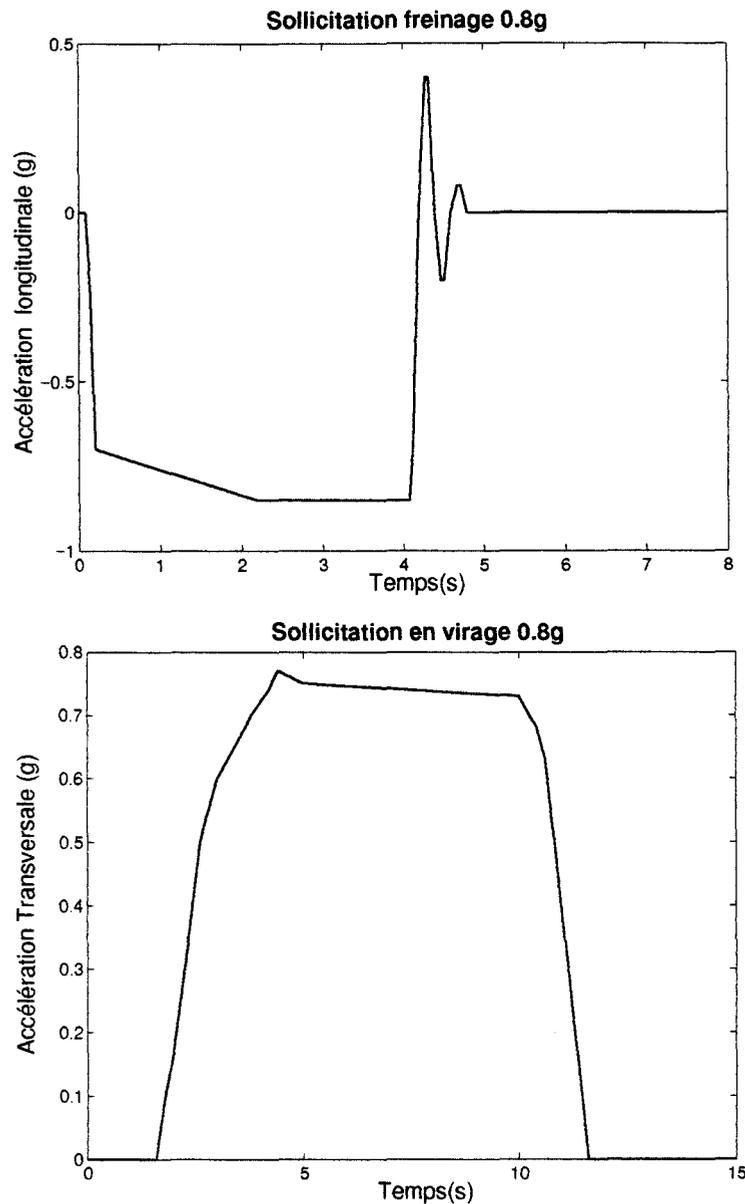


Figure (5-24) Sollicitations expérimentales

5.4.3.1. Sollicitation en freinage.

La réponse de la suspension à cette sollicitation apparaît sur la figure (5-25).

Dans une configuration passive, on constate que sous l'effet d'un freinage, le véhicule s'affaisse de l'avant et de l'arrière. Cette propriété est induite par la présence de bras tirés à l'arrière du véhicule. Le modèle complet a été modifié pour tenir compte de cet effet conformément au calcul explicité dans le chapitre 4. On retiendra que la géométrie des bras tirés arrière modifie la répartition des efforts inertiels entre l'avant et l'arrière du véhicule. Ainsi, l'arrière, au lieu d'avoir un mouvement ascendant a un mouvement descendant. Ce phénomène limite l'angle de tangage et améliore ainsi le confort visuel du conducteur.

L'adjonction de l'activation empêche le véhicule de plonger et améliore encore davantage la tenue de la caisse. Les temps de réponses obtenus sont conformes aux études précédentes sur monoroue.

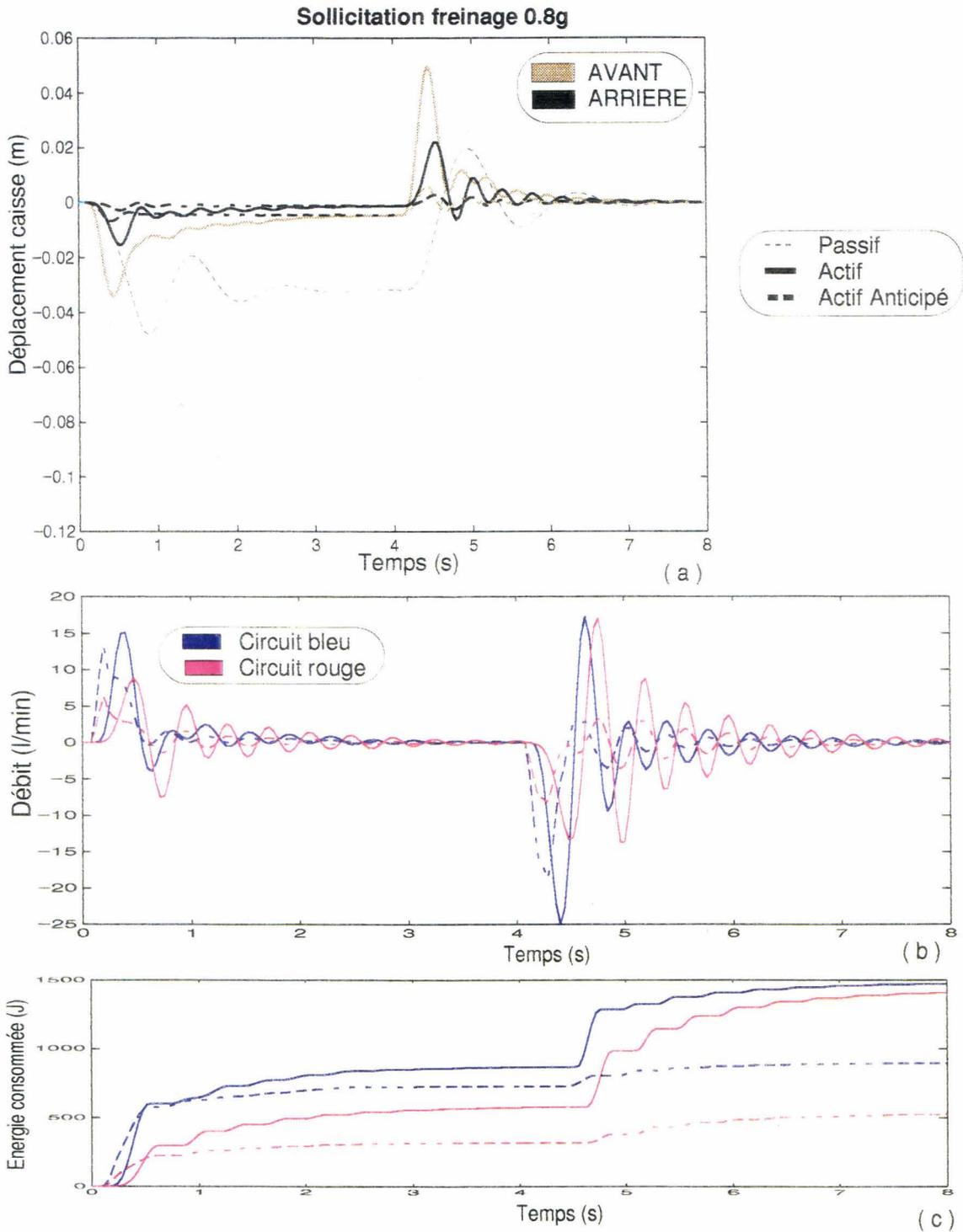


Figure (5-25)
 Modèle 3C 7ddl linéaire
 Réponse à une sollicitation maximum en freinage

L'anticipation conduit à une correction optimale pour laquelle les mouvements de la caisse restent contenus dans l'écrasement des pneumatiques. L'anticipation élimine les phénomènes de dépassement en aidant l'asservissement en position-vitesse filtré.

Les amplitudes maximales en débit sont importantes. Les valeurs les plus importantes sont obtenues lors de l'arrêt brutal du véhicule (-25 l/min à l'avant et -13 l/min à l'arrière sans anticipation). L'anticipation réduit ces amplitudes extrêmes par une activation plus précoce (-18 l/min à l'avant et -8 l/min à l'arrière).

Conformément aux résultats du chapitre précédent, on constate que l'anticipation réduit la consommation énergétique. Au total, sans anticipation et en se rappelant que nous avons deux actionneurs à l'avant du véhicule, on a atteint une dépense énergétique de 4.4 kJ. Avec l'anticipation, ce chiffre se ramène à 2.3 kJ, soit 47% de moins.

Une seconde simulation a été faite à partir du modèle 3C 7ddl non linéaire pour préciser leur influence (figure **(5-26)**).

Le frottement sec constitue sans surprise la non linéarité la plus influente. Il stabilise les mouvements de caisse en réduisant ses amplitudes et ses oscillations. Cet effet est alors bénéfique à la consommation (l'énergie totale consommée est de 3 kJ sans anticipation et 2.1 kJ avec).

En revanche, l'amplitude maximum en débit est légèrement augmentée dans le cas anticipé.

Quoi qu'il en soit, les performances atteintes par la commande reste excellente.

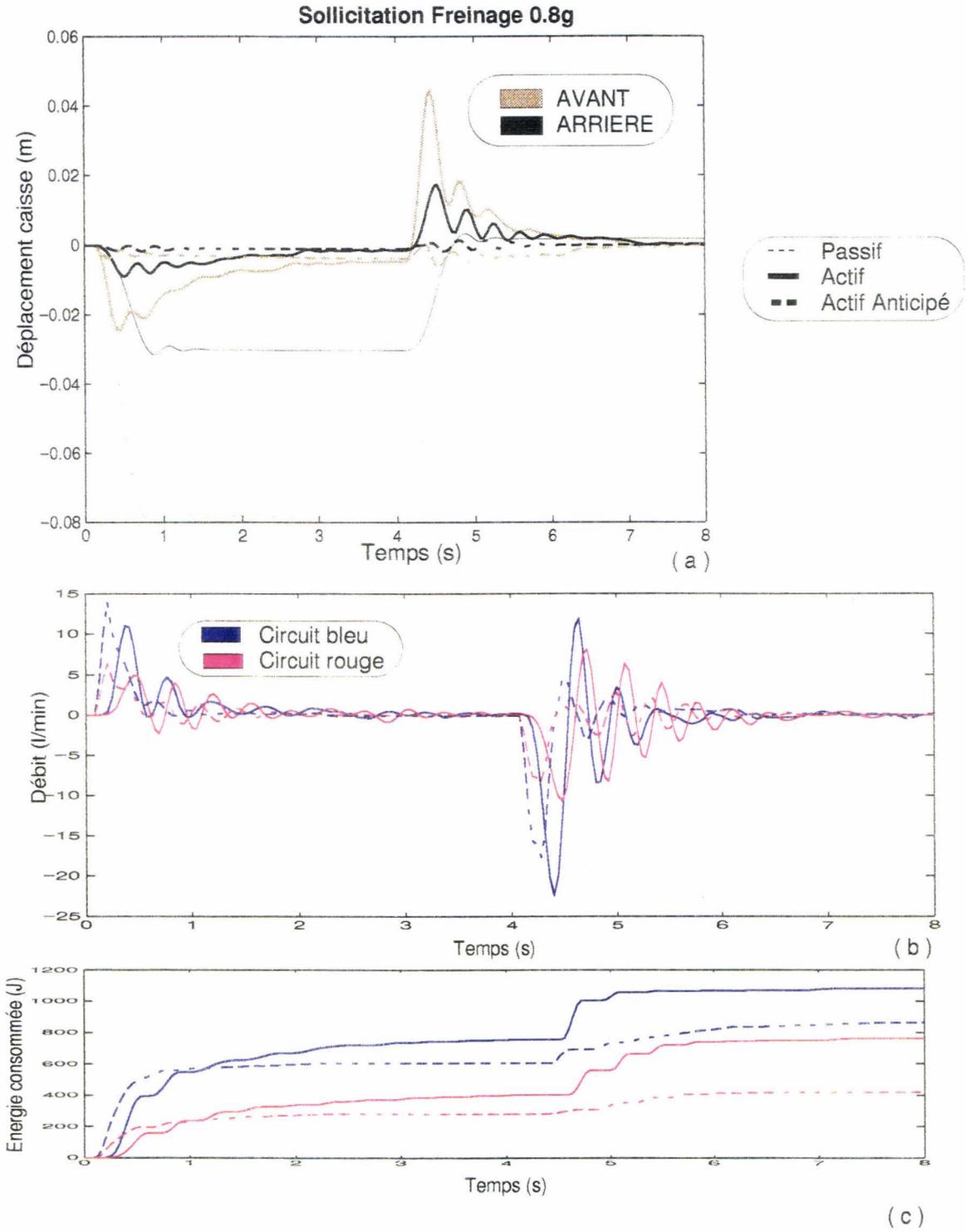


Figure (5-26)
 Modèle 7ddl non-linéaire
 Réponse à une sollicitation maximum en freinage

5.4.3.2. Sollicitation en virage.

Celle-ci est là encore d'abord appliquée au modèle 3C 7ddl linéaire (figure (5-27)).

La sollicitation en roulis produit des débattements de caisse moins importants qu'avec celle en freinage. L'activation position-vitesse filtrée limite bien ces débattements. L'anticipation empêche les dépassements qui subsistent. Ces derniers ne sont pas ramenés à 0 puisque les pneumatiques se déforment.

Les débits d'activation des circuits bleu et vert sont largement inférieurs à ceux observés en freinage (débit maximum de 4 l/min). Par contre, l'anticipation est moins efficace puisqu'elle génère une augmentation des amplitudes maximales mais raccourcit légèrement les temps d'activation.

L'énergie consommée reste identique qu'il y ait ou pas anticipation (autour de 1.6 kJ)

Cette sollicitation est ensuite appliquée au modèle non-linéaire 3C (figure (5-28)).

Les débattements de la caisse sont modifiés en passif. Ce phénomène ne provient pas de la présence des frottements secs mais de la non-linéarité des caractéristiques en raideur des sphères de suspension. Cette non linéarité est telle que la sphère est plus souple en détente (lorsque du fluide est libéré par la sphère) et plus raide en attaque (lorsque du fluide pénètre dans la sphère).

Suite à ce phénomène, le déplacement ascendant de la caisse à l'avant gauche devient plus important qu'en linéaire et le déplacement descendant de la caisse à l'avant droit au contraire se réduit en amplitude. En revanche les déplacements arrière de la caisse ne varient pratiquement pas par rapport à ceux observés sur le modèle linéaire. Rien n'est surprenant sur ce point puisque le roulis est exclusivement repris par les sphères des circuits avant de suspension bleu et vert. Ainsi, la non linéarité des sphères agit exclusivement à l'avant en générant un mouvement de pompage important qui soulève le véhicule (4.5 cm). Ce phénomène justifie la mise en place d'une activation simultanée du pompage et du roulis pour maintenir en toute circonstance l'assiette du véhicule.

Dans ces conditions, on constate que la non linéarité des sphères de suspension ne modifie pas la réponse de la caisse activée qu'elle soit ou non anticipée.

Suite à la non-linéarité des sphères, les débits de correction des circuits bleu et vert ne sont plus de la même amplitude. Sur les sphères en détente, plus souples, il est nécessaire de soustraire du circuit plus de fluide. C'est pourquoi, l'amplitude du débit devient plus importante. Simultanément, les autres sphères sont en attaque, donc plus raides et nécessitent l'adjonction d'une quantité plus faible de fluide. On constate alors une réduction de l'amplitude en débit.

La mauvaise estimation de l'anticipation en roulis conduit à une légère augmentation de l'énergie dépensée.

D'autre part sous l'effet des non linéarités des sphères, l'énergie dépensée par l'actionneur du circuit vert augmente et celle dépensée par celui du circuit bleu au contraire diminue. Au total, l'énergie dépensée sur le circuit vert en détente devient plus importante que celle dépensée sur le circuit bleu en attaque.

L'énergie totale consommée est autour de 1.8 kJ pour 1.6 kJ avec le modèle linéaire.

Remarque :

L'effet de non linéarité des sphères de suspension est exclusivement visible en roulis. En pompage, ce phénomène est peu apparent face aux phénomènes de frottements secs.

Pourtant, les débattements résultant d'un freinage tel que celui présenté précédemment sont du même ordre de grandeur que ceux observés en roulis. A priori, on peut se demander la raison pour laquelle nous n'observons pas la même influence des non-linéarités pour chacun de ces 2 modes de suspension. En fait, la différence provient de l'écart considérable entre les raideurs de suspension en pompage et celles en roulis. Pour mémoire, les valeurs numériques de ces raideurs sont les suivantes :

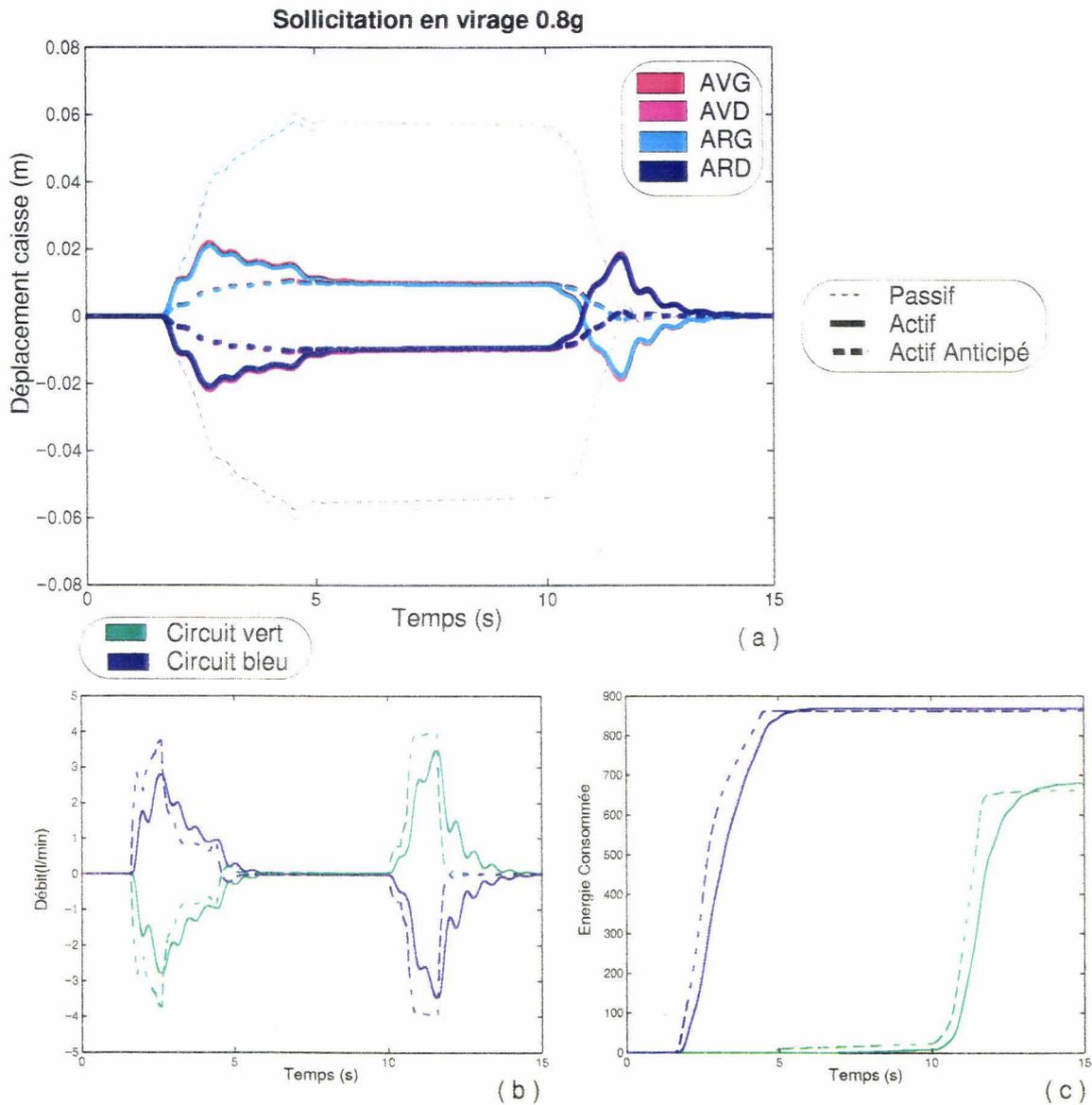


Figure (5-27)
Modèle 7ddl linéaire
Réponse à une sollicitation maximum en roulis

$H_{\varphi_0} = 87800 \text{ N/m}$: raideur en roulis se répartissant suivant le rapport de répartition γ entre l'essieu avant et l'essieu arrière.

$H_{\varphi_0_{av}} = 47400$: raideur avant en roulis (54% de la raideur totale en roulis H_{φ_0})

$H_{\varphi_0_{ar}} = 40400$: raideur arrière en roulis (46% de la raideur totale en roulis H_{φ_0})

$H_{av_0} = 7200 \text{ N/m}$: raideur en pompage avant

$H_{ar} = 6800 \text{ N/m}$: raideur en pompage arrière

Le rapport de raideur entre roulis et pompage est donc de 6.6 à l'avant et de 5.9 à l'arrière. Cette différence provient des sections porteuses qui sont beaucoup plus importantes en roulis qu'en pompage.

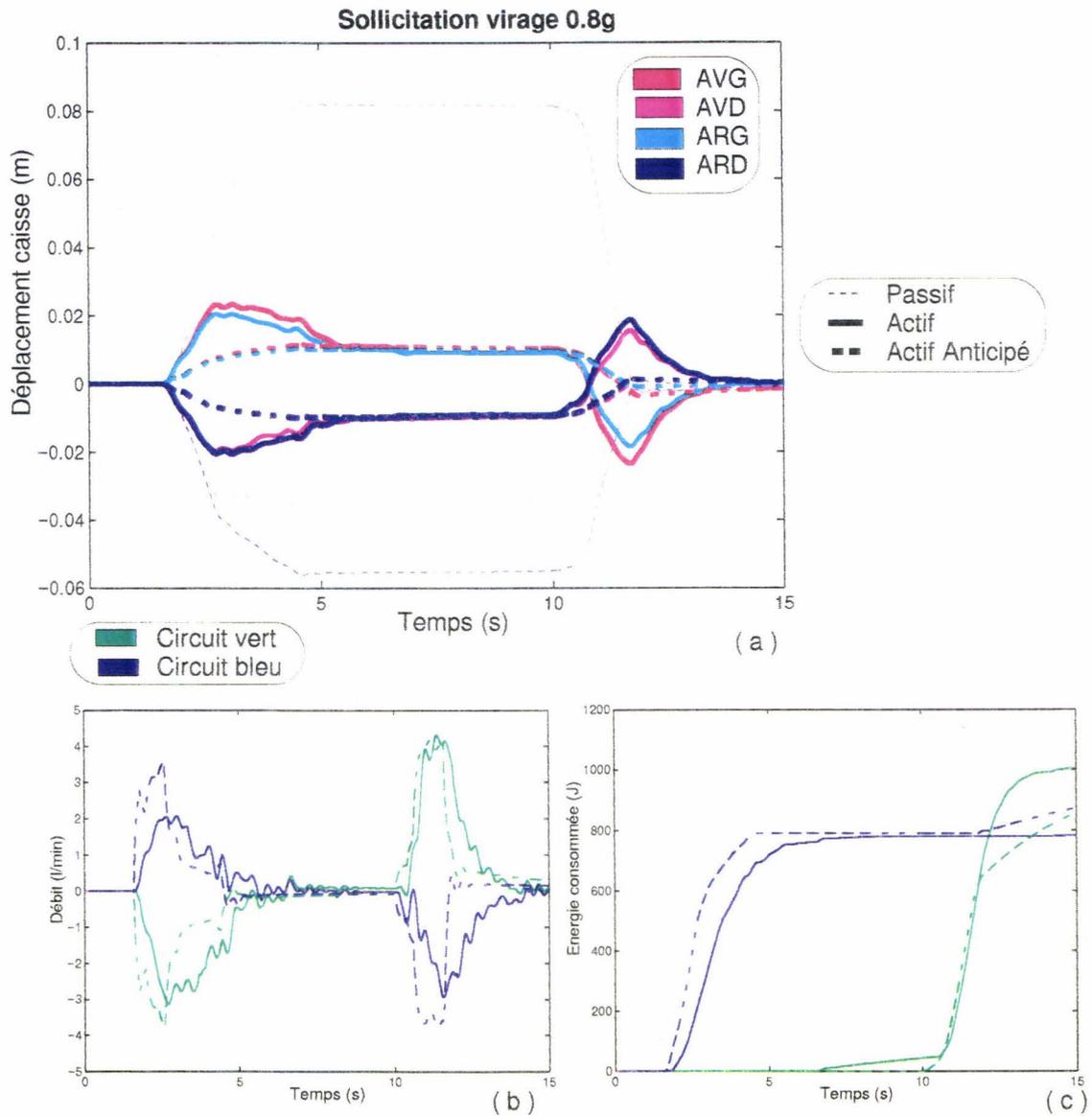


Figure (5-28)
Modèle 7ddl non-linéaire
Réponse à une sollicitation maximum en roulis

Si hydrauliquement les variations de pression sur les efforts inertiels sont un peu près du même ordre de grandeur en roulis et en pompage, les sections porteuses amplifient ces variations dans des rapports extrêmement différents. Ainsi, la non linéarité des caractéristiques de raideur des sphères de suspension devient beaucoup plus apparente en roulis puisque plus amplifiée par les sections porteuses.

5.4.3.3. Prise en compte de la dynamique des actionneurs servovalves

Pour prendre en considération la dynamique des 3 actionneurs servovalves, nous avons intégré au modèle 3C complet véhicule, leur trois modèles respectifs. Ces trois modèles sont identiques à celui développé dans le chapitre 3 de ce mémoire.

Le modèle ainsi établi est soumis aux deux sollicitations inertielles décrites précédemment (virage (figure (5-29)) et freinage (figure (5-30))).

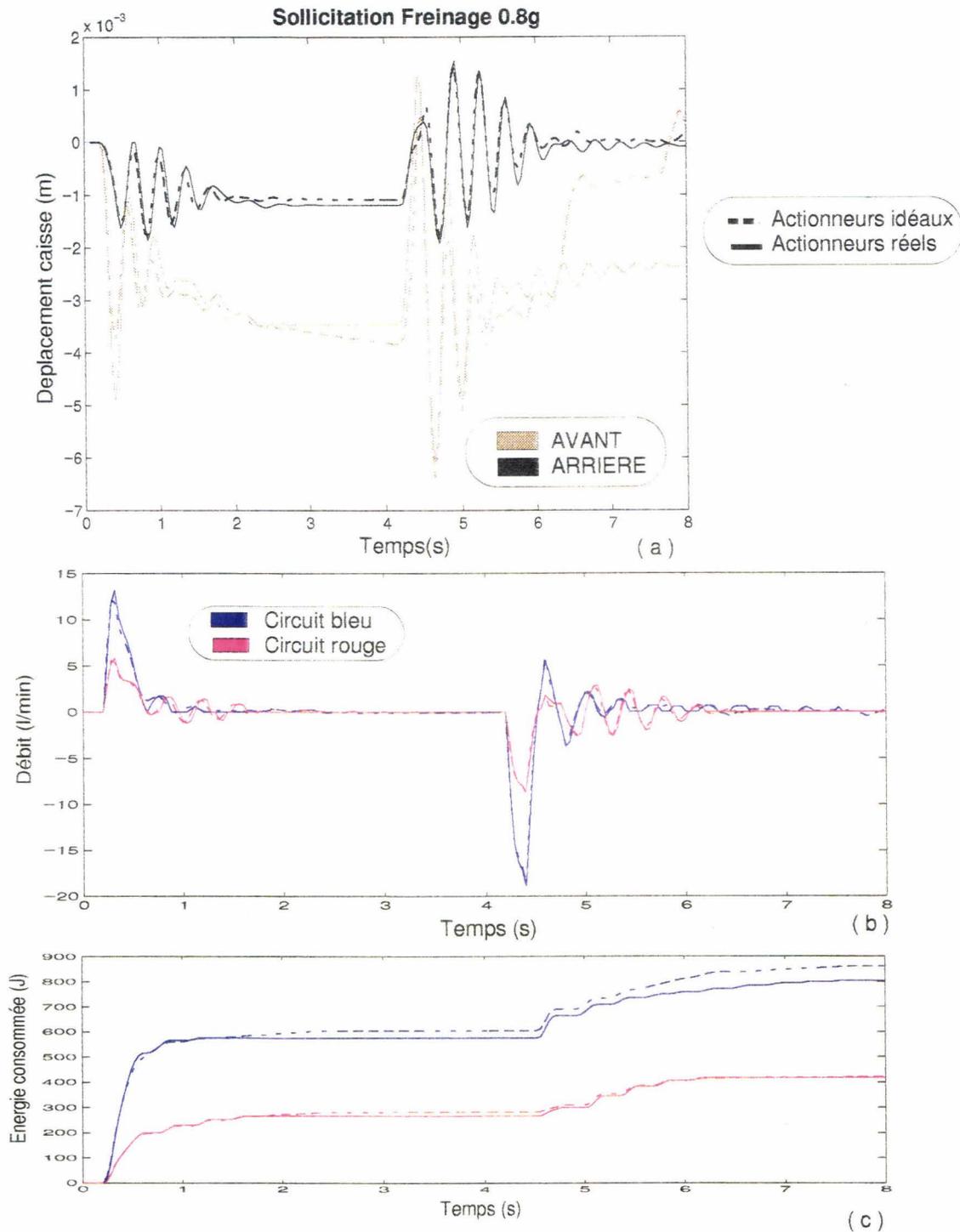


Figure (5-29)
 Modèle 3C 7ddl non-linéaire
 Réponse à une sollicitation maximum en freinage
 Comparaison avec/sans dynamique actionneurs

Conformément aux résultats obtenus à partir du modèle monoroue, on constate que **la dynamique des actionneurs est suffisante pour ne pas perturber la dynamique de régulation de la correction d'assiette** du véhicule. Que ce soit au niveau des débattements de suspension, des débit d'activation ou de l'énergie consommée, les courbes se superposent relativement bien à celles obtenues sans prise en

compte de la dynamique des servovalves. Tout au plus remarque t-on une légère diminution de l'énergie consommée. Celle-ci provient en réalité du seuillage en débit des servovalves. Ce seuillage permet de ramener à zéro le débit de chaque servovalve lorsque leur consigne en débit respective est d'une valeur trop faible pour modifier de façon pertinente l'assiette du véhicule.

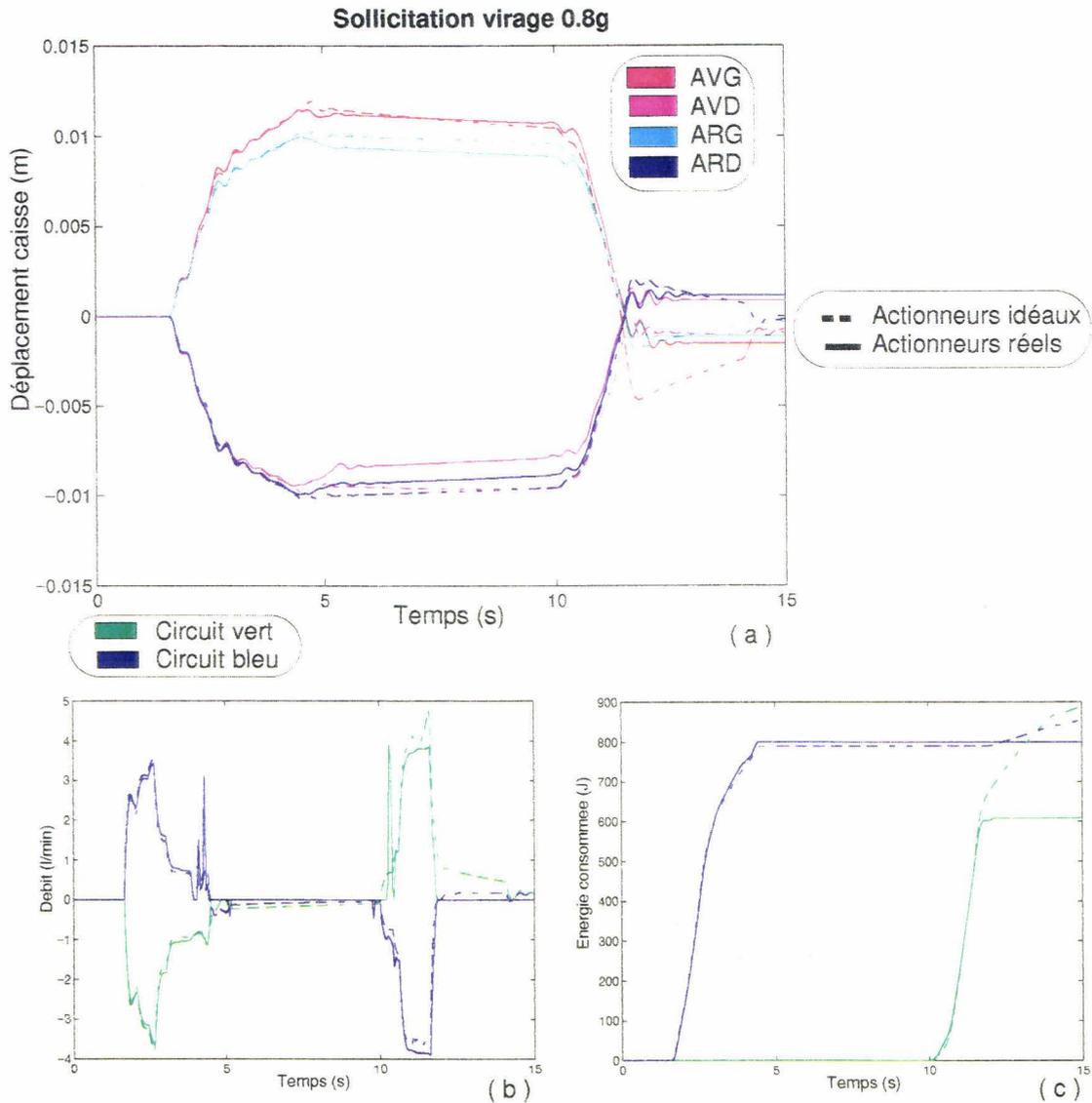


Figure (5-30)
 Modèle 3C 7ddl non-linéaire
 Réponse à une sollicitation maximum en roulis
 Comparaison avec/sans dynamique actionneurs

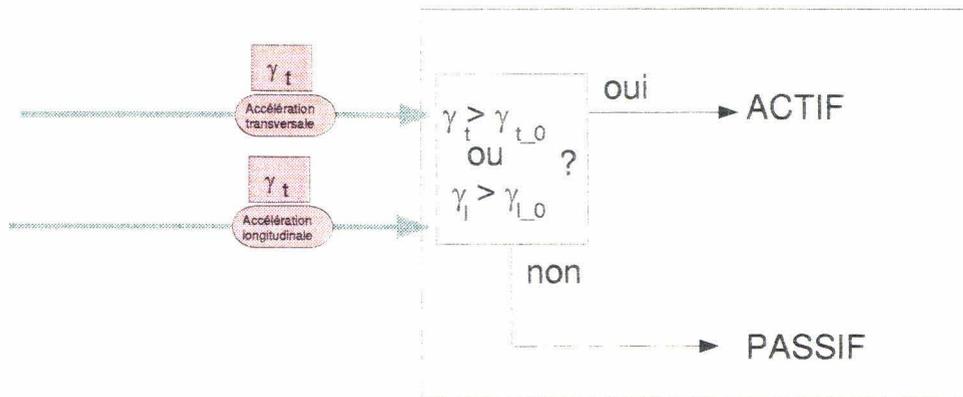
5.4.3.4. Critères de transition de l'état passif à l'état actif de suspension.

Nous venons de mettre au point une dynamique active de suspension performante. Mais il reste encore à préciser les conditions de passage du véhicule de l'état passif à cet état actif de suspension. La commutation entre ces 2 états a pour objectif la limitation de la consommation et l'optimisation de la réponse du véhicule par l'adaptation de sa structure en fonction de la situation. Ainsi, en roulage

normal, l'état de suspension devra être passif pour privilégier l'aspect confort. Au contraire, lors de manoeuvres brutales du conducteur, le véhicule devra être actif afin de maintenir la caisse à plat.

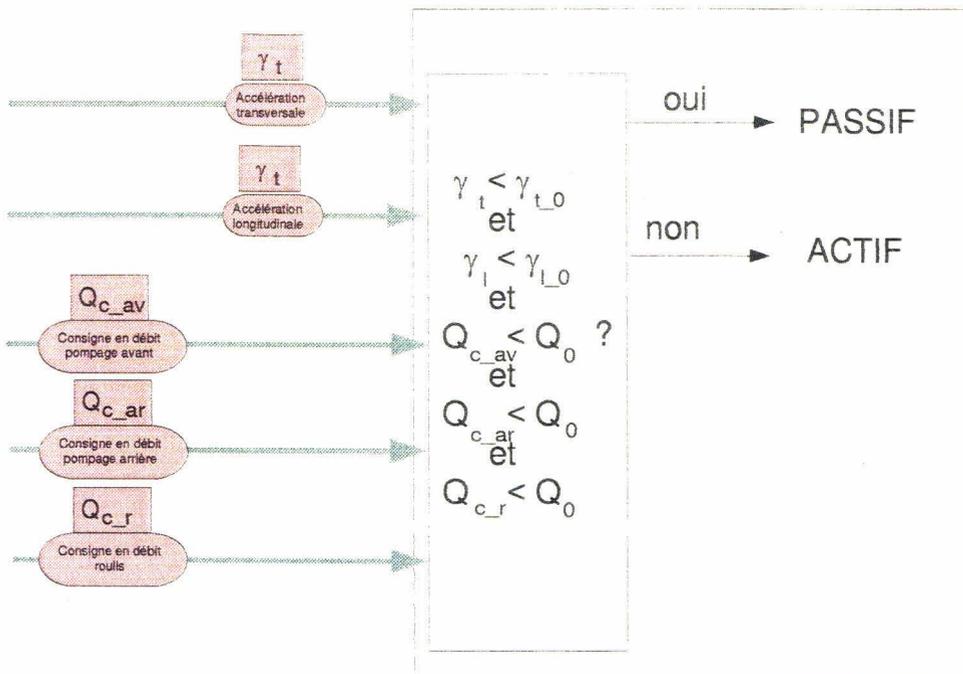
Nous avons décidé d'effectuer la transition entre ces 2 états en s'autorisant l'inhibition des consignes de débit en pompage avant, pompage arrière et roulis. Lorsque chaque consigne est inhibée, le véhicule est dans un état passif. Au contraire lorsque chaque consigne est autorisée, le véhicule est en état actif.

Transition PASSIF vers ACTIF



(a)

Transition ACTIF vers PASSIF



(b)

Figure (5-31)
Conditions de changement d'état de la suspension hydraulique 3C

La transition de la suspension de l'état passif à l'état actif s'effectue en utilisant l'estimation de la sollicitation perturbatrice (figure **(5-31a)**). Ainsi, sommes-nous assuré d'agir au plus tôt et donc au mieux.

Concrètement, on utilise l'estimation de l'accélération transversale du véhicule et de l'accélération longitudinale pour initier l'activation du véhicule. Si l'estimation de la valeur absolue de l'une de ces 2 accélérations dépasse une valeur seuil, alors le système est mis en mode actif afin de contrer la sollicitation.

A priori, il est prévisible que les performances de l'initiation seront moindres dans la mesure où le seuil sur l'amplitude des sollicitations introduit inévitablement un retard à l'activation. En réalité, le déclenchement de l'activation par ce seuil ne nuit pas énormément à l'initiation. Au contraire, il évite des initiations intempestives sur les sollicitations de faibles amplitudes.

La transition de la suspension de l'état actif à l'état passif nécessite d'autres critères de choix que la comparaison de l'estimation de l'amplitude des sollicitations inertielles à des valeurs seuils. En l'occurrence, il est nécessaire de vérifier aussi l'état de la suspension. Le passage de l'état actif à l'état passif ne peut s'effectuer que lorsque les différents débits de correction se situent en deçà d'une valeur seuil. Cela signifie alors que les différentes boucles d'asservissement n'ont plus beaucoup d'influences et peuvent par conséquent être inhibées totalement.

En résumé, le système revient dans un état passif en absence de sollicitations inertielles et en l'absence de débits de correction conséquent (figure **(5-31b)**).

Moyennant ces lois de transitions, nous avons effectué plusieurs simulations à l'aide du système complet 3C non-linéaire.

Pour mettre en évidence la justesse des critères de transition, le modèle complet 3C non-linéaire est soumis simultanément à une série de virage et de freinage. La figure **(5-32)** présente les débattements et les débits résultant en pompage avant, pompage arrière et roulis ainsi que l'allure des sollicitations. Celles-ci s'expriment dans le modèle par la superposition d'une accélération transversale pour simuler les prises de virage et d'une accélération longitudinale pour la simulation des freinages. A ces 2 sollicitations, nous avons superposé l'état dans lequel se trouve la suspension.

Sous l'effet de l'activation, les débattements restent contenus dans un créneau de l'ordre du centimètre. Ce résultat est remarquable lorsque l'on compare ces amplitudes de débattement à ceux d'un véhicule purement passif.

Les débits apparaissent essentiellement sur les variations brutales de chaque sollicitation à des moments où l'activation est nécessaire.

La mise en place des transitions ne nuit pas aux performances de l'activation. On constate que le véhicule se retrouve systématiquement dans un état actif lorsque il est en présence d'une sollicitation. Par contre, en l'absence de sollicitations et de débits conséquents, le véhicule retrouve son état passif propre à accentuer ses caractéristiques en confort.

La figure **(5-33)** précise l'influence de la valeur des seuils de transition en débit lors du retour du véhicule de l'état actif à l'état passif.

La diminution des seuils de transition en débit prolonge le temps d'activation et améliore les performances en correction d'assiette du véhicule. Par contre, elle provoque une augmentation de l'énergie consommée. Cette augmentation n'apparaît pas sur la figure, mais est prévisible si l'on superpose des sollicitations route de caractéristiques fréquentielles suffisamment faibles pour se placer en deçà de la fréquence de coupure des filtres de l'asservissement position-vitesse. Dans de telles conditions, le passage de l'état actif à l'état passif deviendra beaucoup plus difficile. Le véhicule privilégiera la tenue de caisse dans un moment où il pourrait être préférable de privilégier plutôt le confort.

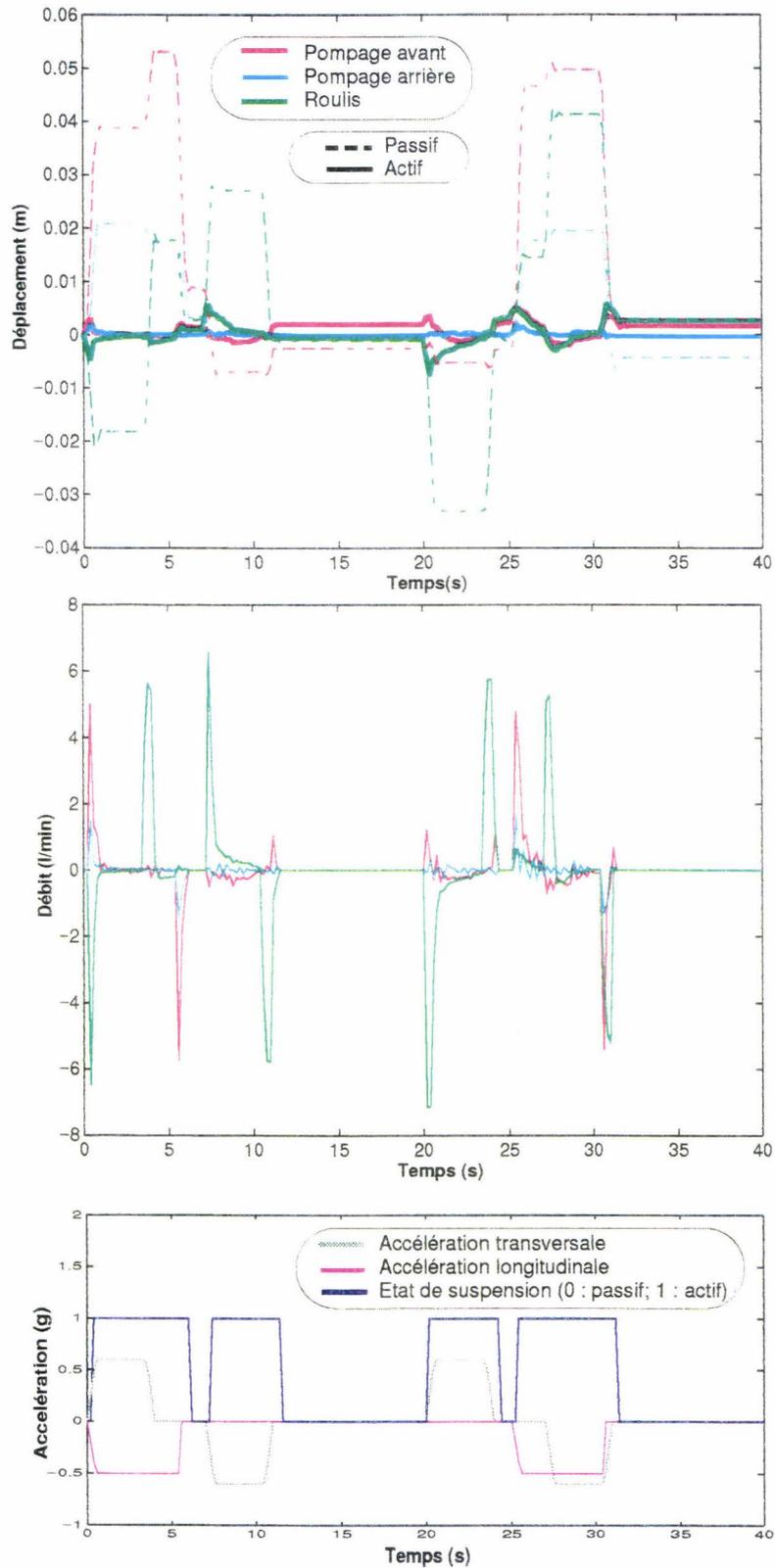


Figure (5-32)
 Mise en évidence des transitions état passif, état actif
 Modèle 3C non linéaire

La même remarque s'applique à la valeur des seuils sur les sollicitations inertielles. Des seuils élevés nuisent aux performances de l'activation en la retardant. Des seuils trop faibles déclenchent une activation intempestive propre à augmenter considérablement la consommation.

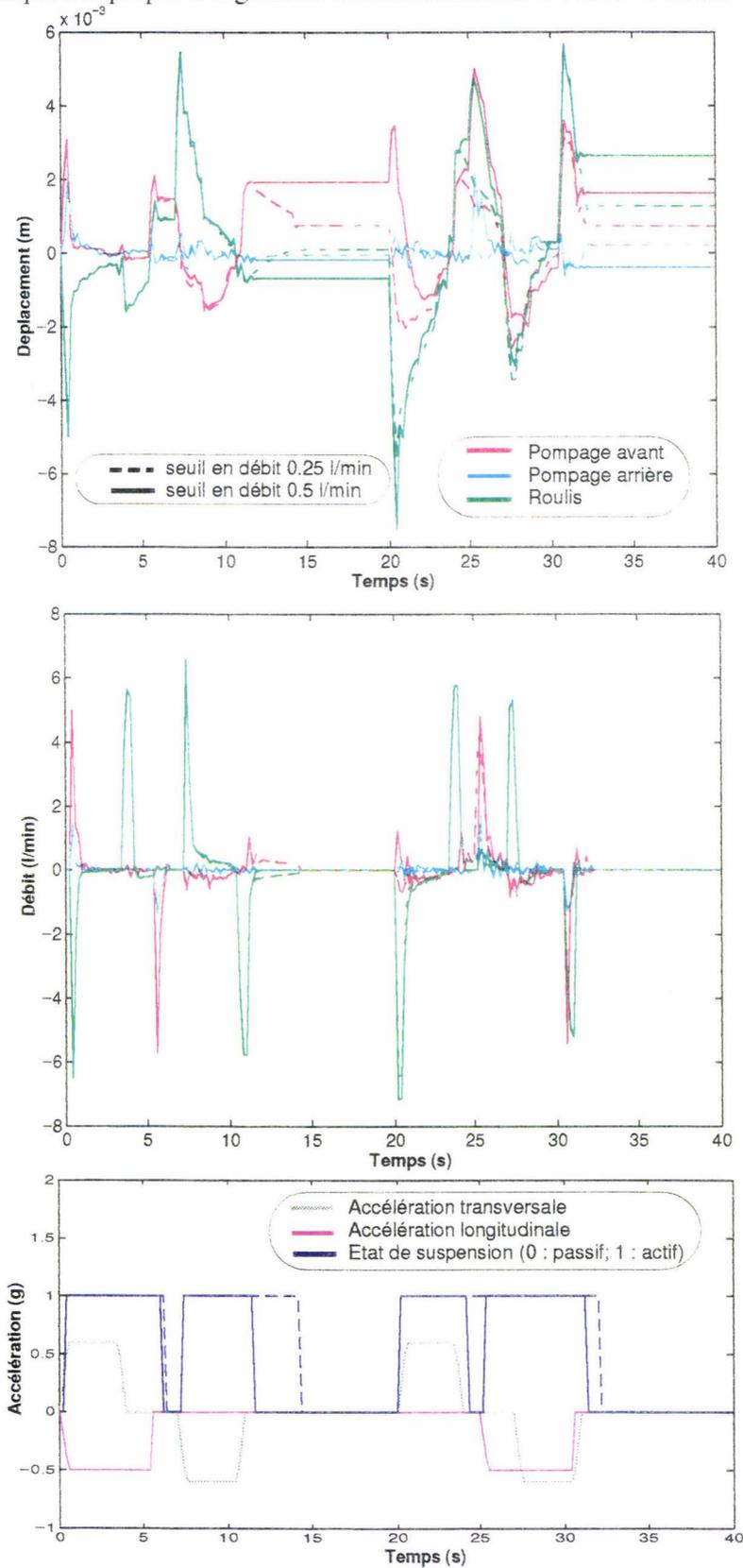


Figure (5-33)
 Mise en évidence des seuils en débit état passif, état actif
 Modèle 3C non linéaire

En somme, le choix des différents seuils d'activation résulte d'un compromis. Les essais sur route avec le prototype nous permettront de l'apprécier afin d'aboutir à des réglages correctes.

5.5. Résultats expérimentaux

5.5.1. Un premier prototype.

Préalablement à l'élaboration d'un prototype 3C activé par les servovalves PSA-Thomson, **des résultats préliminaires ont été obtenus sur un premier prototype activé par des électrovannes proportionnelles.**

Pour ce premier véhicule, seuls ont été activés les circuits bleu et vert de suspension. Chaque circuit est muni de deux électrovannes, une dédiée à l'alimentation du fluide, et l'autre à son échappement.

Un calculateur électronique pilote ces électrovannes. L'objectif de la commande s'est exclusivement centré sur le maintien à plat du véhicule dans les virages.

5.5.1.1. Estimation de l'accélération transversale.

Les mesures réalisées ont permis de tester la validité de l'estimation de l'accélération transversale caractéristique d'une mise en virage. Celle-ci s'obtient par l'implémentation de la formule {4-67} en négligeant le coefficient correcteur de sous-virage K. Un accéléromètre placé sur le véhicule sert de référence. Les mesures, effectuées sur sol sec, ont mis en évidence les points suivants :

- **L'estimation de l'accélération est en avance sur l'accélération vraie.** Ce résultat est normal puisque l'algorithme d'estimation ne prend pas en compte la dynamique de mise en accélération du véhicule par le conducteur.

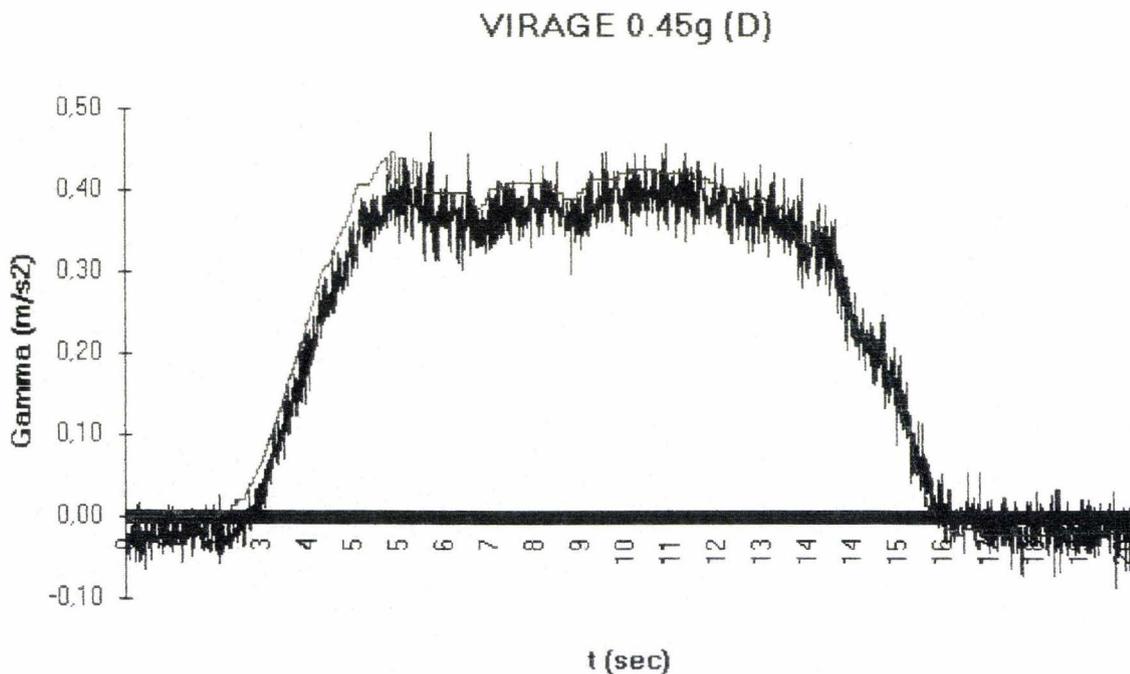


Figure (5-34) Comparaison accélération transversale réelle et estimée

□ L'amplitude de l'accélération est correctement estimée en dessous de 0.5g. Au-delà, l'accélération est surestimée. Ce phénomène est surtout apparent en régime établi (roulage continu autour d'un rond point). Ce résultat provient vraisemblablement de la saturation des pneumatiques dans la restitution d'efforts transversaux.

5.5.1.2. Performance en roulis.

Sur les mises en virage et les coups de volant, les performances atteintes par ce premier prototype ont été très encourageantes et d'un niveau équivalent à une ACTIVA : 1 degré de roulis maxi en transitoire, et 0 en régime établi pour un coup de volant de 0.8g (figure (5-35)).

Sur les sollicitations sinusoïdales, nous avons également obtenu de très bons résultats jusqu'à des sollicitations d'amplitude 0.7g (figure (5-36)). Au-delà, la suspension commence à débattre car les actionneurs ne parviennent plus à fournir suffisamment d'énergie pour maintenir la caisse à plat.

Roulis : VIRAGE 0.8g

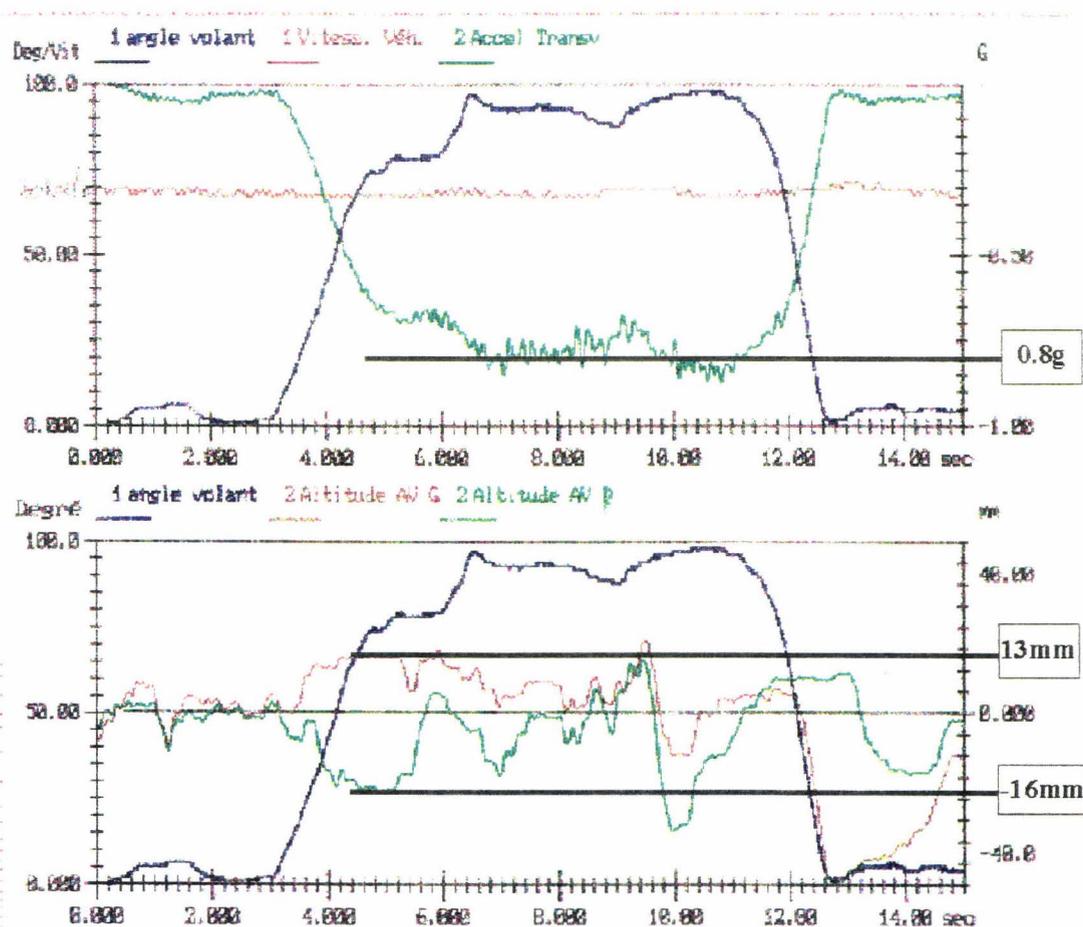


Figure (5-35) Réponse à un virage à 0.8g

Roulis : SINUS +/- 0.5g

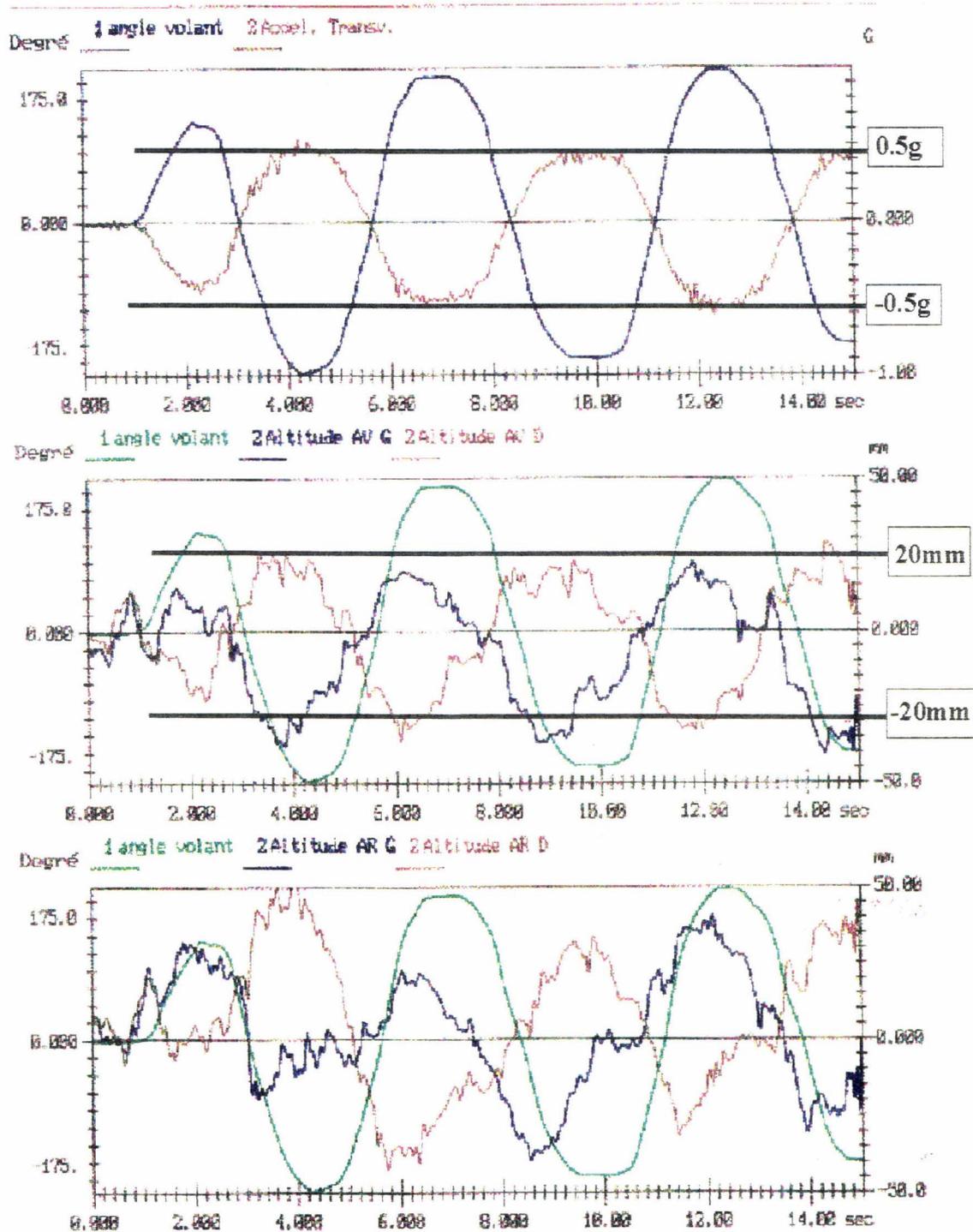


Figure (5-36) Réponse à une suite de virage +/- 0.5g

5.5.1.3.Limitations

Les performances obtenues sur ce premier véhicule en roulis ont été satisfaisantes. Elles démontrent le bien fondé de l'architecture de suspension à trois circuits et sa capacité à être activée. En particulier, il est apparu que la puissance installée sur le véhicule était suffisante pour réaliser une activation correcte.

Néanmoins, **ce premier mulet de démonstration a montré ses limites dans la dynamique des actionneurs**. Plusieurs caractérisations ont été effectuées qui ont montré que ces derniers avaient un retard de réaction ou retard pur considérable d'environ 150ms. Ajouté à la dynamique de mise en débit, on atteint alors un temps de réponse de 250ms soit 4 Hz de bande passante.

Un tel temps de réaction augmente alors la consommation en retardant l'action du calculateur de commande conformément aux résultats de simulation du chapitre 4 (figure (4-29)). Par ailleurs, il conduit à un déplacement plus important de la caisse qui obéit à sa tendance par défaut.

Le remplacement de ces actionneurs par les servovalves PSA-Thomson va permettre d'améliorer la correction d'assiette et de restreindre la consommation d'énergie. En particulier la dynamique des algorithmes d'anticipation pourra être pleinement reproduite par les actionneurs.

Les économies d'énergie produites serviront alors à améliorer le niveau de confort (limitation de l'amortissement et de la raideur de suspension).

D'autre part, l'adjonction d'un actionneur supplémentaire sur le circuit arrière de suspension permettra de mieux asservir l'assiette du véhicule en pompage-tangage.

5.5.2. Un second prototype activé par les servovalves PSA-Thomson.

5.5.2.1.Obtention des algorithmes numériques de commande.

Les lois de commandes obtenues à l'issu de cette étude doivent être adaptées au calculateur. Pour obtenir les équations numériques équivalentes aux lois de commande analogiques développées précédemment, nous avons simplement remplacé l'opérateur de dérivation de Laplace en effectuant la transformation suivante :

$$p \Leftrightarrow \frac{1 - z^{-1}}{T} \quad \{5-76\}$$

Le temps d'échantillonnage étant très petit devant les dynamiques du véhicule, cette approximation est suffisante et conduit à de bons résultats.

Remarque :

L'implémentation des algorithmes de commande sur le calculateur introduit des imperfections que le modèle de simulation n'a pas prises en compte.

- Influence de l'imperfection du système de commande dans l'estimation des sollicitations inertielles. Ce point délicat a fait l'objet d'une discussion dans le chapitre 4.
- Influence du temps d'échantillonnage du calculateur numérique sur le comportement actif du véhicule.
- Estimation des bruits de quantification inhérents au codage de la commande.
- Acquisition des données capteur, calcul des algorithmes, et commande aux actionneurs sur un nombre limité de bits et exclusivement avec des valeurs entières.

Ces points particuliers ne remettent pas en cause la stratégie de commande, mais devront être pris en compte lors de l'adaptation des lois de commande aux contraintes du calculateur véhicule de telle sorte qu'ils perturbent le moins possible la dynamique de correction.

{ Le prototype est en cours de réalisation. Des résultats expérimentaux devraient être obtenus prochainement. Ils figureront à la fin de ce chapitre dans la version définitive de ce mémoire }

5.6. Conclusion et perspectives d'évolution de la suspension active CITROËN

Par une démarche de modélisation progressive, nous sommes parvenus à comprendre et à maîtriser le concept de suspension hydraulique 3C.

Dans un premier temps, en se basant sur des modèles linéaires, nous avons étudié l'architecture passive de suspension. Celle-ci a été décomposée suivant ses principaux modes de fonctionnement. Ainsi, nous avons pu étudier l'influence de chaque paramètre géométrique et définir en conséquence les bons choix pour atteindre un dimensionnement compatible avec des objectifs de confort. Notre étude s'est plus particulièrement portée sur l'influence de la répartition de raideur des circuits avant, l'influence des conduites hydrauliques et des sections des éléments porteurs sur la dynamique de suspension.

Nous avons ensuite étendu le principe de commande préalablement vérifié sur un modèle monoroue au véhicule complet. Nous avons vérifié qu'il remplissait parfaitement les objectifs d'activation que nous nous étions fixés au début de cet ouvrage. La commande est basée sur la décomposition du système complet en trois sous-modèles de type monoroue. Des critères de transitions sont définis pour assurer le passage de la suspension de l'état actif à l'état passif.

Les essais effectués sur le prototype ont constitué la dernière étape de ce chapitre. Ils valident la démarche de conception et le bien fondé des lois de commande.

Parvenu au terme de cette étude, plusieurs perspectives d'évolution apparaissent.

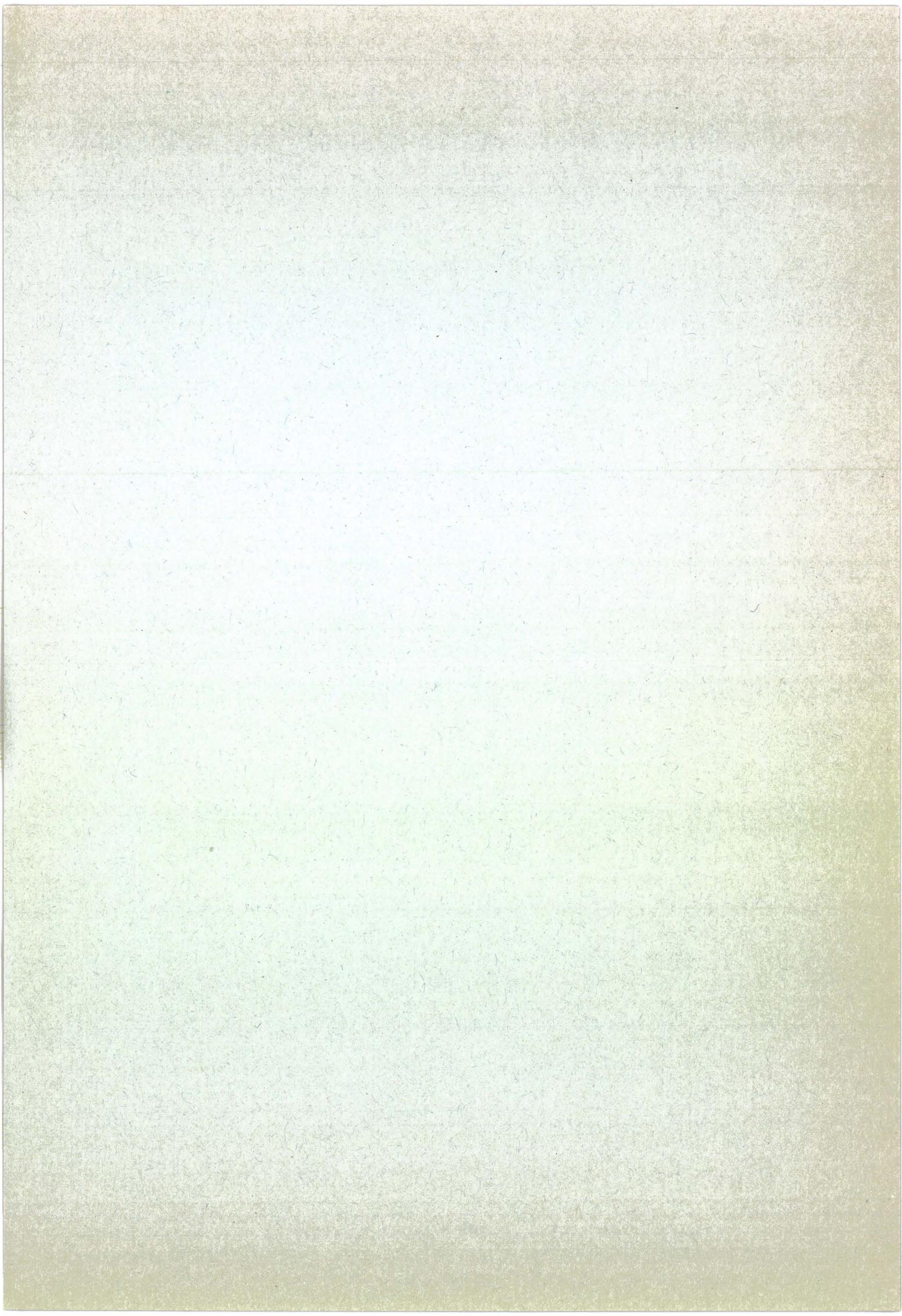
Du point de vue modélisation, il pourrait être envisagé d'étendre le modèle complet auquel nous sommes parvenus vers un modèle plus large prenant en compte les dynamiques transversales et longitudinales du véhicule. Ainsi, le concepteur sera plus à même d'évaluer les imperfections qu'il commet sur les sollicitations inertielles de caisse et pourra ainsi concevoir une commande plus performante. Toutefois, préalablement à la mise en place d'un tel modèle, et conformément à une démarche progressive de conception, il me semble absolument nécessaire de mettre au point des modèles intermédiaires, exclusivement de comportement en partant de ceux évoqués à la fin du chapitre 4 de ce mémoire (étude de la dynamique de freinage, étude de la dynamique de traction, étude de la dynamique de virage). C'est seulement après être parvenu à une maîtrise et une connaissance suffisante de ces modèles intermédiaires, que le concepteur sera à même d'exploiter, de comprendre et de maîtriser un modèle complet prenant en compte la dynamique de suspension d'une part et la dynamique de comportement véhicule d'autre part.

Sur la structure de suspension sur laquelle repose l'activation, une évolution vers un véhicule comportant 4 circuits de suspension peut être envisagée. Nous n'avons pas fait ce choix auparavant à cause de problèmes d'hyperstaticité du véhicule. Ces problèmes ne pouvaient être surmontés tant que la commande des actionneurs restait mécanique. L'utilisation de servovalves et d'un calculateur peut permettre la prise en compte de l'hyperstaticité à travers la résolution d'une simple équation algébrique.

Concernant la commande de la suspension, d'autres stratégies peuvent être mise à l'étude. En particulier, il me semblerait intéressant de remplacer chaque asservissement position-vitesse filtrée par une commande par modèle interne. L'idée consisterait à asservir chaque monoroue par son modèle interne représentatif basse fréquence et linéaire à 1ddl et d'ordre 2. Cette solution présente l'avantage de reposer sur une interprétation entièrement physique de la commande. Il s'agit à mon sens d'une évolution naturelle déjà partiellement mise en place à travers les algorithmes d'anticipation qui reposent sur une interprétation entièrement physique. Rappelons que leur déterminations se sont faites à partir de chaque modèle monoroue à 1ddl. Chaque débit estimé d'anticipation correspond exactement au débit de l'amortisseur simulé par le modèle 1ddl linéaire représentatif du monoroue commandé.

Du point de vue expérimental, de premiers résultats très prometteurs ont été obtenus. Ils confirment le bien-fondé de la suspension active 3C en tant que correcteur d'assiette par des performances comparables à celles de l'ACTIVA.

Le remplacement des actionneurs utilisés sur le premier prototype par des servovalves PSA-Thomson à haute bande passante capables de reproduire correctement les algorithmes d'anticipation devrait permettre d'améliorer encore ces performances. Des résultats devraient être obtenus rapidement en s'appuyant fortement sur l'étude théorique de ce mémoire et les outils logiciels associés qui l'ont rendu possible.



Conclusion générale

Les performances relevées sur véhicule attestent du bien-fondé de la démarche de conception décrite au chapitre 2 et appliquée ensuite tout au long de notre étude sur l'élaboration d'une suspension active compatible avec les objectifs recherchés.

□ Cette démarche est d'une part basée sur l'utilisation d'un langage de modélisation pluridisciplinaire et adapté à une approche hiérarchisée. Le Bond-Graph répond à ces deux conditions et c'est pourquoi nous l'avons toujours utilisé.

◆ Chacun des trois derniers chapitres s'articule autour d'un modèle clef dans l'élaboration d'une suspension active. Le chapitre 3 concerne la modélisation de l'actionneur qu'il aurait été très difficile de traiter sans l'usage d'un langage multidisciplinaire comme l'outil Bond-Graph. Le chapitre 4 est centré autour du modèle monoroue de suspension. Sa simplicité a permis la mise au point d'une commande performante d'asservissement de l'assiette du véhicule. Le chapitre 5 traite enfin du modèle complet. Les résultats acquis précédemment y sont largement réutilisés pour aboutir à une commande générale simple et performante.

◆ Chaque modèle clef superpose plusieurs niveaux de complexité. Ainsi, une analyse systématique est à chaque fois menée. L'étude débute par les modèles d'ordres les plus faibles comportant des éléments linéaires. Leur simplicité permet d'utiliser largement les outils classiques d'analyse de l'automatique et facilite ainsi la détermination des lois de commande. Ces lois sont ensuite testées sur les modèles plus élaborés et plus proches de la réalité physique. Chaque non linéarité est, dans la mesure du possible isolée pour en étudier son influence.

□ D'autre part, la démarche de conception est centrée sur la notion d'atelier logiciel. Chaque modèle clef a donné lieu à la création d'un tableau de bord de représentation et de supervision. Ces tableaux facilitent l'accès du concepteur à chaque modèle clef et la comparaison entre différents niveaux de complexité d'un modèle. Ils facilitent la connaissance et la maîtrise des phénomènes physiques et la mise au point de lois de commande performantes. L'utilisation d'animations de ces modèles constitue un plus intéressant. Elles facilitent la compréhension en synthétisant le fonctionnement de chaque modèle.

A travers l'étude et la réalisation d'une nouvelle suspension active, nous avons montré tout l'intérêt d'une démarche de conception basée sur la modélisation.

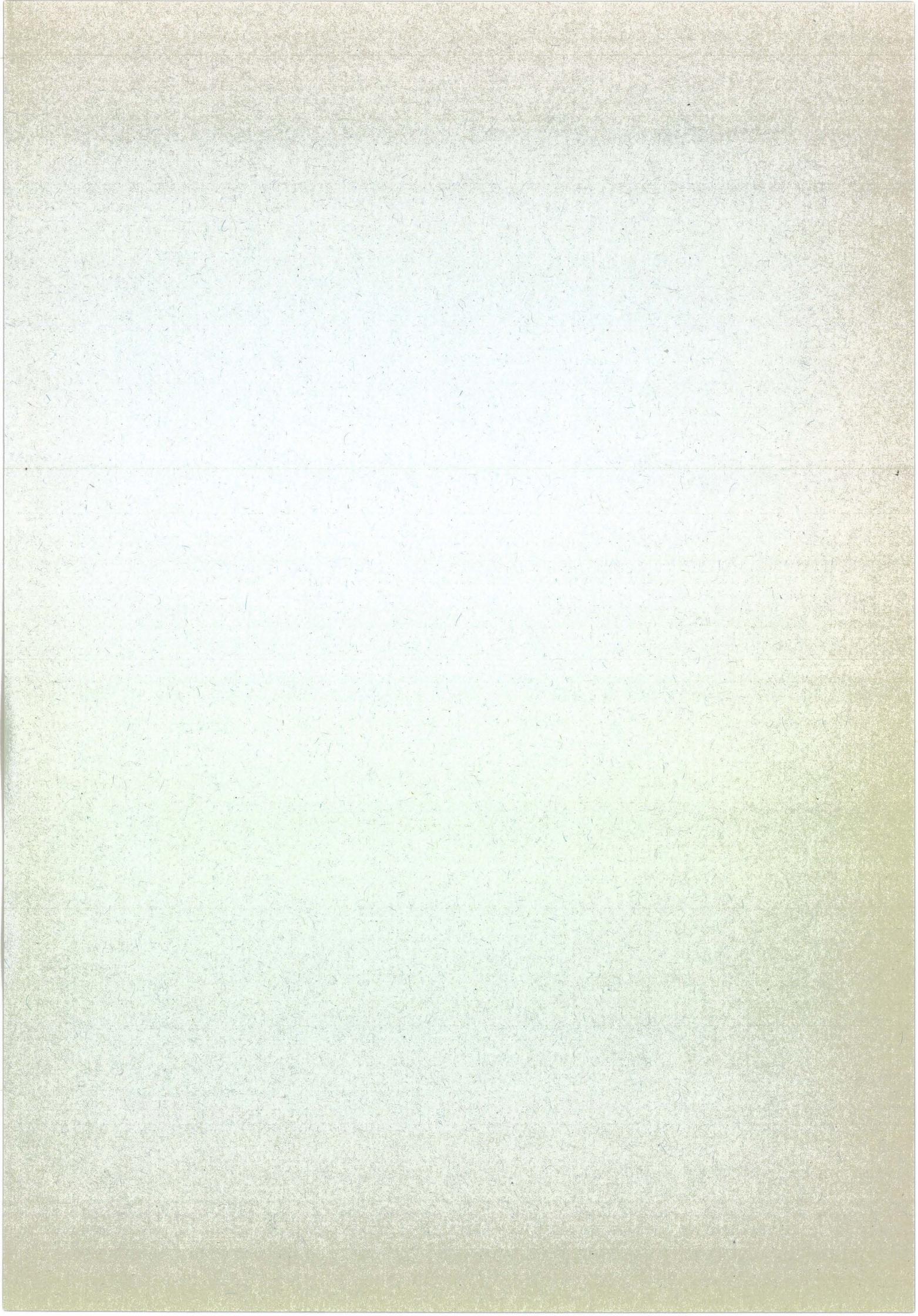
Cette démarche est naturellement susceptible de s'appliquer pour d'autres projets automobiles. La création et le développement de tableaux de bords interactifs et conviviaux des différents modèles de conception permettront à terme d'améliorer l'accès de l'homme aux prototypes numériques. Ces prototypes pourront être mis à la disposition de tous les acteurs d'un projet. Ils sont riches d'enseignement, évolutifs, et permettront à terme une optimisation rapide.

Par ailleurs, ces méthodes répondent aux attentes des constructeurs automobiles. Car il apparaît clairement aujourd'hui que l'élaboration de produits de haut contenu technologique nécessite l'association étroite de plusieurs disciplines. En particulier, les développements considérables de l'électronique et de l'informatique ces dernières années et la réduction des coûts de ces produits permettent l'introduction de calculateurs embarqués de plus en plus sophistiqués dans les véhicules. Pour pouvoir les implémenter et élaborer des lois de commande répondant correctement aux objectifs

d'activation, il est nécessaire d'élaborer une synthèse véhicule de plus en plus complexe. Les méthodes de conception décrites ici permettent alors d'aboutir plus facilement à une parfaite maîtrise de cette synthèse en créant des outils performants capables de rapprocher les spécialistes des différents métiers automobiles.

La réalisation d'une suspension active a constitué le support idéal de démonstration de l'efficacité de la démarche. La suspension 3C améliore le compromis confort-tenue de route et par là l'agrément de conduite. Cette solution répond à la plupart des contraintes imposées par la grande série que ce soit en consommation, en sécurité ou encore en coût des composants. Par ailleurs, les outils logiciels développés autour de ce système et basés sur la construction d'une chaîne hiérarchisée de modèles Bond-Graph assurent sa maîtrise, simplifient la diffusion de la connaissance et garantissent la possibilité d'autres évolutions.

En définitive, de nombreux éléments sont réunis pour que ce système soit produit en grande série sur un futur véhicule.



Bibliographie.

ABDEL HADY, M.B.A. et CROLLA, D.A. (1989); « Theoretical Analysis of Active Suspension Performance Using a Four-Wheel Vehicle Model », Proc. Inst. Mech. Engrs, Part D, Vol. 203, pp 125-135.

ABDEL HADY, M.B.A. et CROLLA, D.A. (1992); « Active Suspension Control Algorithms for a Four- Wheel Vehicle Model », Int. J. Veh. Des., Vol. 13(2), pp 144-158.

ADACHI, M., SHIOYA, M., FUNUBASHI, M., NAITO, S. (1988); « A State Adaptative Control Algorithm for Vehicle Suspensions », SAE Paper No. 881769.

AKATZU, Y., FUKUSHIMA, N., TAKAHASHI, K., SATOH, M., KAWARAZAKI, Y. (1990); « An Active Suspension Employing an Electrohydraulic Pressure Control System », SAE Paper No. 905123.

ALIRAND, M. (1991); « Etude par les Bond-Graphs d'une suspension CITRO ÈN à correction d'assiette active », Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon 1.

ALLEYNE, A. et HEDRICK, J.K. (1992); « Nonlinear Control of a Quarter Car Active Suspension », ACC/WA1, pp 21-25.

BARAK, P. et HROVAT, D. (1988); « Application of the LQG Approach to Design of an Automotive Suspension for Three-Dimensional Vehicle Models », IMechE Conf. on Advanced Suspensions, London, Oct. 24-25 (Mech. Eng. Publ., London), pp 11-26.

BARAK, P. et SACHS, H.K. (1986); « On the Optimum Ride Control of a Dynamic Model for an Automotive Vehicle System », Suppl. To Veh. Sys. Dyn., Vol. 15, pp 15-29.

BEARD, D. et KARNOPP, D.C. (1993); « Design and Simulation of High Performance Energy Efficient Active Suspension System », Int. Conf. on bond graph modelling, simulation series, Vol. 25(2), Soc. for Comput. & Sim., pp 249-254.

BLACKBURN, J.F., REETHOF, G., SHEAREAR, J.L., AMIARD, P., BLONDEL, J.P. (1966); « Mécanismes et Servomécanismes à fluide sous pression : circuits et organes de commandes à fluide sous pression », Edition DUNOD, Tome 1.

BORNE, P., DAUPHIN-TANGUY, G., RICHARD, J.P., ROTTELA, 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.

BURTON, A.W., TRUSCOTT, A.J., WELLSTEAD, P.E. (1995); « Analysis, Modelling, and Control of an Advanced Automotive Self Levelling Suspension System », IEE Proc.-Control Theory Appl., Vol. 142, No. 2, March 1995, pp 129-139.

CHALASANI, R.M. (1986); « Ride Performance Potential of Active Suspensions Systems-Part II: Comprehensive Analysis Based on a Full-Car Model », ASME. AMD. Vol. 80, DSC. Vol. 2, pp 205-234.

CHEN, S.H., CHOU, J.H., CHAO, C.H. (1995); « Stability Robustness of the LQG Active Suspensions with Disturbance/Noise Uncertainties and Time-Varying Parametrical Perturbations », Int. J. Veh. Des., Vol. 116, Nos

4/5, pp 428-440.

COTTERELL, M. (1975); « Theoretical Analysis of an Active Suspension Fitted to a London Transport Bus », In 'Stress, Vibration and Noise in Vehicles' (ed. H.G. Gibbs, T.H. Richards), Applied Science Publ., London, Chapter 14.

CROLLA, D.A. et ABDUL NOUR, A.M.A. (1992); « Power Losses in Active and Passive Suspensions of Off-Road Vehicles », J. Terramechanics, Vol 29(1), pp 83-93.

CROLLA, D.A., PITCHER, R.H., LINES, J.A. (1987); « Active Suspension Control for an Off-Road Vehicle », Proc. Inst. Mech. Engrs, Part D, Vol. 201(D1), pp 1-10.

EL MADANY, M.M. et ABDUL JABBAR, Z. (1992); « On the Ride and Attitude Control of Road Vehicles », Comput. & Struct., Vol. 42(2), pp 245-253.

EL RAZAZ, Z.S. et EL MADANY, M.M. (1989); « Eigenvalue Sensitivities as an Effective Tool for Active Automobile Suspension Design », ASME-DED-DE, Vol. 18-5, pp 203-209.

ELBEHEIRY, E.M., KARNOPP, D.C., ELARABY, M.E., ABDELRAAOUF, A.M. (1995); « Advanced Ground Vehicle Suspension Systems - A Classified Bibliography », Veh. Sys. Dyn., Vol. 24, pp 231-258.

ELSAYED, M., ELBEHEIRY., KARNOPP, C. (1995); « Optimisation of Active and Passive Suspensions Based on a Full-Car Model »,

FRUHAUF, F., KASPER, R., LACKEL, J. (1986); « Design of an Active Suspension for a Passenger Vehicle Model Using Input Processes with Time Delays », Proc. 9th IAVSD-Symp. on the dynamics of vehicles on roads and on railway tracks (ed. O. Nordström), pp 126-138.

GILLESPIE, D.T. (1992); « Fundamentals of Vehicle Dynamics », SAE publisher, Library of Congress, Cataloging-in-publication Data.

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.

GUILLEMARD, F., et VASSAL, F. (1992); « Etude de la Suspension Autocalme », Rapport de DEA d'automatique et de productique.

GUILLOIN, M. (1991); « Intérêt de la Transmission Hydraulique », Techniques de l'ingénieur, Vol. B5 IV, B6070.

HAC, A. (1987); « Adaptive Control of Vehicle Suspension », Veh. Sys. Dyn., Vol. 16, pp 57-74.

HAESSIG, D. A., FRIEDLAND, B. (1991); « On the Modeling and Simulation of Friction », Trans. of the ASME, Vol. 113, September 1991, pp 354-362.

HATTORI, K., KIZU, R., YOKOYA, Y., OHNO, H. (1990); « Linear Pressure Control Valve for Active Suspension », ASME/JASME Int. computer aided engineering conference and exposition, August 5, pp 583-588.

HERNETTE, V. (1995); « Apport de la modélisation Bond-Graph à la conception d'une suspension active », Thèse de doctorat, Université Claude Bernard, Lyon 1.

INAGAKI, S., INOUE, H., SATO, S., TABATA, M. (1992); « Development of Feedforward Control Algorithms for Active Suspension », SAE Paper No. 920270.

KARNOPP, D.C. (1987); « Active Suspensions Based on Fast Load Levelers », Veh. Sys. Dyn., Vol. 13, pp 355-380.

- KARNOPP, D.C. et MARGOLIS, D.** (1984); « Adaptive Suspension Concepts for Road Vehicles », *Veh. Sys. Dyn.*, Vol. 13, pp 145-160.
- KEEBLER, J.** (1992); « Cadillac Suspension is Smooth Stuff », *Automotive News*, Sept the 7th.
- LI, S.** (1992); « Optimal Control of a Three-Dimensional Active Vehicle Suspension System, Including Servo-Actuator Dynamics », *IMEchE Paper No. 925098*, pp 213-220.
- LIN, Y.J., LU, Y.Q., PADOVAN, J.** (1993); « Fuzzy Logic Control of Vehicle Suspension Systems », *Int. J. Veh. Des.*, Vol. 14, Nos. 5/6, pp 457-470.
- LIZELL, M.** (1991); « Dynamic Leveling - A Low Power Active Suspension with Adaptive Control », *Proc. 12th IAVSD-Symp. on dynamics of vehicles on roads and on tracks* (ed. G. Sauvage), Swets & Zeitlinger, 1992, pp 385-400.
- MARKUS, F.** (1995); « Technical Highlights », *Car & Driver*, Vol. 41, No. 4, Oct 95.
- MC CLOY D., MARTIN, H.R.**, (1980); « Control of Fluid Power : Analysis and Design », John Wiley & sons.
- MERRIT, H.E.** (1967); « Hydraulic Control Systems », John Wiley & sons.
- MICHELBERGER, P., BOKOR, J., KERESZTES, A., VARLAKI, P.** (1990); « Design of Active Suspension System for Road Vehicles : An Eigenstructure Assignment Approach », *SAE Paper No. 905146*, pp 213-218.
- MILLER, L.R. et NOBLES, M.** (1990); « Methods for Eliminating Jerk and noise in Semi-Active Suspensions », *SAE Paper No. 902284*.
- Mitchell and Gauthier Associates** (1987); « ACSL Manual », Concord., Mass.
- MOREAU, X.** (1995); « Intéret de la Dérivation Non Entière en Isolation Vibratoire et son Application dans le Domaine de l'Automobile : La Suspension CRONE : Du Concept à la Réalisation », Thèse de Doctorat, Université de Bordeaux.
- MOREAU, X., OUSTALOUP, A., NOUILLANT, M.** (1993); « La Suspension CRONE : Une Suspension Active d'Ordre Non Entier Optimal », *Proc. of the Int. congress MV2, active control in mech. eng.*, Tome 1, pp 79-92.
- MOREAU, X., OUSTALOUP, A., NOUILLANT, M.** (1995); « The CRONE Suspension », *Proc. of the ICASAV on intelligent components for Autonomous and Semi-Autonomous Vehicles*, pp 11-16.
- NARAYANAN, S. et RAJU, G.V.** (1992); « Active Control of Non-Stationary Response of Vehicles with Nonlinear Suspension », *Veh. Sys. Dyn.*, Vol. 21, pp 19-37.
- OKADE, M., HASEBE, T., FUKUTA, M., OONUMA, T., BUMA, S., HATTORI, K.** (1992); « Vibration Analysis of Control Valve for Active Suspension », *SAE Paper No. 920272*.
- OUSTALOUP, A. et NOUILLANT, M.** (1990); « Nouveaux Systèmes de Suspension », Brevet No. 9004613, INPI.
- OUSTALOUP, A., MOREAU, X., NOUILLANT, M.** (1993); « From the 2nd Generation CRONE Control To The CRONE Suspension », *Proc. of the Int. Congress IEEE, Int. Conf. on Systems, Man and Cybernetics*, le Touquet, Tome 2, pp 143-148.
- PACKER, M.B.** (1978); « Active Ride Control : a Logical Step from Static Vehicle Attitude Control », *SAE Paper NO. 780050*.

PITCHER, R.H. (1986); « Technology Showcase Active Ride control System », J. of Terramechanics, Vol. 22, No. 4, pp 237-243.

RAULT, A. (1993); « La conception mécatronique : méthodologie et expérience de l'industrie automobile ».

SCHNEIDER, R. (1992); « Unique Solenoid Valve Smooths Atlanté Ride », Penton Publishing.

SHARP, R.S. et HASSAN, S.A., (1986); « An Evaluate of Passive Automotive Suspension System With Variable Stiffness and Damping Parameters », Veh. Sys. Dyn., Vol. 15, pp 335-350.

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.

The MathWorks Inc. (1994); « MATLAB User's Guide », Natick, Mass.

TILLBACK, L.R. et BRODD, S. (1989); « Active Suspension - the VOLVO Experience », SAE Paper No. 890083.

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.

ULSOY, A.G., HROVAT, D., TSING, T. (1994); « Stability Robustness of LQ and LQG Active Suspensions », ASME J. Dyn. Sys. Meas. Cont., Vol. 116, pp 123-131.

VALLURUPALLI, S.S., OSMAN, M.O.M., DUKKIPATI, R.V. (1992); « Adaptive Control of an Active Suspension », ASME-AMD-DSC, Vol. 44, pp 89-96.

WILLIAM, F. et MILLIKEN, J. (1988); « Active Suspension », SAE Paper No. 880799 .

WRIGHT, P.G. et WILLIAMS, D.A. (1984); « The Application of Active Suspension to High Performance Road Vehicles », IMechE, C239/84, pp 23-28.

YAMASHITA, M., FUJIMORI, K., UHLIK, C. (1990); « H_{∞} Control of an Automotive Active Suspension », Proc. of the 29th Conf. on descision and control, Honolulu, Hawaii, Dec. 90, pp 2244-2250.

YASUDA, E., KATSUHIKO, H., SUZUKI, H., HAYASHI, Y. (1991); « Improvement of Vehicle Motion and Riding Comfort by Active Controlled Suspension System », SAE Paper No. 910662.

YOKOYA, Y., KIZU, R., KAWAGUCHI, H., OHASHI, K., OHNO, H. (1990); « Integrated Control System Between Active Control Suspension and Four Wheel Steering for the 1989 CELICA », SAE Paper No. 901748.

YONEKAWA, T., OHNUMA, T., MORI, Y., GOTOH, T., BUMA, S. (1991); « Effect of Active Control Suspension System on Vehicle Dynamics », JSAE Review, Vol. 12(2), pp 40-45.

