

École doctorale n°432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité « Génie électrique »

présentée et soutenue publiquement par

Hussein SLEIMAN

le 29 juin 2010

**Systèmes de suspension semi-active à base de fluide
magnétorhéologique pour l'automobile**

Directeur de thèse : **Stéphane CLÉNET**

Co-encadrement de la thèse : **José LOZADA, Betty LEMAIRE-SEMAIL**

Jury

M. Claude MARCHAND

M. Christophe FORGEZ

M. Abdelhak AMBARI

M. Stéphane CLÉNET

M. Nathan IDA

Mme Betty LEMAIRE-SEMAIL

M. José LOZADA

M. Pierre SICARD

Professeur, LGEP, SUPELEC

MCF-HdR, Laboratoire d'Electromécanique, UTC

Professeur, LAMPA, Arts et Métiers ParisTech

Professeur, L2EP, Arts et Métiers ParisTech

Professeur, Université d'Akron

Professeur, L2EP, Polytech'Lille

Docteur-Ingénieur de Recherche, CEA LIST

Professeur, Université du Québec

Rapporteur

Rapporteur

Examinateur

Examinateur

Examinateur

Examinateur

Examinateur

Examinateur

**T
H
È
S
E**

A mes parents, mon frère et mes sœurs

A tous mes amis de Paris et d'ailleurs

Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire de thèse ont été réalisés au cours de ces trois dernières années passées au CEA-LIST dans le cadre d'un projet européen AC-DC.

Je tiens tout d'abord à exprimer toute ma gratitude envers Monsieur Moustapha Hafez, Chef du Laboratoire des Interfaces Sensorielles et Ambiantes dans lequel s'est déroulée la thèse, pour m'avoir choisi et accueilli, pour son enthousiasme et ses grandes qualités humaines, j'en suis reconnaissant.

Je remercie mon directeur de thèse Monsieur Stéphane Clénet pour sa confiance et ses conseils avisés. J'ai pu, à son contact, profiter de sa grande expérience en génie électrique et électromagnétisme ainsi que de son enthousiasme pour la recherche.

Je remercie Monsieur José Lozada, mon encadrant au CEA, pour ses conseils scientifiques et humains, pour son aide et pour sa disponibilité. Son œil critique m'a été très précieux pour structurer ce mémoire et pour améliorer la qualité des différentes sections.

Je remercie Madame Betty Lemaire-Semail, pour son encadrement, son encouragement et pour sa contribution primordiale à la mise en place de la partie contrôle, un des piliers de ce travail de thèse.

Je tiens également à associer à ces remerciements Monsieur Jean-Pierre Nikolovski qui m'a initialement accueilli dans le projet AC-DC.

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements aux membres du jury, qui ont accepté d'évaluer mon travail de thèse.

Je voudrais remercier Monsieur Alain Micaelli pour ses remarques pertinentes qui ont été indispensables pour le modèle de simulation de la suspension. Je remercie Monsieur Fabien Ferlay qui m'a initié à la conception mécanique et aidé à concevoir le banc expérimental. Je remercie tout particulièrement, Monsieur Marc Itchah pour sa disponibilité et ses solutions presque magiques à tous les problèmes de mécanique que j'ai rencontrés.

Bien entendu, je n'oublie pas l'ensemble du personnel du laboratoire, mes collègues, doctorants et amis pour les bons et agréables moments que nous avons passés ensemble : Emir vela, Cécile Pacoret, René Polizzi, Waad Nassar, Michael Wiertlewski, Liu Yuan, Hana Youssef, Richard Demersseman. Je leur exprime ma profonde sympathie et leur souhaite beaucoup de bien.

Je ne saurais jamais remercier assez mon père et ma mère qui m'avait fait le grand plaisir de me visiter ici en France, pour leur amour, leur encouragement et leur soutien inconditionnel.

TABLE DES MATIÈRES

Introduction générale	1
1 Etat de l'art et problématique	5
1 Les suspensions dans le monde de l'automobile	6
1.1 Le confort	6
1.2 La tenue de route	10
1.3 Les composants d'une suspension	12
1.4 Architecture des suspensions courantes	12
1.5 Les différents modèles de véhicule	14
1.5.1 Modèle quart de véhicule ou monoroue	14
1.5.2 Modèle demi-véhicule	15
1.5.3 Modèle véhicule complet ou 3D	16
1.6 Les trois types de suspension	17
1.6.1 Les suspensions passives	17
1.6.2 Les suspensions actives	18
1.6.3 Les suspensions semi-actives	19
2 Les suspensions semi-actives à base de fluides magnétorhéologiques	22
2.1 Définition et généralités sur les fluides magnétorhéologiques	22
2.2 Comportement rhéologique	25
2.3 Modes d'écoulements	27
2.4 Les amortisseurs magnétorhéologiques	29
2.4.1 Principe de fonctionnement	29
2.4.2 Géométrie des amortisseurs magnétorhéologiques	29
2.5 Modélisations des amortisseurs magnétorhéologiques	32
2.5.1 Modèle linéaire de Bingham	32
2.5.2 Modèle de Bingham couplé à un modèle viscoélastique [Gammota 91]	33
2.5.3 Modèle de Bouc-Wen	34
2.5.4 Modèle de Bouc-Wen modifié	36

3	Conclusion partielle et présentation de la problématique	39
2	Conception et dimensionnement d'un amortisseur MR	41
1	Objectifs expérimentaux	42
1.1	Performances requises pour le banc expérimental	42
1.2	Facteur d'échelle	42
2	Conception et dimensionnement de l'amortisseur	44
2.1	Structure de l'amortisseur et mode de fonctionnement	44
2.2	Génération du champ magnétique	45
2.3	Optimisation et dimensionnement de l'amortisseur MR	46
2.3.1	Hypothèses et modélisation	46
2.3.2	Calcul de la force de l'amortisseur MR	46
2.3.3	Simplification de l'expression de la force	49
2.3.4	Équations électromagnétiques de l'amortisseur	50
2.3.5	Détermination du rapport d'efficacité de l'amortisseur	55
2.4	Fabrication de l'amortisseur MR	57
2.4.1	Circuit magnétique	57
2.4.2	Étanchéité et guidage linéaire du mouvement du piston	58
2.4.3	Géométrie de compensation du volume	58
2.4.4	Nombre de Reynolds de l'écoulement	61
3	Banc de test	62
3.1	L'actionneur linéaire	64
3.2	Instrument de mesure de la position et calcul de la vitesse	64
3.3	Alimentation électrique de l'amortisseur	64
3.4	Le bâti	64
3.5	Implantation d'une suspension automobile à échelle réduite	65
4	Conclusion partielle	65
3	Caractérisation et modélisation de l'amortisseur MR	67
1	Caractérisation en régime statique	68
1.1	Définition des étapes de caractérisation de l'amortisseur	68
1.2	Modèle cinématique du banc de test	69
1.3	Equations du mouvement	70
1.4	Représentation énergétique macroscopique (REM) du banc de test	72
1.5	Identification des propriétés électriques	73
1.6	Identification des frottements des joints	75
1.7	Caractérisations des forces d'amortissement	76
1.7.1	Résultats	77
1.7.2	Description de l'écoulement du fluide MR par rapport au modèle « Plug Flow »	80
1.7.3	Comparaison avec les résultats de dimensionnement : influence du paramètre empirique C	81
1.7.4	Comparaison par rapport à la modélisation du circuit magnétique	82
1.7.5	Caractérisation de l'hystérésis magnétique de l'amortisseur	89
2	Caractérisation dynamique de l'amortisseur	90
2.1	Résultats et interprétations	91

2.2	Modélisation en régime dynamique de l'amortisseur	92
2.2.1	Sensibilité des paramètres du modèle	95
2.2.2	Adaptation du modèle par rapport aux résultats expérimentaux	98
2.2.3	Optimisation des paramètres du modèle : cas d'un courant fixé	99
2.2.4	Optimisation des paramètres du modèle : cas d'un courant non nul	99
3	Conclusion partielle	101
4	Commande d'une suspension MR à échelle réduite	103
1	Etude du mouvement d'une suspension à un degré de liberté	104
1.1	Rappel théorique sur les systèmes oscillants	104
1.2	Suspension soumise à une force périodique permanente	109
2	Caractérisation et modélisation de la suspension MR	113
2.1	Choix des paramètres de la suspension MR à échelle réduite	114
2.2	Caractérisation expérimentale de la suspension MR	114
2.3	Représentation énergétique macroscopique (REM) de la suspension MR	117
2.4	Identification du modèle de simulation	119
3	Commande d'une suspension semi-active MR	121
3.1	Objectifs du contrôle des suspensions en automobile	121
3.2	Etat de l'art sur le contrôle semi-actif	122
3.2.1	Contrôle à boucle ouverte	122
3.2.2	Contrôle Sky-hook	122
3.2.3	Contrôle Groud-hook	126
3.2.4	Contrôle par logique floue	127
3.3	Matériels et moyens utilisés	127
3.4	Schéma du contrôle automatisé	128
3.5	Application d'un contrôle Sky-hook	129
3.6	Application d'un contrôle Sky-hook modifié	132
3.7	Contrôle par inversion du modèle REM	134
3.7.1	Structure maximale de commande (SMC)	134
3.7.2	Chaîne de réglage et inversion	135
3.7.3	Détermination du correcteur proportionnel	137
3.7.4	Résultat du contrôle par inversion de la REM	138
3.8	Etudes comparatives	138
3.8.1	Comparaisons entre les différentes lois de contrôles	138
3.8.2	Comparaison simulations/expériences	142
4	Conclusion partielle	145
	Conclusion et Perspectives	147
	Bibliographie	151
	Annexes	159
A	Applications des amortisseurs magnétorhéologiques	159
1	Industrie automobile	159

2	Domaine médical	160
3	Génie civil	162
4	Application diverses	164
B	Expression de la force magnétorhéologiques	167
1	Etablissement de la force d'amortissement en régime statique	167
1.1	Equations de l'écoulement du fluide MR	167
1.2	Calcul du profil de vitesse :	168
1.3	Calcul du débit volumique :	170
1.4	Détermination du gradient de pression	170
C	Principes de la Commande par Inversion et formalismes associés	173
1	Modélisation causale	173
2	Principe d'inversion	174
3	Structure maximale de commande (SMC)	176
4	Structures Pratiques de Commande (SPC)	176
5	Extension aux systèmes couplés	176
6	La Représentation Energétique Macroscopique (REM)	177

TABLE DES FIGURES

1.1	Illustration des mouvements linéaires et angulaires sur une voiture. Le tangage ou galop est l'oscillation longitudinale autour d'un axe horizontal et transversal. Le roulis est l'oscillation transversale autour d'un axe horizontal et longitudinal. Le lacet est l'oscillation autour d'un axe vertical [Alexandridis 07].	7
1.2	Illustration d'un profil de route aléatoire : l'amplitude des vibrations $a(x)$ dépend de la position x du véhicule qui se déplace à une vitesse V	7
1.3	Réseau de courbes de classification des profils de route selon la norme ISO2631 [Wong 93]	9
1.4	Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)	11
1.5	Les différentes architectures des suspensions des trains avant les plus utilisées sur les véhicules de nos jours [Carbibles 09].	13
1.6	Architectures de suspension des trains arrière : l'essieu de torsion (a) est très répandue simple et robuste [Carbibles 09] tandis que le multibras (b) est d'une conception plus complexe mais très efficace notamment en guidage [BMW 10].	14
1.7	Modèle de quart de véhicule général (a) et modèle de quart de véhicule simplifié (b) dans lequel on assimile la roue à un corps parfaitement rigide en contact permanent avec le sol	15
1.8	Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule latéral à 4 degrés de liberté	16
1.9	Modèle de véhicule complet, d'après [Sammier 01].	17
1.10	Schéma d'une suspension active. Dans un premier temps, les informations telles que l'accélération de la roue et du véhicule sont transmises au contrôleur qui calcule, selon une stratégie de contrôle, la consigne nécessaire à l'actionneur. Ce dernier agit sur le véhicule pour atténuer les vibrations.	18
1.11	Le système ABC dans sa nouvelle version, ici c'est la raideur de chaque suspension qui est contrôlée, ce qui rend ce système actif. D'après [Capacity 09]	19

1.12	Domaines de fonctionnement de chaque type de suspensions. La suspension active couvre toutes possibilités de réaction quelque soit le sens de la vitesse, elle peut être motrice ou dissipative. La suspension semi-active quant à elle, reste purement dissipative mais avec la possibilité de modifier en temps réel le taux de dissipation de l'énergie. Le dernier cas, la suspension passive est limitée à une seule caractéristique dissipative non modifiable.	20
1.13	Amortisseurs MR commercialisés par l'équipementier Delphi™ et équipant des véhicules de luxe ou sportif.	22
1.14	Cartographie force-vitesse typique de l'amortisseur MagneRide™ de suspension automobile, d'après [Alexandridis 07].	23
1.15	Image au microscope électronique des particules de fer du fluide MR sans champ B (à gauche) et avec champ B (à droite) d'après [BASF 09].	23
1.16	Étapes successives de la formation des chaînes de particules et mise en place de l'effet MR	24
1.17	Illustration des deux modèles rhéologiques du fluide MR	26
1.18	Rhéogrammes de Bingham du fluide MR en fonction des champs magnétique de différentes intensités	27
1.19	Rhéogrammes du fluide MRF-132LD [Zipser 01] pour différentes valeurs de champ magnétique. Le seuil d'écoulement et la viscosité sont respectivement mesurés comme l'ordonnée à l'origine et la pente des rhéogrammes. Par identification avec la figure 1.18, nous pouvons remarquer un léger changement de la pente au fur et à mesure que le champ magnétique augmente.	28
1.20	Les modes d'utilisation des liquides MR : le mode cisaillement (a), le mode valve (b) et le mode compression (c).	29
1.21	Vue en coupe longitudinale montrant le principe de fonctionnement d'un amortisseur MR. D'après [Delphi 09].	30
1.22	Géométries d'un amortisseur monotube fonctionnant en mode valve (a) et mode valve et cisaillement (b)	31
1.23	Schéma d'un amortisseur MR bitube	31
1.24	Schéma d'un amortisseur MR à double tige ou double sortie	32
1.25	Modèle de Bingham pour le comportement d'un amortisseur MR : association d'un élément de friction à seuil et d'un frottement visqueux.	32
1.26	Comparaison des résultats expérimentaux et du modèle de Bingham pour une excitation sinusoïdale d'amplitude 15 mm et une fréquence de 2.5 Hz, d'après [Spencer 97]. Le graphique (a) compare les relevés temporels de la force expérimentale et ceux prédits par le modèle de Bingham. Sur le graphique (b), on trace l'évolution des forces en fonction de la position, ces courbes ne permettent pas de mettre en évidence les écarts entre les résultats expérimentaux et le modèle, cependant sur le graphique (c), les différences sont plus visibles.	33
1.27	Modèle de Gamota associant plusieurs éléments mécaniques en parallèle et en série. Les deux premiers composants (à gauche) en parallèle sont ceux correspondant au modèle de Bingham, les autres parties correspondent au modèle de solide linéaire.	34
1.28	Courbes de comparaison entre le modèle de Gomota et al. avec les résultats expérimentaux [Spencer 97].	35
1.29	Composition élémentaire du Modèle de Bouc-Wen.	35

1.30	Exemple de comparaison entre les courbes expérimentales de la force et les courbes du modèle de Bouc-Wen, excitation à 1 Hz. D'après [Yao 02]. Les courbes force-vitesse (graphique (c)) montrent une meilleure superposition des résultats expérimentaux et théorique notamment en ce qui concerne le phénomène d'hystérésis.	37
1.31	Modèle de Bouc-wen modifié. Il s'agit d'ajouter au précédent modèle, un frottement visqueux en série et le tout monté en parallèle avec un ressort.	37
1.32	Comparaison courbes expérimentales et modèles de Bouc-Wen modifié [Spencer 97].	39
2.1	Cartographie force-vitesse de l'amortisseur Magneride développé par l'équipementier Delphi Corporation [Delphi 09].	43
2.2	Vue en coupe longitudinale de l'amortisseur MR (à droite) et illustration détaillée des composants du piston notamment le circuit magnétique et la bobine (à gauche).	44
2.3	Illustration du circuit magnétique : (a) vue en coupe longitudinale du circuit magnétique montrant l'écoulement du fluide et la formation des chaînes de particules dans l'entrefer et (b) vue en coupe transversale du bas du circuit.	45
2.4	Coupe élémentaire de la valve représenté par deux plans parallèles. L'écoulement du fluide dans la valve du piston est assimilé à celui dans un conduit de section rectangulaire.	47
2.5	(a) vue en coupe transversale du piston, (b) vue en coupe de la conduite de section rectangulaire représenté par deux plans parallèles de largeur w . Cette largeur est égale à la circonférence moyenne de la valve. La distance entre les deux plans est égale à l'épaisseur de la valve g	49
2.6	Vue en coupe axisymétrique du piston, les sections de l'entrefer de hauteur h chacune sont les zones de présences de l'effet MR. C'est à cet endroit précis de la valve que les chaînes de particules se forment.	50
2.7	Vue en coupe transversale du piston et de la bobine. Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 et Φ_4 sont les flux magnétiques à travers les différentes sections du circuit magnétique.	51
2.8	Caractéristique magnétique statique du liquide MRF-132DG [Lord 06]. La droite est une approximation linéaire de la relation B-H avant la saturation estimée à partir de 0.6 T.	53
2.9	Contrainte de cisaillement τ en fonction de H du fluide MRF132-DG [Lord 06]. Sur ce graphique la droite est une approximation linéaire de la fonction $\tau(H)$ pour les valeurs de H relativement faibles.	54
2.10	CAO du piston dans lequel la partie extérieure (cloche) est fabriquée en aluminium anodisé. L'anodisation permet d'obtenir une couche d'alumine de grande épaisseur (environ 100 μm) qui présente une grande résistivité à la corrosion.	55
2.11	Cartographie analytique de la force totale de l'amortisseur MR en fonction de la vitesse et pour différents niveaux de courant d'alimentation. Pour un courant nul, la force totale est une droite qui passe par l'origine, il s'agit d'une force visqueuse pure. Pour des courants non nuls, une force seuil est induite, elle dépend de l'intensité du courant appliqué.	58
2.12	Coupe axisymétrique du piston illustrant les différentes parties du circuit magnétique.	59

2.13	Illustration d'un joint quadrilobe [Satoriseal 09], la section comporte quatre lobes qui offre une bonne étanchéité avec des frottements réduits à moitié par rapport au joint torique classique [Chevalier 03].	59
2.14	CAO en coupe longitudinale de l'amortisseur. Pour passer les fils de la bobine, un orifice traverse le long de la tige supérieure jusqu'au centre du piston contenant la bobine.	60
2.15	Vue en coupe transversale du piston.	62
2.16	Illustration du banc de test. L'amortisseur y est monté sur un système de rotule-pivot permettant de corriger les défauts d'alignement du mouvement de translation du piston dans la chambre.	63
2.17	Circuit d'alimentation de la bobine. Le signal U_e est amplifié avant de traverser la bobine. Une résistance de mesure R_{mes} placée en série avec la bobine permet de mesurer le courant d'alimentation de l'amortisseur.	65
2.18	Photographie du banc de test sur lequel est montée une suspension MR (a) et identification avec un modèle de quart de véhicule (b).	66
3.1	Exemple de profil de mouvement imposé par le moteur, la position est relevée par le capteur de déplacement LVDT (mesure analogique) et la vitesse est obtenue en dérivant numériquement la position mesurée.	69
3.2	Illustration du système d'expérimentation employé pour la caractérisation de l'amortisseur MR	70
3.3	Vue d'ensemble du dispositif expérimental (a) et schéma cinématique du mécanisme(b). Chacune des lettres représente une composante de ce banc de test. . .	71
3.4	Représentation Energétique Macroscopique (REM) du banc de test. Les triangles correspondent à des convertisseurs mécaniques, le double triangle est l'amortisseur MR considéré comme un convertisseur mécano-mécanique non linéaire piloté par le courant I_a et la source mécanique représente le moteur linéaire qui est un convertisseur électromécanique.	73
3.5	Temps de réponse de la bobine.	74
3.6	REM de l'amortisseur d'un point de vue électrique. Le rectangle barré est la bobine, c'est accumulateur d'énergie électrique alimenté en tension par la source électrique.	75
3.7	Approximation de la force de frottements des joints quadrilobes par un modèle de Stribeck.	76
3.8	Chronogrammes de la force d'amortissement avec des plateaux de vitesse différents.	77
3.9	Relevés expérimentaux de la force d'amortissement en fonction de la vitesse et par niveau de courant.	78
3.10	Comparaison entre les résultats expérimentaux et l'approximation par le modèle de Bingham. Ce dernier ne reproduit pas correctement le comportement de la force à basse vitesse $< 120 \text{ mm.s}^{-1}$	79
3.11	Cartographie force-vitesse de l'amortisseur Magneride développé par l'équipementier Delphi Corporation [Delphi 09].	80
3.13	Ecoulement plug flow d'après [Yang 02]. Dans la zone II, la contrainte de cisaillement n'est pas suffisante pour rompre les chaînes de particules, par conséquent dans cette zone le fluide se déplace en bloc.	81

3.12	Relevés expérimentaux de la force d'amortissement en fonction du courant pour des différentes valeurs de vitesse.	83
3.14	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats théoriques de dimensionnement de l'amortisseur. Cette comparaison est effectuée pour trois niveaux de courant 0.2, 0.4 et 0.6 A.	83
3.15	Comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle théorique de la force MR. Ici la valeur attribuée au paramètre empirique C est de 2.1 au lieu de 2.5, d'où un meilleur accord des résultats théoriques et expérimentaux surtout à forte vitesse.	84
3.16	Courbes des propriétés magnétiques du fluide MRF-132DG [Lord 06] (à gauche), et de l'acier XC48 utilisé dans la fabrication de l'amortisseur (à droite).	85
3.17	Vue en coupe axisymétrique du modèle de l'amortisseur utilisé dans la simulation numérique (à droite). Maillage du modèle de l'amortisseur (à gauche).	86
3.18	(a) aperçu des lignes du champ H à l'intérieur du circuit magnétique du l'amortisseur MR. (b) en pointillés, on a représenté les chemins le long desquels on a relevé le champ H en vue du calcul de la force.	86
3.19	Courbes de répartition du champ magnétique H sur les deux entrefers de l'amortisseur, le calcul numérique est effectué pour un courant de 0.6 A dans la bobine.	87
3.20	Comparaison de la force MR expérimentale, numérique et théorique.	88
3.21	(a) cycle d'hystérésis force-courant de l'amortisseur MR à vitesse constante. (b) relevé expérimental du cycle magnétique de l'acier XC48 obtenu à l'aide d'un banc de caractérisation industriel.	89
3.22	Profil de mouvement alternatif d'amplitude ± 5 mm et de fréquence 3 Hz.	91
3.23	Réseau de courbes force-déplacement (à gauche) et force-vitesse (à droite) pour une fréquence d'excitation de 3 Hz et des niveaux de courant constant 0, 0.2, 0.4, 0.6 et 1 A.	92
3.24	Réseau de courbes force-position à courant constant égal à 0.6 A et fréquence variable entre 1 et 20 Hz. De même, on observe que l'hystérésis prend de l'ampleur lorsque la fréquence augmente.	93
3.25	Réseau de courbes force-vitesse à courant constant égal à 0.6 A et fréquence variable entre 1 et 20 Hz. On peut observer que l'hystérésis prend de l'ampleur lorsque la fréquence augmente.	93
3.26	Modèle de Bouc-wen modifié. Il s'agit d'ajouter à un modèle Bouc-Wen, un frottement visqueux en série et le tout monté en parallèle avec un ressort.	94
3.27	(a) le paramètre A agit principalement sur l'amplitude de l'effort généré; (b) le paramètre α modifie l'amplitude sans influencer sur l'allure des courbes caractéristiques; (c) influence de β et γ , leur augmentation fait diminuer l'amplitude de la force ainsi que l'hystérésis.	97
3.28	(a) les paramètres k_0 ou k_1 agissent sur le seuil d'effort au-delà duquel l'amortisseur change de comportement; (b) le paramètre c_0 paramètre agit exclusivement sur la pente de l'effort à haute vitesse; (c) c_1 agit sur la première pente, pour les faibles vitesses.	97
3.29	La puissance m agit exclusivement sur le seuil en vitesse du déclenchement du changement comportemental. De plus, on a une amplitude de l'effort généré plus grande avec une puissance plus élevée.	97

3.30 (a) comparaison entre les courbes force-vitesse issues du modèle Bouc-Wen modifié et des résultats de caractérisation expérimentale pour une fréquence de 1 Hz et un courant nul. (b) identification de l'écart entre le modèle théorique et l'expérience. 98

3.31 Identification de l'écart entre le modèle théorique et l'expérience pour différents niveaux de courant : (a) 0 A, (b) 0.2 A, (c) 0.4 A et (d) 0.6 A. 100

4.1 (a) le système ressort-amortisseur à vide de hauteur initiale l_0 et (b) le système masse-ressort-amortisseur de hauteur l_1 105

4.2 Illustration de la réponse du système suite à une excitation donnée : à $t=0$ le système est légèrement comprimé puis relâché à $t>0$ 106

4.3 Illustration de la réponse d'une suspension : (a) régime pseudo-périodique où la force de rappel du ressort domine la force dissipative de l'amortisseur, (b) régime critique le système revient très vite dans sa position d'équilibre, (c) régime aperiodique qui correspond à un amortissement fort, la suspension n'effectue aucune oscillation et revient lentement à son état d'équilibre. 109

4.4 Suspension soumise à un profil sinusoïdal. 110

4.5 Variation de l'amplitude des oscillations de la masse d'une suspension en fonction de la pulsation et pour des valeurs croissantes de raideur du ressort. 112

4.6 Variation de l'amplitude des oscillations de la masse en fonction du taux d'amortissement. 113

4.7 Variation de la phase de l'élongation de la masse en fonction de la pulsation ω . . . 113

4.8 Evolution de l'amplitude du mouvement de la masse suspendue en fonction de la fréquence. À la fréquence de résonance égale à 6.5 Hz, cette amplitude atteint sa valeur maximale. 115

4.9 (a) Photographie du banc de test sur lequel est montée une suspension MR et (b) identification avec un modèle de quart de véhicule. 116

4.10 Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude de mouvement entre la masse et le moteur. Pour chaque niveau de courant dans l'amortisseur, la fréquence d'excitation du moteur varie de 0 à 20 Hz. 117

4.11 Illustration de la suspension d'un modèle quart de véhicule. La masse du quart du véhicule est montée sur l'ensemble ressort-amortisseur. Le mouvement de la roue entraîne l'ensemble de la suspension. 118

4.12 REM de la suspension MR d'un quart de véhicule. 119

4.13 Comparaison des courbes expérimentales et de simulation de la position, vitesse et accélération de la masse en fonction du temps. Le signal d'entrée est un mouvement alternatif (dont la consigne est un profil sinusoïdale) d'amplitude ± 5 mm et de fréquence 7 Hz. L'amortisseur est alimenté par un courant de 0.2 A. 120

4.14 Suspension classique (a) et suspension par application d'un modèle Sky-hook (b) 123

4.15 Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et le moteur. Pour chaque niveau de courant dans l'amortisseur, la fréquence d'excitation du moteur varie de 0 à 25 Hz. 124

4.16 Illustration d'une suspension Groud-hook 126

4.17 Illustration du montage réalisant le contrôle d'une suspension MR à échelle réduite. 127

4.18 Schéma d'exécution de l'application temps réel avec cadencement matériel [NI 06]. 128

4.19 Schéma de principe du contrôle de l'amortisseur MR. 129

4.20	(a) Résultats du contrôle Sky-hook appliqué à la suspension et (b) allure du courant correspondant et comparaison par rapport au rapport $V_m(V_m - V_r)$. . .	131
4.21	Performances du contrôle Sky-hook modifié : vitesse de la masse. Etude de l'influence du paramètre b	133
4.22	Schéma de principe du contrôle par inversion d'un système [Barre 06a].	134
4.23	SMC de la suspension MR. La partie haute représente la REM tandis que la partie basse représente l'inversion des fonctionnalités de la chaîne de réglage. . .	136
4.24	Fonction de transfert en boucle fermée de la suspension MR.	137
4.25	(a) performances du contrôle par inversion de la REM et (b) courant électrique de l'amortisseur.	139
4.26	Comparaison des vitesses de la masse suspendue lors du contrôle Sky-hook, Sky-hook modifié et contrôle par inversion de la REM.	140
4.27	Allure des courants dans l'amortisseur lors des contrôles Sky-hook, Sky-hook modifié et contrôle par inversion de la REM.	141
4.28	Schéma de principe pour la procédure de comparaison des résultats de simulations et de l'expérience.	142
4.29	(a) comparaison des résultats expérimentaux et des simulations du contrôle Sky-hook modifié. (b) Comparaison par rapport à l'allure du courant électrique. . . .	143
4.30	(a) Comparaison des résultats expérimentaux et des simulations du contrôle REM. (b) Comparaison par rapport à l'allure du courant électrique.	144
A.1	Schéma d'installation de l'amortisseur de siège de poids lourd le RD-1005-3. . .	160
A.2	Implantation de l'amortisseur MR MagneLok™ à l'intérieur d'un véhicule sur la colonne du volant et sous le siège du conducteur.	161
A.3	Prothèse de jambe Smart Magnetix commercialisée par Biederman Motech (a) et diagramme de l'algorithme de contrôle s'adaptant aux différents modes de marche (b).	161
A.4	Structure de l'amortisseur sismique MR de référence MR-180 kN Damper commercialisé par Lord Corporation™.	163
A.5	Caractéristiques force/vitesse de l'amortisseur MR-180 kN pour différents courants d'alimentation en régime permanent. D'après [Yang 01].	163
A.6	Installation d'un amortisseur MR sur un pont à haubans en Croatie	164
A.7	Schéma d'un amortisseur de machine à laver utilisant comme technologie d'amortissement une éponge saturée de fluide MR en haut et courbes montrant la réduction de l'effort transmis au bâti de la machine grâce à l'utilisation des amortisseurs MR en bas. D'après [Lord 09].	165
B.1	Ecoulement plug flow d'après [Yang 02].	170
B.2	Elément du volume d'épaisseur δz dans la zone de Plug flow et illustration des forces exercées sur ce volume élémentaire. D'après [Yang 02].	171
C.1	Schéma de principe du contrôle par inversion d'un système [Barre 06a].	174

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Classification de la dynamique des véhicules en fonction de l'adhésion	12
1.2	Propriétés des fluides MR, d'après [Lord 09]	27
2.1	Tableau des grandeurs caractéristiques nécessaires à la fabrication de l'amortisseur MR. Les données correspondent aux résultats d'optimisation.	61
3.1	Temps de réponse électrique déterminé à partir de l'étude de l'établissement du courant dans la bobine soumise à un échelon de tension.	73
3.2	Relevés de coefficients lors d'essais d'optimisation pour $f=1$ Hz et $I=0$ A.	100
C.1	Pictogrammes de la Représentation Energétique Macroscopique et des blocs de contrôle par inversion.	178

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La suspension sur un véhicule est le terme donné au système composé de ressorts, des amortisseurs et des liaisons mécaniques qui connectent le châssis du véhicule aux roues. Dans l'automobile, les suspensions poursuivent deux objectifs contraires : le confort du passager et la tenue de route du véhicule. Le sol n'étant jamais parfaitement plan, les imperfections font rebondir les roues de façon d'autant plus dangereuse que la vitesse est élevée. En même temps qu'elle assure le confort des passagers, la suspension a donc pour fonction de maintenir aussi constant que possible le contact des roues avec le sol.

L'amortisseur joue le rôle central dans une suspension en répondant à un double objectif : il contraint l'élasticité du ressort de suspension et, par conséquent, limite les mouvements oscillatoires du véhicule (confort) ; d'autre part, il freine le rebond des roues sur les obstacles et maintient celles-ci en contact avec le sol (sécurité).

Les systèmes de suspension classiques, dits passifs, sont jusqu'à nos jours les plus répandus de part leur bas coût et leur conception mécanique relativement simple. Leur fonctionnement consiste à dissiper l'énergie ou à filtrer la transmission des efforts et vibrations de la route vers le véhicule. Cependant, ces systèmes passifs ont atteint leurs limites en termes de performance. En effet, ils nécessitent un compromis entre confort et tenue de route, l'un ne pouvant être optimisé sans dégrader l'autre. De plus, ils répondent favorablement à des sollicitations de la chaussée sur une plage de fréquence restreinte.

C'est dans cette optique et afin de répondre aux besoins et exigences croissants en termes de sécurité et confort que plusieurs solutions alternatives ont émergé et certaines sont déjà

commercialisées. De plus, l'enjeu économique est capital car actuellement les transports routiers sont largement majoritaires tant au niveau du transport des personnes que du transport de marchandises [Eurostat 05]. Ces nouvelles suspensions, dites contrôlables, ont marqué le début d'une nouvelle ère dans les transports terrestres. Elles ont ouvert la voie à de nombreuses solutions visant à réduire les vibrations et oscillations dues aux imperfections routières.

Les nouvelles technologies pour les suspensions sont réparties en deux catégories selon la façon dont le contrôle est effectué. La première catégorie est celle des suspensions actives dans lesquelles le contrôle vise à imposer une force ou un déplacement nécessitant une source importante d'énergie externe. La seconde catégorie dite semi-active nécessite une faible source d'énergie pour modifier la réponse mécanique du dispositif contrôlé. Elle n'apporte aucune énergie au système à contrôler mais adapte ses performances instantanément selon une stratégie de contrôle bien définie. Les suspensions à contrôle semi-actif présentent un bon compromis entre les systèmes actifs et passifs.

Les suspensions semi-actives à base de fluides magnétorhéologiques (MR) proposent un compromis très intéressant entre performances élevées et consommation électrique faible. Ces suspensions ont des paramètres d'amortissement contrôlables et ajustables, permettant ainsi une optimisation de leur comportement en temps réel sur une large bande de fréquences de sollicitations. Cette technologie utilise les fluides MR dont le comportement est modifié sous l'action d'un champ magnétique. Le caractère dissipatif des fluides rend le système intrinsèquement passif ce qui assure la stabilité du système.

L'objectif de ce travail de thèse, qui s'inscrit dans le cadre d'un projet européen pour l'automobile¹, est de caractériser et de modéliser les amortisseurs MR afin de proposer une loi de commande pour les suspensions à base de fluide MR. Les deux approches expérimentale et par simulation sont effectuées. Ce mémoire de thèse est composé de quatre chapitres.

Le premier chapitre est une synthèse bibliographique sur les suspensions automobiles. Après une description du rôle et des différents types de suspensions, nous présenterons une introduction aux fluides MR ainsi qu'un état de l'art des modélisations dynamiques des amortisseurs MR.

Dans le deuxième chapitre on présente le développement expérimental. La conception mécanique et l'optimisation des dimensions d'un amortisseur MR à échelle réduite sont décrites. Un banc de test d'une suspension MR à échelle réduite est ensuite décrit.

La caractérisation dynamique et statique de l'amortisseur est étudiée dans le chapitre 3.

1. Nom du projet : *AC-DC Automotive Chassis Development for 5-Days-Cars*.

L'évaluation expérimentale de la force en fonction des grandeurs dynamiques et électriques est montrée. Une modélisation dynamique de l'amortisseur est proposée.

Le dernier chapitre concerne l'étude en temps réel du contrôle de la suspension MR à échelle réduite. Après un rappel sur la théorie oscillatoire, nous présenterons un état de l'art des lois de contrôle utilisées pour les suspensions semi-actives. Puis, nous présenterons la mise en place expérimentale de plusieurs lois de contrôle de la suspension dont notamment celle basée sur l'inversion de la Représentation Énergétique Macroscopique (REM) développée au L2EP, qui a pour spécificité de respecter la causalité naturelle des processus mis en jeu dans les systèmes physiques. Une comparaison des performances en termes de confort et de consommation électrique de chaque loi est présentée. Les résultats de simulation sont aussi comparés avec les résultats expérimentaux.

ETAT DE L'ART ET PROBLÉMATIQUE

Sommaire

1	Les suspensions dans le monde de l'automobile	6
1.1	Le confort	6
1.2	La tenue de route	10
1.3	Les composants d'une suspension	12
1.4	Architecture des suspensions courantes	12
1.5	Les différents modèles de véhicule	14
1.6	Les trois types de suspension	17
2	Les suspensions semi-actives à base de fluides magnétorhéologiques	22
2.1	Définition et généralités sur les fluides magnétorhéologiques	22
2.2	Comportement rhéologique	25
2.3	Modes d'écoulements	27
2.4	Les amortisseurs magnétorhéologiques	29
2.5	Modélisations des amortisseurs magnétorhéologiques	32
3	Conclusion partielle et présentation de la problématique	39

Ce premier chapitre est une introduction générale aux suspensions dans le monde de l'automobile. Nous y montrerons une vue d'ensemble sur le rôle, les architectures et les catégories de suspensions les plus répandues. Après cette introduction et l'explication de la problématique qui régit les suspensions, nous discuterons sur les différentes technologies de suspensions passives, actives et semi-actives. Ensuite, nous présenterons les technologies d'amortissement à base de fluide magnétorhéologique. Pour ces derniers, nous ferons une synthèse bibliographique des modèles physiques décrivant leur comportement et leurs applications en détaillant les performances de quelques systèmes décrits dans la littérature.

1 Les suspensions dans le monde de l'automobile

Sur un véhicule, la suspension est le système reliant les masses non suspendues (typiquement la roue, les systèmes de freinage, d'entraînement de roue, etc) aux masses suspendues (à savoir le châssis, les passagers et tous les composants du véhicule fixés au châssis). La suspension est un élément essentiel des véhicules de transport terrestre, elle a pour but d'assurer une liaison des roues au sol en toutes circonstances. En absorbant les chocs dus à l'état de la route, elle permet d'augmenter la longévité du moteur et du châssis, en plus d'assurer un confort au conducteur et aux passagers. De plus, elle doit assurer au véhicule une bonne dynamique à la conduite, ceci signifie que son comportement doit être sain en ce qui concerne la liaison au sol et que celui-ci doit réagir conformément aux attentes de son conducteur, notamment dans les phases de virage, freinage et accélération. Ces différentes manœuvres sont à l'origine de plusieurs mouvements verticaux et angulaires du véhicule comme le montre la figure 1.1. D'une manière générale, les principaux rôles de la suspension sont définis à travers deux critères : le confort et la tenue de route.

1.1 Le confort

Le but premier des suspensions automobiles est d'atténuer les perturbations causées par les imperfections de la route et idéalement d'éliminer les vibrations néfastes pour le véhicule et pour les passagers afin d'assurer un meilleur confort et bien-être des passagers dans le véhicule. Selon l'accélération à laquelle est soumis le passager, ce dernier peut ressentir des malaises. Par exemple, à certaines fréquences, une sensation de malaise due aux vibrations de certains organes du corps humain peut être ressentie. De plus, l'allongement de la durée d'exposition aux vibrations augmente la sensibilité du corps humain [Sammier 01]. Dans ce contexte, afin de quantifier le confort, des normes définissent les seuils de tolérance du corps humain aux vibrations en fonction de l'amplitude, de la fréquence et de la durée des perturbations.

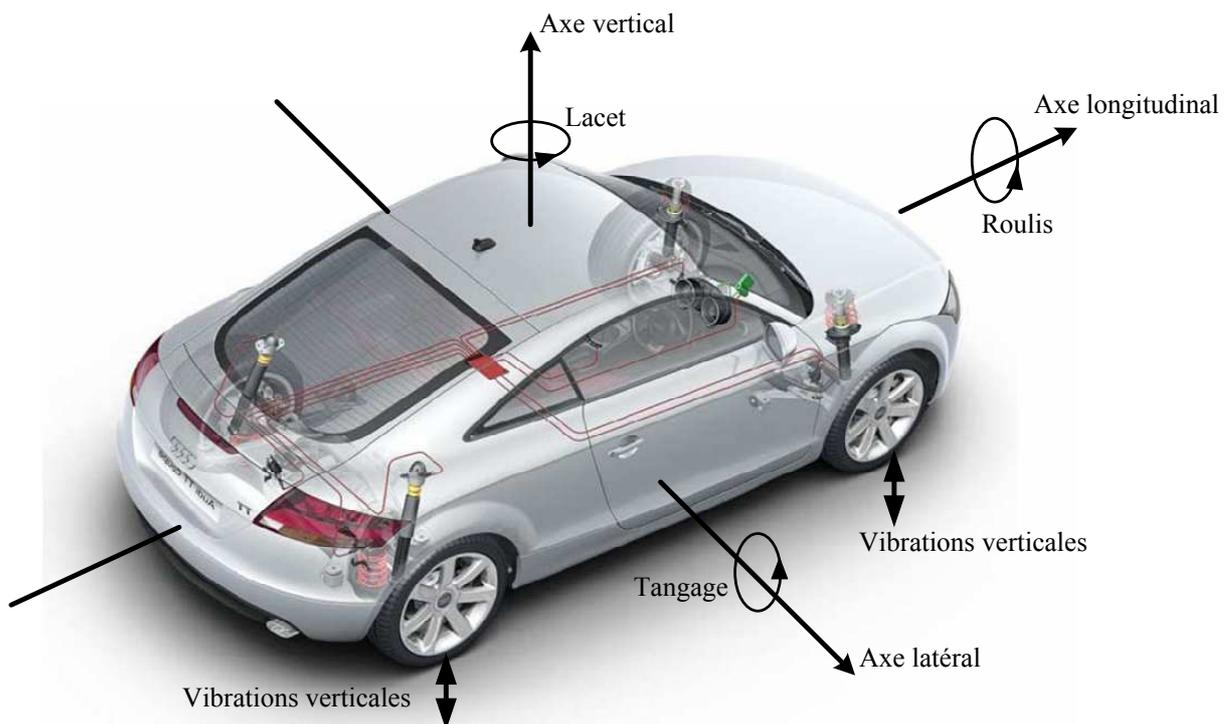


Figure 1.1 - Illustration des mouvements linéaires et angulaires sur une voiture. Le tangage ou galop est l'oscillation longitudinale autour d'un axe horizontal et transversal. Le roulis est l'oscillation transversale autour d'un axe horizontal et longitudinal. Le lacet est l'oscillation autour d'un axe vertical [Alexandridis 07].

Dans le but de connaître précisément les sollicitations auxquelles sont soumis les véhicules, il convient de connaître les profils des routes qu'ils empruntent. Dans la plupart des études, les simulations et campagnes d'essais sur les suspensions utilisent comme excitation des profils de types sinusoïdaux, triangulaires ou en échelon. Or, un profil de route typique est un signal aléatoire de coordonnée verticale $a(x)$ et s'exprime en fonction de la variable d'espace x en mètres suivant l'axe de déplacement du véhicule (cf. figure 1.2). Plusieurs études ont été menées afin de

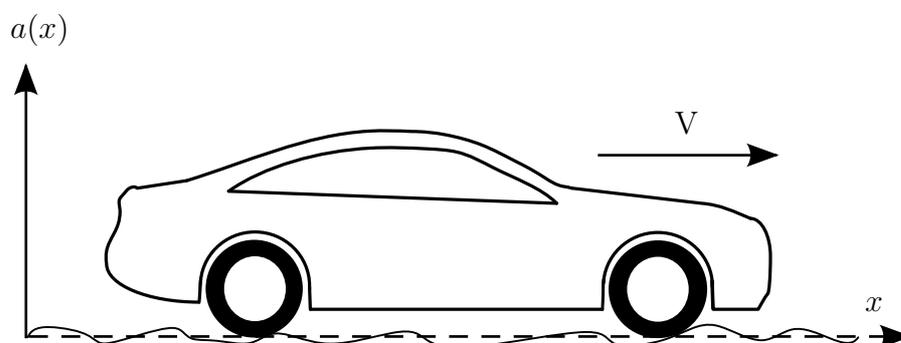


Figure 1.2 - Illustration d'un profil de route aléatoire : l'amplitude des vibrations $a(x)$ dépend de la position x du véhicule qui se déplace à une vitesse V .

caractériser les différents profils de route empruntée par les véhicules [Wong 93, Tamboli 99, Kro-

pac 05, Türkyay 05]. Celles-ci démontrent que l'on peut caractériser la chaussée par l'allure de la densité spectrale de puissance de son profil en coordonnée spatiale, $S(\Omega)$ (en $\text{m}^2/(\text{cycle} \cdot \text{m}^{-1})$) où Ω étant la fréquence spatiale du profil de la route. Si nous considérons $a(x)$ le profil de la route et $A(\Omega)$ sa transformée de Fourier, alors on obtient :

$$S(\Omega) = |A(\Omega)|^2 \quad (1.1)$$

On peut également exprimer cette densité spectrale dans le domaine temporel en introduisant la valeur de la vitesse de déplacement V (en $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) du véhicule le long de ce profil de route. A titre d'exemple, considérons un profil de route sinusoïdal de période spatiale L (m). Sa pulsation spatiale est alors :

$$\Omega(\text{cycle} \cdot \text{m}^{-1}) = 1/L \quad (1.2)$$

Pour basculer dans le domaine temporel, il convient alors de prendre en compte la vitesse V de parcours du véhicule sur ce profil. Par conséquent, le véhicule est donc soumis à une sollicitation sinusoïdale de fréquence f telle que :

$$f(\text{cycle} \cdot \text{s}^{-1}) = \Omega \times V \quad (1.3)$$

Ainsi, d'après [Wong 93], on obtient la relation suivante au niveau de la densité spectrale de puissance qui est un outil mathématique permettant de représenter les différentes composantes d'un signal, en l'occurrence, le profil de la route :

$$S(f)(\text{m}^2 \cdot \text{Hz}^{-1}) = \frac{S(\Omega)}{V} \quad (1.4)$$

L'utilité d'une telle étude est de pouvoir identifier et caractériser les défauts d'une route et d'en déduire les fréquences caractéristiques. Ainsi, la norme ISO2631 pour la classification des chaussées en fonction de leur profil est née de ces d'études. Elle utilise également la densité spectrale de puissance de la variation d'altitude du profil de la route pour définir des domaines qualitatifs des imperfections de la route représentés par des lettres de A à H comme le montre la figure 1.3. Sur cette figure chaque domaine est séparé du précédent et du suivant par une droite brisée en deux parties de pentes différentes et d'équations :

$$S(\Omega) = \begin{cases} S(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N1} & \text{pour } \Omega > \Omega_0 \\ S(\Omega_0) \times \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-N2} & \text{pour } \Omega < \Omega_0 \end{cases} \quad (1.5)$$

avec $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi}$ (cycles.m⁻¹), $N1 = 2$ et $N2 = 1, 5$.

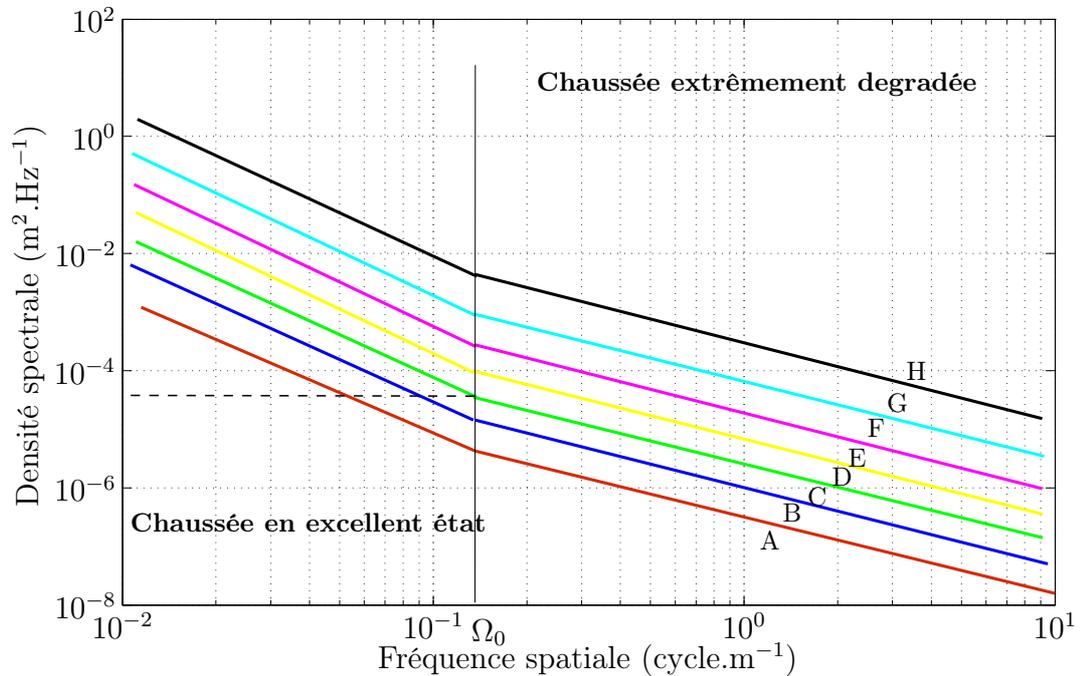


Figure 1.3 - Réseau de courbes de classification des profils de route selon la norme ISO2631 [Wong 93]

Par exemple, si l'on parcourt une route au profil sinusoïdal de type C selon la norme ISO2631 et de fréquence spatiale $\Omega = \Omega_0$, alors l'amplitude A de la variation d'altitude de cette route peut être calculée comme suit : $S(\Omega) = S(\Omega_0) \approx 10^{-4} \text{ m}^2/(\text{cycle.m}^{-1})$ d'où $A = \sqrt{10^{-4}} = 10^{-2} \text{ m} = 10 \text{ mm}$.

Ce type d'étude permet de déterminer les caractéristiques critiques des profils de route telle que la fréquence de vibration. Ensuite, une fois les sollicitations des véhicules connues, on peut s'intéresser à la réponse du corps humain. Dans ce but, de nombreuses études dans le domaine de la biomécanique ont démontré que les fréquences désagréables auxquelles est soumis le corps humain dans un véhicule sont les suivantes [Smith 00] :

- entre 0,1 Hz et 0,65 Hz dans l'axe vertical du buste, on risque un sentiment proche du « mal de mer »
- entre 1 Hz et 2 Hz dans les directions perpendiculaires à l'axe du buste, les sollicitations sont néfastes au niveau du cou, de la nuque et de la tête
- entre 4 Hz et 8 Hz dans l'axe vertical du buste, les sollicitations peuvent provoquer des douleurs au niveau de l'abdomen et du thorax.

Cette dernière plage de fréquence est celle où le corps humain est le plus sensible à des variations d'accélération verticale importantes. Ainsi, de manière générale dans l'industrie automobile, un des objectifs de confort est de réduire l'accélération verticale de la caisse du véhicule dans la bande de fréquence comprise entre 1 Hz et 8 Hz.

Notons que dans certains travaux la dérivée de l'accélération (*Jerk*) est aussi mentionnée comme représentative du confort des passagers [Hrovat 81]. De plus, des études en deux ou trois dimensions ont montré que l'accélération angulaire (tangage et roulis) doit aussi être minimisée.

Les fréquences supérieures à 10 Hz sont plus enclines à provoquer les vibrations des pièces de l'habitacle, ce qui a pour effet la génération de bruits. Une partie de ces fréquences est atténuée par des éléments de *bushing* (ex : blocs silencieux sur le moteur et en tête de la fixation des amortisseurs).

Ces caractéristiques des profils de chaussée définissent la plage d'excitation des suspensions et seront utiles en phase de dimensionnement et caractérisation expérimentale de la suspension à concevoir (cf. chapitre 2).

1.2 La tenue de route

Sur un véhicule, la suspension doit assurer la continuité du contact roue/chaussée malgré les défauts de la route. La tenue de route représente la stabilité d'un véhicule, elle est relative à la capacité du véhicule à suivre la trajectoire que le conducteur souhaite lui imposer. Pour obtenir cela, il faut que les efforts moteurs, directionnels ou de freinage soient correctement transmis. C'est le pneu qui génère les forces longitudinales et latérales nécessaires aux changements et aux corrections de trajectoire. Cette force varie en fonction des paramètres suivants [Dixon 96, Sammier 01, Pacejka 02, Gosselin-Brisson 06] :

- le glissement qui correspond à la différence entre la vitesse de déplacement longitudinale du véhicule et la vitesse de rotation de la roue rapporté (en la multipliant par le rayon de la roue) au niveau de la surface de contact
- l'angle de carrossage qui désigne l'angle formé par le plan de roulement de la roue avec la verticale (cf. figure 1.4.a)
- l'angle de dérive qui est la variation de la trajectoire du véhicule due à la déformation transversale du pneu quand il est soumis à l'action d'une force latérale lors d'un virage. C'est l'angle formé par le plan de la roue et la tangente à la trajectoire réelle du pneu (cf. figure 1.4.b)
- la force normale ou la force verticale, elle correspond à la composante verticale de la force appliquée à la surface de contact entre le pneu et la route.

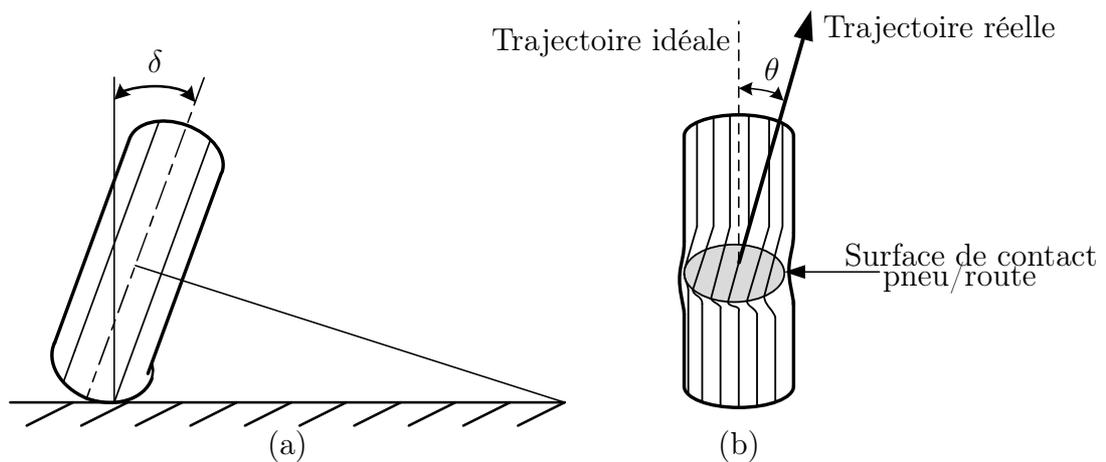


Figure 1.4 - Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)

Le glissement et l'angle de dérive sont contrôlés par le conducteur afin de diriger le véhicule. L'angle de carrossage varie selon la géométrie de la suspension, mais la force générée par le pneu varie largement en fonction de la force normale. Pour assurer un effort constant entre la route et le pneu, la suspension doit réduire les variations de la force normale appliquée sur le pneu, ce dernier est généralement modélisé par un ressort linéaire de très grande raideur couplé parallèlement à un amortisseur (voir §1.5). Dans ce modèle de pneu, la déflexion du pneu est donc utilisée comme mesure représentative de la tenue de route du véhicule. Un critère de mesure de la tenue de route consiste à étudier les variations de cet effort normal, et plus particulièrement la valeur minimale que peut prendre. En effet, plus cet effort est important, meilleure est l'adhérence du pneu sur la route ; et inversement, si cet effort devient trop faible, la tenue de route se dégrade. On se sert de cette constatation pour le calcul de l'«adhésion» [Tsymbertov 96]. Cela correspond en réalité à la déviation de l'effort par rapport à sa valeur statique. Cette charge statique correspond au poids du quart de véhicule en supposant que le poids du véhicule est uniformément réparti sur les quatre roues. L'adhésion est calculée sur un intervalle de fréquences et pour un type de route, elle se traduit par la formule suivante :

$$\text{adhésion} = 100 \frac{\text{effort minimal}}{\text{charge statique}} \% \quad (1.6)$$

Le tableau 1.1 donne une idée quant à la qualité de la tenue de route des véhicules. Cette classification est donnée par l'Association des Fabricants d'Amortisseurs Européens (*EuSAMA*¹)

1. De l'anglais European Shock Absorber Manufacturer Association

Adhésion du véhicule	Classification selon l'EuSAMA
61% à 100%	excellente dynamique et tenue de route
41% à 60%	bonne dynamique et tenue de route
21% à 40%	dynamique et tenue de route moyennes
1% à 20%	faible dynamique et tenue de route
0%	mauvaise dynamique et tenue de route

Tableau 1.1 - Classification de la dynamique des véhicules en fonction de l'adhésion

1.3 Les composants d'une suspension

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires. Les principaux sont listés ci-dessous.

L'amortisseur est l'élément central de la suspension automobile ; il sert à dissiper l'énergie cinétique due aux mouvements du châssis. Il en existe plusieurs géométries et conceptions. Son type de fonctionnement permet de déterminer la nature de la suspension (cf. §1.6). La technologie hydraulique est la plus utilisée, dans ce cas la force d'amortissement est due à la perte de charge hydraulique à l'intérieur de l'amortisseur et son expression dépend principalement de la vitesse. Dans les autres types de suspensions (cf. §1.6), la force dépend d'autres variables qui peuvent être de nature électrique.

Le ressort monté précontraint et en parallèle avec l'amortisseur, sert à absorber les chocs grâce à sa déformation élastique. Il restitue l'énergie accumulée lors de sa compression permettant à la suspension de regagner continuellement sa position d'équilibre initiale.

Le pneu est monté sur une jante, il a pour fonction première l'adhérence mais il joue aussi un rôle comparable à l'amortisseur en se déformant. C'est un composant essentiel dans la maîtrise du comportement d'un véhicule. Il transmet les forces longitudinales nécessaires à l'accélération et au freinage ainsi que les forces latérales permettant de tourner.

D'autres pièces assurent la liaison de la suspension au châssis ainsi que l'entraînement de roues telles que le moyeu qui est la partie centrale de la roue traversée par l'essieu. Ce dernier est une barre transversale supportant la carrosserie du véhicule. Des pièces en matériau caoutchouté (*bushing*) sont placées aux extrémités de fixation de l'amortisseur afin de fournir une isolation des vibrations acoustiques.

1.4 Architecture des suspensions courantes

Dans cette partie nous présentons un inventaire des architectures de suspension les plus utilisées. Il existe plusieurs types de systèmes de suspensions [Milliken 95]. Ils se différencient suivant qu'ils se situent sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas on peut diviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles

à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes tandis que l'essieu rigide est utilisé sur les roues arrière [Zin 05]. En ce qui concerne le train avant, trois configurations sont aujourd'hui répandues :

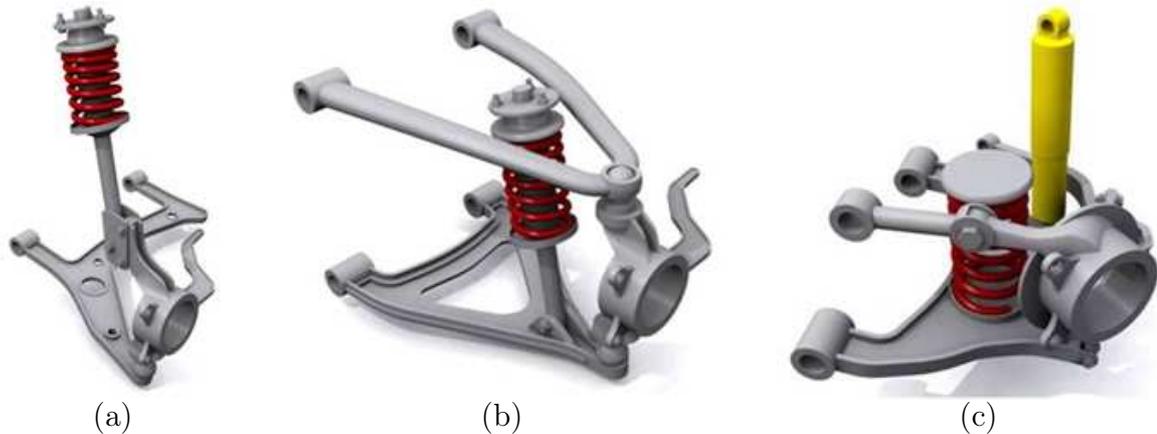


Figure 1.5 - Les différentes architectures des suspensions des trains avant les plus utilisées sur les véhicules de nos jours [Carbibles 09].

Le Mac Pherson (figure 1.5.a), c'est la suspension la plus utilisée en automobile. Le combiné ressort-amortisseur est ici un élément à part entière du train avant puisqu'il assure la liaison entre le moyeu et la caisse, à même titre que le triangle inférieur (liaison rotule au niveau du moyeu et pivot avec la caisse). Dans cette situation il faut alors être vigilant quant au dimensionnement du combiné car il doit subir des efforts importants.

La double triangulation (figure 1.5.b), cette architecture est plutôt utilisée sur les véhicules à tendance sportive ou haut de gamme car plus coûteux, mais aussi plus efficace quant à la conservation de la géométrie initiale du train (parallélogramme déformable). Dans cette situation, le combiné ressort amortisseur n'a plus à assurer à lui seul la rigidité et la robustesse du train puisque c'est le rôle des deux triangles.

Le multilink (figure 1.5.c), c'est la configuration la plus récente, elle est utilisée sur certains modèles de voitures de luxe. On retrouve toujours deux triangles mais la partie supérieure est composée de plusieurs parties articulées afin d'augmenter les possibilités de réglages du train pour, d'après les constructeurs, optimiser la tenue de route. On remarque également que dans ce cas l'amortisseur et le ressort forment deux pièces distinctes contrairement aux modèles précédents.

Pour le train arrière de multiples configurations existent du fait des différents modes de transmission (traction, propulsion, 4x4), cependant certains sont plus couramment utilisés, en particulier :

L'essieu de torsion (1.6.a), il fait partie de la classe des essieux à roues dépendantes. En effet les roues sont reliées par une barre qui admet une certaine flexibilité. Une barre rigide

appelée barre *Panhard* qui fait la liaison entre une extrémité de l'essieu et la carrosserie sert à maintenir la caisse latéralement au dessus de l'essieu et limite ainsi ses mouvements horizontaux. Cette configuration est très populaire pour les véhicules à traction avant car c'est une solution simple, robuste et peu coûteuse.

le **train multibras** (1.6.b), il veille à une répartition équilibrée de la charge. L'architecture complexe du guide d'essieu garantit un appui optimal à la carrosserie et une direction précise qui renforcent la stabilité du véhicule.

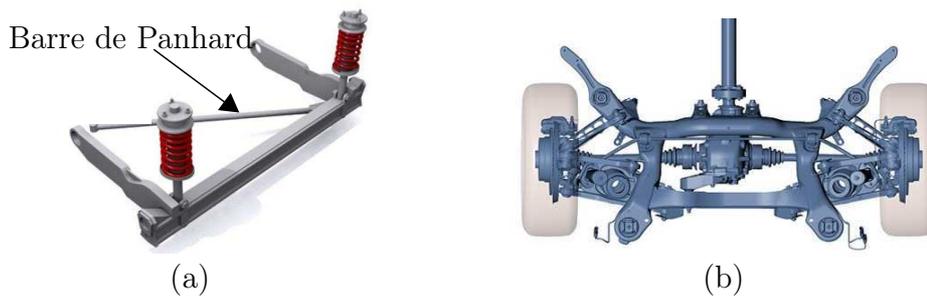


Figure 1.6 - Architectures de suspension des trains arrière : l'essieu de torsion (a) est très répandue simple et robuste [Carbibles 09] tandis que le multibras (b) est d'une conception plus complexe mais très efficace notamment en guidage [BMW 10].

1.5 Les différents modèles de véhicule

1.5.1 Modèle quart de véhicule ou monoroue

La majorité des études traitant des suspensions utilisent un modèle de quart de véhicule avec deux degrés de liberté schématisé par la figure 1.7. Ce modèle permet de saisir le comportement vertical de l'ensemble caisse-roue-pneu quelque soit la technologie de suspension en question. Il est constitué d'une masse suspendue qui repose, par l'intermédiaire de la suspension, sur la masse non-suspendue (roue) qui repose elle même sur le sol par l'intermédiaire du pneumatique (figure 1.7.a). La masse suspendue représente le quart de la masse de la caisse du véhicule. La suspension proprement dite est représentée par un ressort monté en parallèle avec un amortisseur. La roue est aussi représentée par un ensemble ressort amortisseur en parallèle dont les valeurs de la raideur et du coefficient d'amortissement sont beaucoup plus élevées que ceux de la suspension. D'une manière générale, ce modèle suffit pour des études préliminaires sur les suspensions. Un modèle plus simple aussi utilisé dans la littérature est le modèle de quart de véhicule à un degré de liberté. Dans ce cas, la masse suspendue est reliée au sol par l'intermédiaire de la suspension. Si l'on ne s'intéresse qu'au confort des passagers et pas à la tenue de route, ce modèle peut suffire car le mode oscillant dû à la caisse est le mode prédominant pour le confort. L'équation mathématique qui régit le mouvement des masses suspendues peut être obtenue en appliquant les théorèmes généraux de la dynamique. Le modèle quart de véhicule

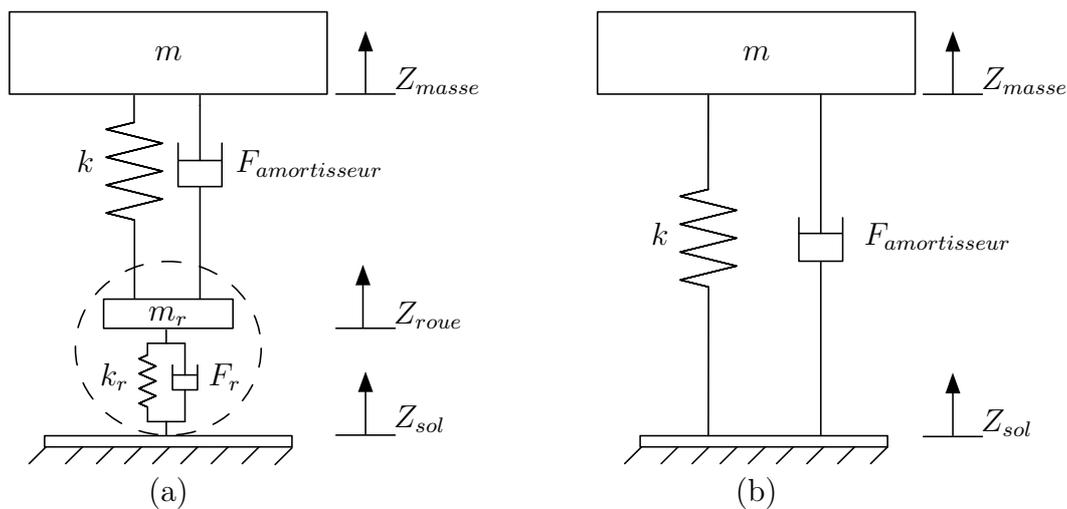


Figure 1.7 - Modèle de quart de véhicule général (a) et modèle de quart de véhicule simplifié (b) dans lequel on assimile la roue à un corps parfaitement rigide en contact permanent avec le sol

d'une suspension est décrit par :

$$m_c \ddot{z}_{caisse} = K(z_{roue} - z_{caisse}) + F_{amortisseur} \quad (1.7)$$

$$m_r \ddot{z}_{roue} = K(z_{caisse} - z_{roue}) - F_{amortisseur} + K_r(z_{sol} - z_{roue}) + F_r \quad (1.8)$$

avec :

m_c et m_r respectivement la masse de la caisse et de la roue

K la raideur du ressort de la suspension

K_r la raideur équivalente du pneumatique

F_r est la force d'amortissement équivalente du pneumatique

Dans le cas du modèle quart de véhicule simplifié, l'équation de la suspension se résume à l'équation 1.7.

1.5.2 Modèle demi-véhicule

Les modèles demi-véhicule sont utilisés pour prendre en compte, en plus des mouvements verticaux, les mouvements de roulis et de tangage de la caisse et de l'essieu. Deux cas de figures existent. Le premier cas est le modèle de demi-véhicule latéral, ce modèle représente une vue en coupe de la suspension avant ou arrière. Il repose sur l'hypothèse qu'un véhicule normal subit des perturbations semblables du côté gauche et du côté droite. Il est utilisé pour étudier les performances de barres anti-roulis². Mathématiquement, c'est un modèle à 4 degrés de liberté. Le second cas est le modèle de demi-véhicule longitudinal représentant une vue

2. Dans un virage, la raideur torsionnelle de la barre anti-roulis vient s'ajouter à la raideur du ressort comprimé et aide à limiter la prise de roulis du véhicule.

de côté d'un véhicule. Contrairement au modèle latéral, le véhicule n'est pas symétrique et les suspensions à l'avant et à l'arrière sont indépendantes. Ce modèle sert à étudier les phénomènes de tangage du véhicule. Ainsi, en plus des forces verticales exercées sur les masses, les équations du mouvement feront apparaître les moments de perturbation autour des axes de rotations ainsi que leurs inerties. La figure 1.8 schématise le modèle demi-véhicule.

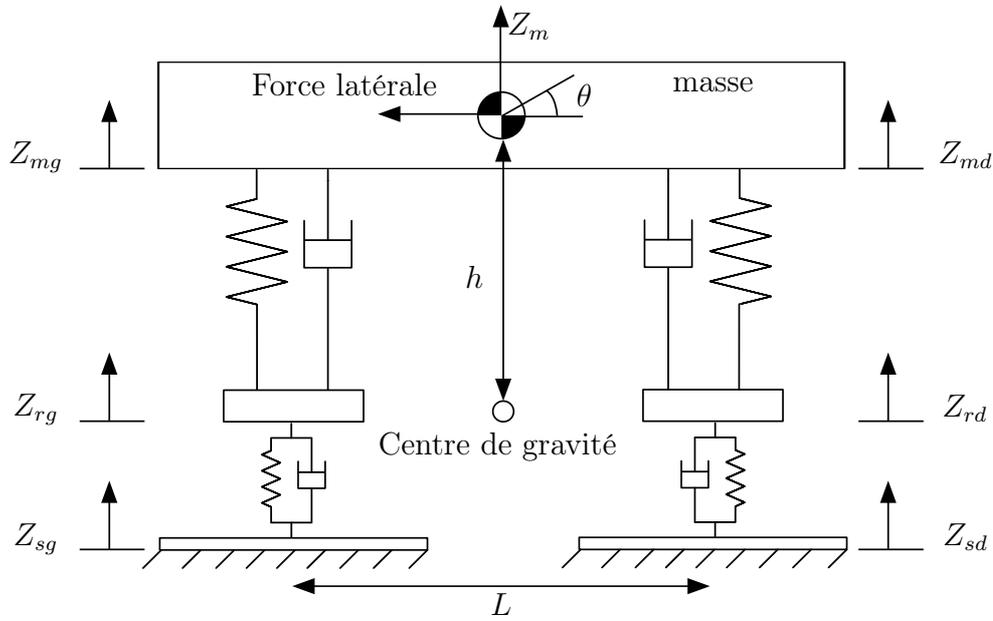


Figure 1.8 - Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule latéral à 4 degrés de liberté

1.5.3 Modèle véhicule complet ou 3D

Différents modèles peuvent être développés pour simuler le comportement de l'ensemble des suspensions du véhicule selon la complexité et le réalisme souhaités. Généralement, pour simplifier l'étude des suspensions, seuls les débattements verticaux des suspensions sont pris en compte. Le modèle complet à 7 degrés de liberté, présenté sur la figure 1.9, est le plus simple [Park 99, Sammier 01]. Seuls le mouvement vertical, le roulis et le tangage sont pris en compte car ils engendrent directement un débattement vertical des suspensions. Ce modèle peut être complété en tenant compte des 3 déplacements (vertical, longitudinal et latéral) et des 3 rotations (roulis, tangage et lacet) possibles pour chaque élément. De plus, on peut aussi compléter ce modèle par l'ajout de la suspension du moteur et celui des sièges des passagers. Cependant ces modèles deviennent rapidement très complexes à utiliser pour la synthèse et la compréhension du fonctionnement des suspensions, à cause des non-linéarités, des couplages entre les différents mouvements et de la taille des systèmes étudiés.

A ce stade, nous avons introduit les notions générales relatives au domaine des suspensions automobiles. Nous avons présenté les principales architectures et modèles de représentation des

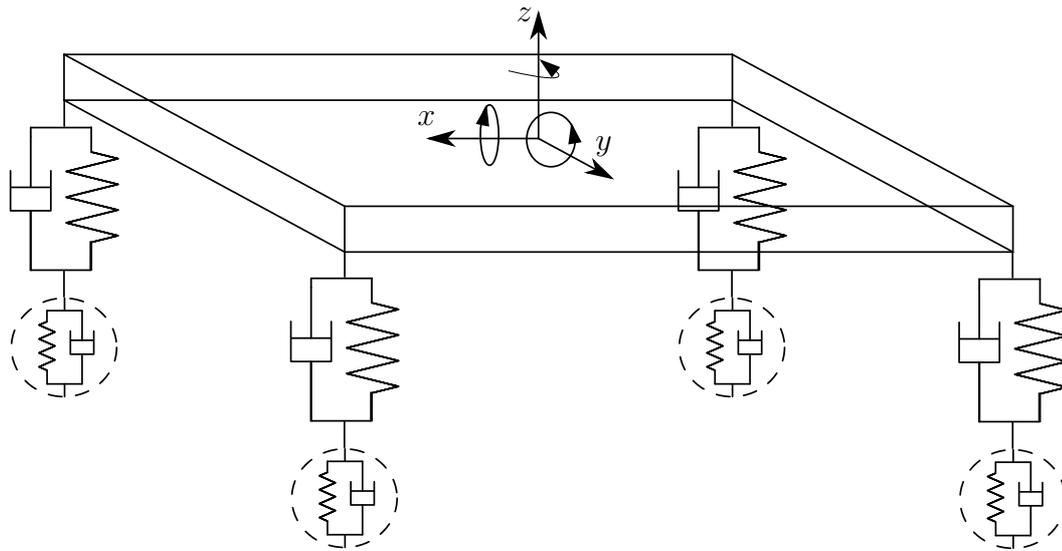


Figure 1.9 - Modèle de véhicule complet, d'après [Sammier 01].

suspensions d'un véhicule sous un angle mécanique. Dans ce qui suit nous nous intéresserons à une autre classification des suspensions selon leur principe de fonctionnement et selon la manière dont elles sont contrôlées. De manière générale, les modèles destinés à la synthèse des lois de commande ne prendront en compte que le modèle de quart de véhicule simplifié [Wang 03]. On commence toujours par ce modèle pour aller vers des modèles plus complexes. Ce choix de restreindre l'étude sur le cas d'un quart de véhicule sera appliqué dans le reste du travail présenté dans ce mémoire.

1.6 Les trois types de suspension

1.6.1 Les suspensions passives

Une suspension passive est généralement équipée d'un ressort et d'un amortisseur. La force du ressort dépend de l'élongation de celui-ci tandis que l'amortisseur exerce une force en fonction de la différence entre la vitesse de la masse suspendue et celle de la masse non suspendue. Dans les cas d'amortissement passifs les plus usuels, la force développée par l'amortisseur est supposée dépendre linéairement de la vitesse :

$$F_{\text{amortisseur}} = c(\dot{z}_{\text{roue}} - \dot{z}_{\text{caisse}}) \quad (1.9)$$

où c est le coefficient d'amortissement supposé constant.

La technologie d'amortissement passive est de loin la plus utilisée et l'amortisseur hydraulique classique est le plus employé. Il est implanté sur la grande majorité des véhicules actuels. Les suspensions passives fonctionnent par réaction uniquement en absorbant une partie de l'énergie

d'entrée. Lorsque la suspension est passive, ses caractéristiques ne varient qu'avec l'usure des éléments. Elles ont le même comportement et rendement quelque soient les situations. Avec ce type de suspensions passives, il existe des fréquences qui ne sont pas bien filtrées, ce qui constitue leur plus grand inconvénient.

1.6.2 Les suspensions actives

Les suspensions actives agissent et réagissent aux diverses contraintes et perturbations subies par le châssis afin d'améliorer le comportement du véhicule, tant sur le plan de la tenue de route que sur le plan du confort. Dans ces systèmes la force développée est produite directement à partir d'un actionneur électromécanique commandé, en général via un calculateur qui détermine en temps réel l'effort à fournir. Cet actionneur électromécanique fonctionne à la fois en frein et en moteur contrôlable d'où le qualificatif d'actif contrairement à l'amortisseur classique qui ne peut que dissiper l'énergie. La suspension active vise à imposer une force ou un déplacement au châssis du véhicule, en fonction de l'état mesuré ou de l'historique de celui-ci. Les performances d'une suspension active dépendent de la manière dont l'actionneur est contrôlé. Un schéma d'un système de contrôle actif des suspensions est présenté sur la figure 1.10. Il consiste,

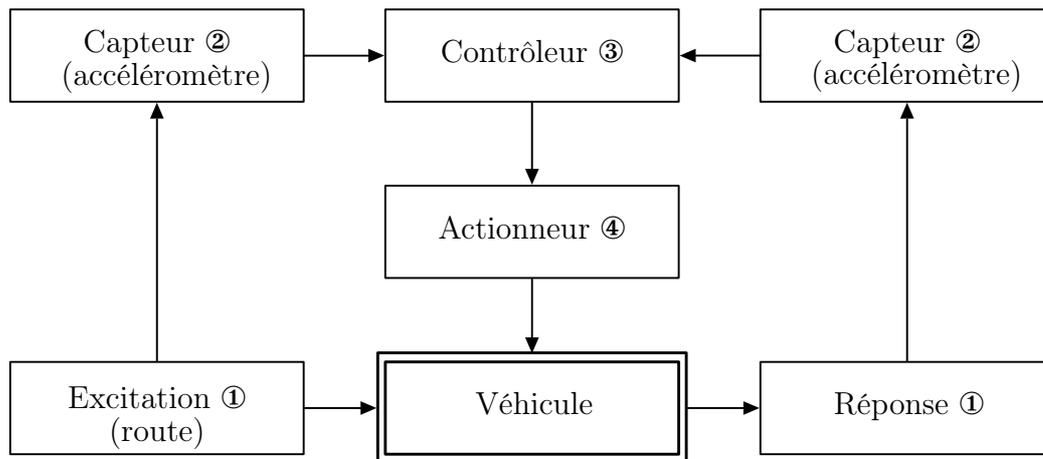


Figure 1.10 - Schéma d'une suspension active. Dans un premier temps, les informations telles que l'accélération de la roue et du véhicule sont transmises au contrôleur qui calcule, selon une stratégie de contrôle, la consigne nécessaire à l'actionneur. Ce dernier agit sur le véhicule pour atténuer les vibrations.

premièrement, à placer les capteurs (accéléromètres) sur le châssis et au niveau des axes des roues (moyeu), pour mesurer à chaque instant, la réponse du véhicule ou l'excitation liée à la route. La deuxième étape consiste à choisir une loi et une stratégie de contrôle convenables qui permettent, à l'actionneur de produire une force de contrôle. La plupart des travaux effectués sur la conception des stratégies de contrôle des suspensions actives concernent uniquement le sous-système « suspension », c'est à dire que la stratégie de contrôle ne prend pas en compte l'interaction avec d'autres sous-systèmes du véhicule.

De nombreuses études ont été menées sur le contrôle et le développement des suspensions actives [Yoshimura 01, Wenger 02, Zin 04, Paulides 06]. A titre d'exemple, il existe le système *Active Body Control* (ABC) de Mercedes™ qui est constitué par des vérins hydrauliques placés au niveau des suspensions de chaque roue et qui compensent l'écrasement des ressorts pour mieux contrôler le mouvement du châssis (voir figure 1.11). Deux lasers, intégrés aux phares avant, balayent continuellement l'avant de la voiture à la recherche d'imperfections et d'aspérités de la chaussée. Le système transmet ensuite l'information au système de contrôle de l'ABC qui contrôle le débit d'huile dans des pistons directement en contact avec le ressort de chaque roue et de façon indépendante.

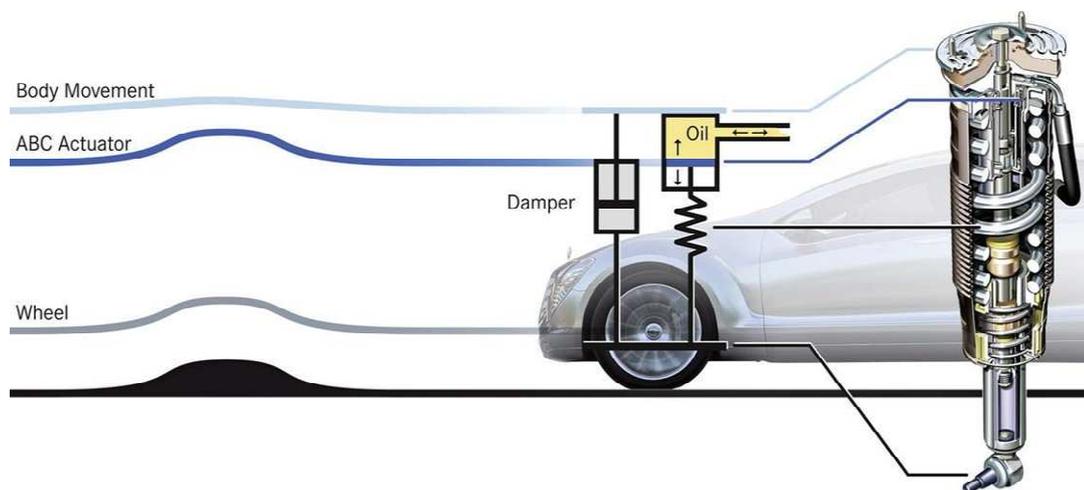


Figure 1.11 - Le système ABC dans sa nouvelle version, ici c'est la raideur de chaque suspension qui est contrôlée, ce qui rend ce système actif. D'après [Capacity 09]

Plus récemment la suspension développée par Bose™ *Linear Electromagnetic Suspension* associe un moteur électromagnétique linéaire ainsi qu'un amplificateur de puissance à chaque roue.

En dépit de leurs très bonnes performances, les suspensions actives sont à ce jour peu répandues à cause de leur complexité, de leur coût, de leur consommation d'énergie et du risque potentiel d'instabilité inhérent à tout système actif.

1.6.3 Les suspensions semi-actives

Comme son nom l'indique, la suspension semi-active est un compromis entre les systèmes passifs et actifs. Un dispositif semi-actif, tout comme l'amortisseur passif, ne peut que dissiper de l'énergie en produisant une force qui s'oppose à la vitesse relative entre la caisse et la roue. Par contre cette force est contrôlable en temps réel. Un premier avantage de ce concept est le caractère adaptatif dans le temps de l'amortissement. On peut imaginer régler l'amortissement

de manière optimale au cours du temps pour des excitations de caractéristiques lentement ou rapidement variables. Cette modification des caractéristiques en temps réel est issue de la loi de contrôle. L'idée principale du contrôle semi-actif est très simple : elle consiste à changer, en temps réel, les caractéristiques des dispositifs de dissipation d'énergie et ce changement ne nécessite qu'une source minimale d'énergie. Le concept de ce type de contrôle a été introduit pour la première fois par Karnopp [Karnopp 74] qui propose de modifier la force d'amortissement du fluide en contrôlant l'ouverture de la valve d'un amortisseur conventionnel, par exemple, un amortisseur hydraulique muni d'une servovalve qui contrôle le débit d'huile. Le diagramme schématisant le fonctionnement d'une suspension semi-active est similaire à celui de la figure 1.10 sauf que dans ce cas la force délivrée par l'amortisseur est exclusivement négative (opposée au déplacement), c'est une force dissipative et non motrice. L'avantage des

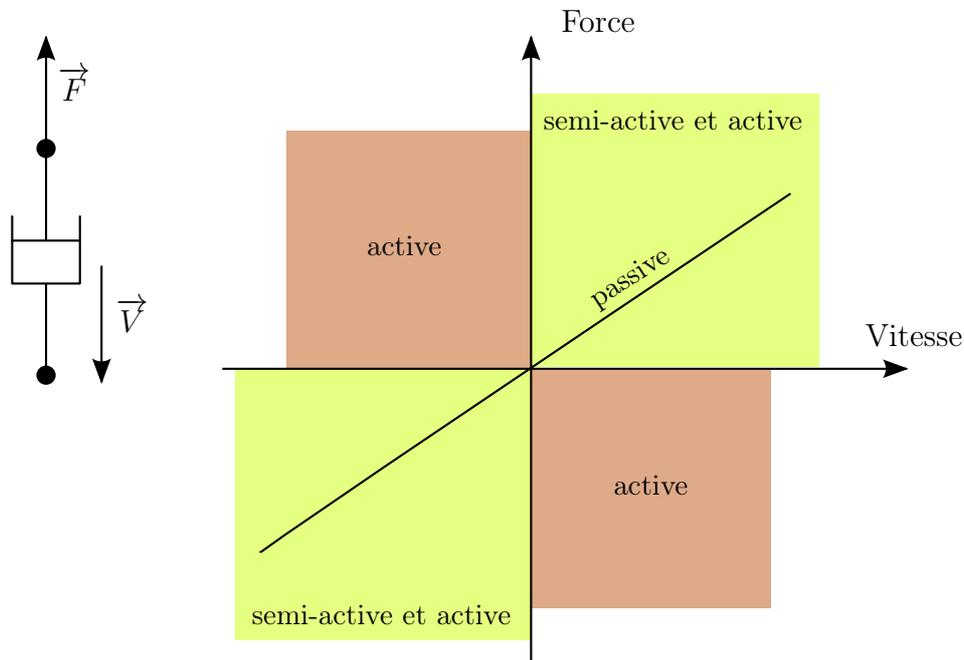


Figure 1.12 - Domaines de fonctionnement de chaque type de suspensions. La suspension active couvre toutes possibilités de réaction quelque soit le sens de la vitesse, elle peut être motrice ou dissipative. La suspension semi-active quant à elle, reste purement dissipative mais avec la possibilité de modifier en temps réel le taux de dissipation de l'énergie. Le dernier cas, la suspension passive est limitée à une seule caractéristique dissipative non modifiable.

suspensions semi-actives réside dans le fait qu'elles délivrent un amortissement variable avec des temps de réaction très courts (de l'ordre de la dizaine de ms) tout en nécessitant un faible besoin en énergie. De plus le caractère passif de ce type de suspension les rend naturellement stables.

À titre d'exemple nous citons le cas de la suspension semi-active hydropneumatique développée par Citroën™. L'amortisseur classique est remplacé par une sphère contenant deux fluides : un liquide (huile minérale) et un gaz (l'azote) qui constitue l'élément élastique. Ce système

utilise une pompe hydraulique entraînée par le moteur et couplée à un accumulateur qui assure la distribution du liquide sous haute pression dans tout le circuit hydraulique. La suspension hydropneumatique permet d'obtenir une grande flexibilité et une hauteur constante, quelle que soit la charge. Cependant l'entretien de ce système exige de très grandes compétences et doit être régulier, les sphères peuvent perdre leur azote et l'éventuelle perte de pression dans le circuit ne permet plus à la voiture de rouler.

Un autre exemple est celui des amortisseurs hydrauliques à orifice variable de la société SobenTM. Le contrôle est effectué en maîtrisant le passage d'huile, en rétrécissant ou augmentant le diamètre de ces orifices.

Les suspensions à base de fluides magnétorhéologiques font aussi partie des suspensions semi-actives. Le fonctionnement est basé sur l'utilisation d'un fluide dont le comportement rhéologique est variable en fonction du champ magnétique. Ces amortisseurs ont un temps de réponse assez rapide et sont capables de dissiper de grande quantité d'énergie, de plus ils ne contiennent pas de parties mécaniques mobiles à l'intérieur de l'amortisseur, ce qui les rend plus robustes par comparaison aux amortisseurs à orifices variables. Leur intérêt n'a cessé de grandir depuis plusieurs années. L'étude des suspensions à base de fluide MR fait l'objet de ce travail de thèse. La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à une description générale à ce type de suspensions.

Les véhicules automobiles utilisant des amortisseurs à fluides magnétorhéologiques sont majoritairement très luxueux ou très sportifs. Les liquides MR connurent leur première application à grande échelle dans l'industrie automobile en 2002 avec la commercialisation de la Cadillac Seville STS, équipée du système MagneRideTM fabriqué par l'équipementier Delphi Corporation [Delphi 09]. L'avantage du MagneRide par rapport aux autres systèmes de suspension semi-actifs déjà commercialisés est qu'il ne requiert pas de centrale hydraulique ou pneumatique. Il est caractérisé par un fonctionnement silencieux, une grande résistance à l'usure et l'absence totale d'entretien. Ainsi, il est plus facile à installer sur un châssis déjà existant. Cette technologie est compatible avec tous les types d'automobiles. Depuis 2006, certains constructeurs automobiles européens ont adopté cette technologie, elle est actuellement installée sur les nouvelles Audi TT et Ferrari 599 GTB.

Le MagneRideTM est un amortisseur d'une course totale entre 36 et 46 mm (voir figure 1.13). Sa consommation électrique est assez faible, de l'ordre de 20 Watts maximum par amortisseur. Son électronique de contrôle peut être intégrée avec celle des ABS³ et ESP⁴ avec un pilotage

3. De l'allemand Antiblockiersystem, c'est un système d'assistance au freinage utilisé sur les véhicules roulants, empêchant les roues de se bloquer pendant les périodes de freinage intense.

4. De l'anglais Electronic Stability Program, c'est un équipement de sécurité active destiné à améliorer le

indépendant de chaque suspension. Ce système se sert des capteurs existants pour évaluer

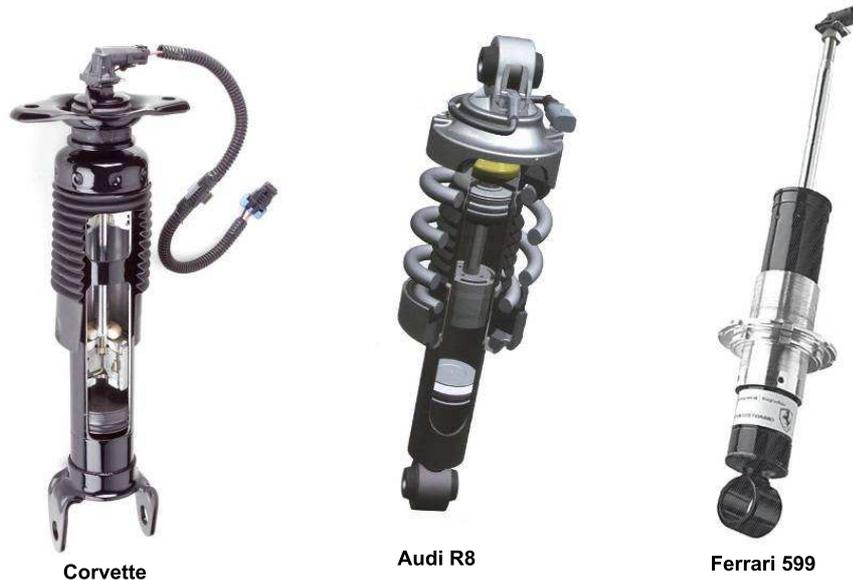


Figure 1.13 - Amortisseurs MR commercialisés par l'équipementier Delphi™ et équipant des véhicules de luxe ou sportif.

la vitesse et le déplacement du véhicule, ainsi que l'importance des mouvements imprimés au volant et à la pédale de frein par le conducteur. L'analyse du style de conduite permet au module de contrôle de présélectionner différents modes de conduite. Si le conducteur adopte un style de conduite dynamique (mode sport), l'intensité du courant et l'activité du système sont plus importants que s'il opte pour une vitesse de croisière classique (mode de conduite en ville). Ensuite la loi de contrôle, c'est à dire la manière dont on active l'amortisseur, est une loi de tout ou rien. L'activation ou non du système dépend de la stratégie de contrôle choisie.

2 Les suspensions semi-actives à base de fluides magnéto-rhéologiques

2.1 Définition et généralités sur les fluides magnéto-rhéologiques

Les fluides magnéto-rhéologiques (MR) sont des suspensions colloïdales de particules ferromagnétiques de quelques micromètres de diamètre (typiquement 0.1 à 10 μm) dans un liquide porteur plus ou moins visqueux qui peut-être de l'huile minérale ou de synthèse, ou plus simplement de l'eau. Typiquement, ces particules sont en fer pur⁵ et sont présentes à un taux

contrôle de trajectoire d'un véhicule automobile.

5. Des matériaux plus performants sont aussi utilisés tels que les alliages Fer-Cobalt ainsi que les ferrites de Nickel-Zinc

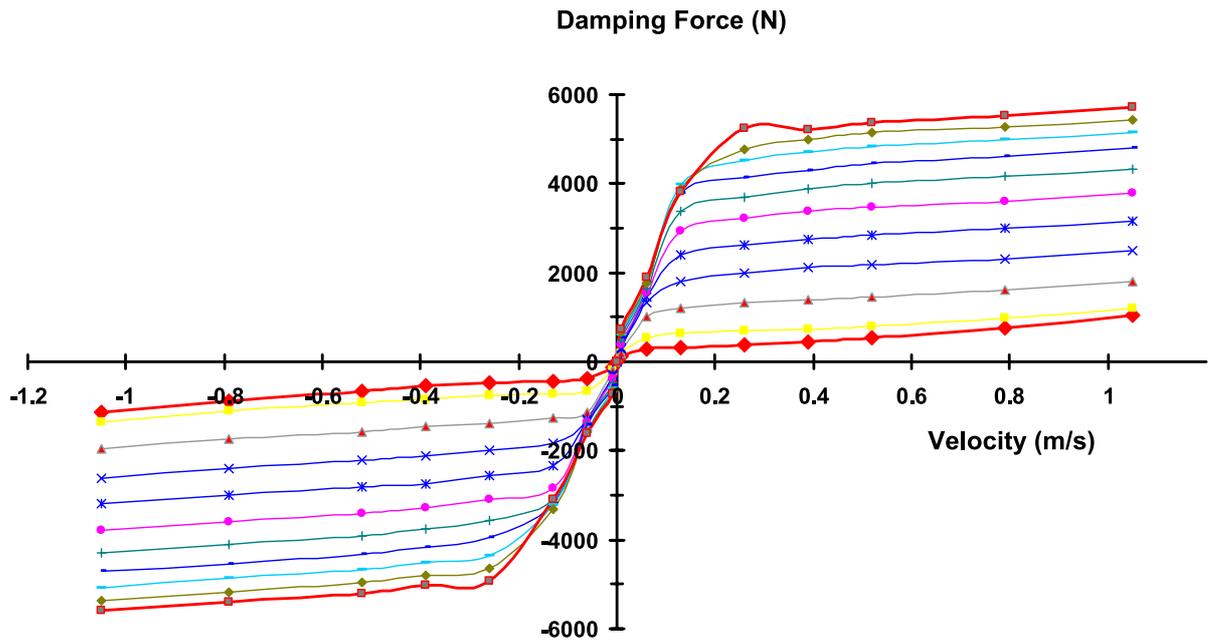


Figure 1.14 - Cartographie force-vitesse typique de l'amortisseur MagneRide™ de suspension automobile, d'après [Alexandridis 07].

massique de 80% à 85% dans le fluide (ou de concentration volumique comprise entre 20% et 40%). L'ajout de stabilisants et autres additifs est nécessaire en vue de conserver une certaine homogénéité et éviter la sédimentation des particules. Les particules de fer s'organisent sous

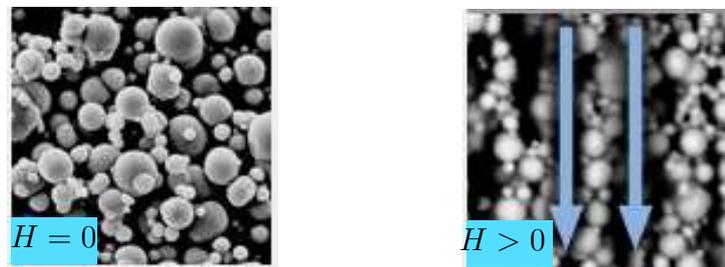


Figure 1.15 - Image au microscope électronique des particules de fer du fluide MR sans champ B (à gauche) et avec champ B (à droite) d'après [BASF 09].

forme d'agrégats sous l'action de ce champ magnétique et altèrent les propriétés du fluide qui semble changer de viscosité d'un point de vue macroscopique ; il transite de l'état liquide vers un état semi-solide. Les agrégats de fluide MR sont de longues chaînes de particules magnétiques sphériques. La forme des agrégats est approximée par un long corps cylindrique fin avec un diamètre égal au diamètre d'une particule. Pour les tailles de particules considérées, l'énergie magnétique d'interaction dipolaire entre les particules du fluide MR excède de beaucoup l'énergie thermodynamique élémentaire kT d'agitation thermique⁶, c'est pourquoi les particules magnétiques du fluide MR s'agrègent même pour un champ magnétique faible (de l'ordre de

6. k est la constante de Boltzmann et T la température.

1 kA.m⁻¹).

La figure 1.16 illustre cette organisation des particules en présence d'un champ magnétique, ce mécanisme d'organisation peut être expliqué par les étapes suivantes [Lozada 07] :

1. en l'absence de champ magnétique les particules sont réparties de manière homogène dans le liquide porteur ;
2. l'application d'un champ magnétique provoque l'aimantation des particules qui portent alors un moment magnétique de même direction que les lignes du champ magnétiques ;
3. les particules aimantées se comportent comme des dipôles magnétiques qui subissent des forces d'interaction magnétique ;
4. des chaînes se forment suivant les lignes de champ, organisation qui correspond au minimum d'énergie ;
5. lorsque le champ est annulé, l'agitation thermique et le mouvement brownien des particules rompent les agrégats et ramènent le fluide à l'état initial. L'effet de la rémanence est négligeable.

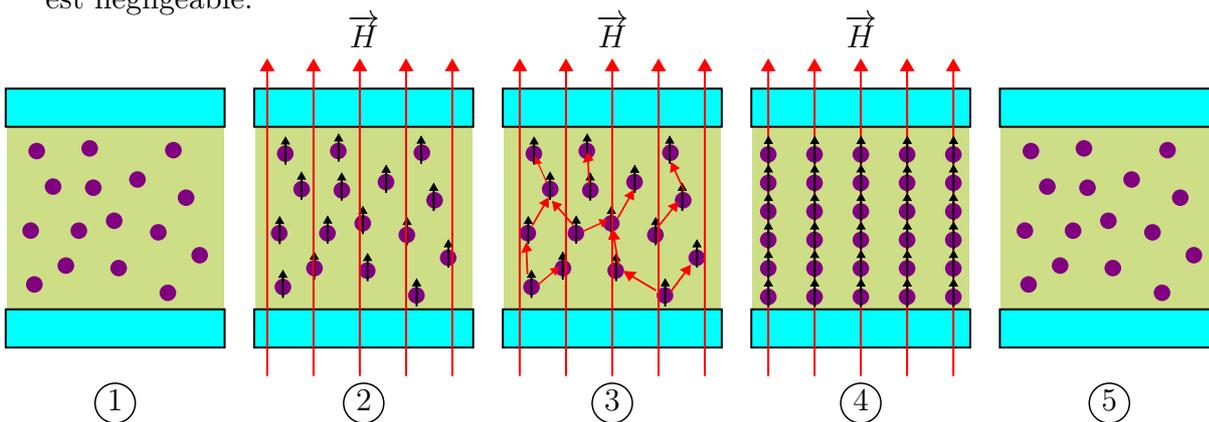


Figure 1.16 - Étapes successives de la formation des chaînes de particules et mise en place de l'effet MR

L'effet MR a été découvert par Rabinow en 1948 [Rabinow 48]. Malgré les bonnes performances des premiers fluides MR en terme de résistance mécanique [Carlson 02], ces derniers sont restés au stade des expérimentations et études théoriques. Les raisons qui justifiaient la non utilisation de fluides sont les difficultés liées à la stabilisation des premières formulations vis-à-vis de la sédimentation et de l'agglomération irréversible des particules [Phulé 01]. Vers le début des années 90, les progrès dans les domaines de la chimie et de la matière condensée ont permis d'aboutir à des formulations de plus en plus stables. Aujourd'hui, les liquides MR sont produits en grandes quantités et font l'objet d'un certain nombre d'applications commercialisées depuis déjà plusieurs années dans l'industrie des transports et certaines applications plus spécifiques, comme la protection contre les séismes, la prothétique et la pneumatique (cf. annexe A).

2.2 Comportement rhéologique

En l'absence de champ magnétique, les liquides MR peuvent être considérés comme newtoniens. Les contraintes de cisaillement sont proportionnelles au gradient de vitesse, la viscosité est indépendante de la vitesse de cisaillement et du temps et les contraintes s'annulent immédiatement lorsque l'écoulement est arrêté :

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (1.10)$$

où τ est la contrainte de cisaillement, η la viscosité et $\dot{\gamma}$ le gradient de vitesse dans la direction perpendiculaire au cisaillement. Du point de vue rhéologique, la présence d'un champ magnétique s'exprime par l'apparition d'un seuil minimal de cisaillement nécessaire pour amener le fluide à s'écouler, au delà de ce seuil le fluide se comporte comme un fluide viscoplastique. Pour décrire mathématiquement ce comportement, on utilise le modèle rhéologique de Herschel-Bulkley [Herschel 26] défini par :

$$\tau = k |\dot{\gamma}|^{\frac{1}{m}} \quad (1.11)$$

avec k est la consistance du fluide et m l'indice d'écoulement, ces deux dernières sont des constantes empiriques dépendant du fluide. Pour tenir compte de l'effet MR, on ajoute à l'équation 1.11 le terme liée à la contrainte seuil de cisaillement τ_0 qui dépend du champ magnétique H .

$$\tau = \tau_0(H) + k |\dot{\gamma}|^{\frac{1}{m}} \quad (1.12)$$

Dans le modèle de Herschel-Bulkley, lorsque la puissance du gradient de vitesse $m < 1$, le liquide est dit « rhéoépaississant », dans ce cas la viscosité du fluide augmente lorsque le gradient de vitesse augmente. Tandis que dans le cas où $m > 1$, la viscosité diminue lorsque le gradient de vitesse augmente, dans ce cas on parle de liquide « rhéofluidifiant ». Ce comportement du fluide est dû à un changement de type d'association et des interactions entre les macromolécules.

Un cas particulier du modèle évoqué ci-dessus est lorsque $m = 1$ et $k = \eta$. Ce modèle est appelé le modèle viscoplastique de Bingham (voir figure 1.17). Pour la plupart des liquides MR et de leurs applications en ingénierie, le modèle viscoplastique de Bingham semble suffisant pour rendre du comportement rhéologique des liquides MR sous champ. La loi de comportement s'écrit, pour un cisaillement appliqué dépassant la valeur τ_0 du seuil :

$$\tau = \tau_0 + \eta \dot{\gamma} \quad (1.13)$$

Notons que, le terme de la contrainte seuil représente la densité d'énergie mécanique dissipée sur les agrégats lors de la modification des lignes d'écoulement dans leur voisinage [Shulman 84]. D'une manière plus complète et selon le modèle de Bingham, le comportement rhéologique du

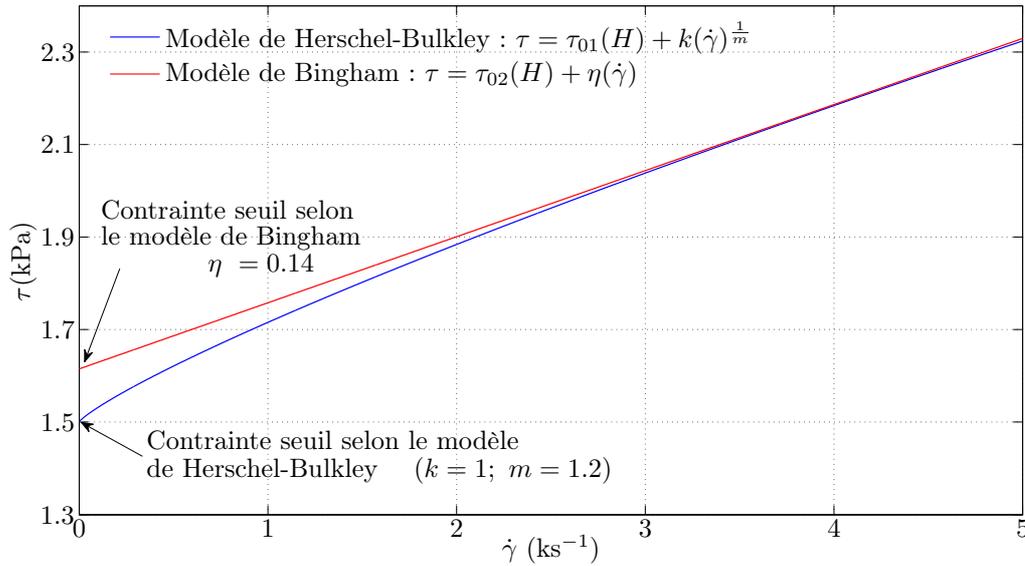


Figure 1.17 - Illustration des deux modèles rhéologiques du fluide MR

fluide en régime statique, c'est-à-dire à vitesse constante, est donné par :

$$\begin{cases} \dot{\gamma} = 0 & \text{si } \tau(H, \dot{\gamma}) \leq \tau_0(H) \\ \tau(H, \dot{\gamma}) = \tau_0(H) + \eta \dot{\gamma} & \text{si } \tau(H, \dot{\gamma}) > \tau_0(H) \end{cases} \quad (1.14)$$

En faisant varier H , on obtient un réseau de courbes dans le plan $(\dot{\gamma}, \tau)$ qui traduisent le comportement mécanique des fluides sous l'effet de cisaillements, ces courbes appelées « rhéogrammes » sont schématisées sur la figure 1.18. On constate qu'en contrôlant convenablement le champ H en fonction du gradient de vitesse $\dot{\gamma}$, on peut suivre presque n'importe quelle courbe dans le plan $(\tau, \dot{\gamma})$. C'est le cas de la courbe en pointillés sur cette même figure pour laquelle la pente à chaque point est appelée « viscosité apparente ».

La figure 1.19 présente le réseau de Bingham du fluide MRF-132LD du fabricant Lord™ . Ce fluide est un liquide MR à base d'huile hydrocarbure avec une concentration volumique en particules de fer d'environ 30%. Dans la plupart des références consultées le modèle de Bingham et celui de Herschel-Bulkley sont les plus utilisés pour caractériser les fluides à seuils, en particulier les fluides MR.

Le tableau 1.2 contient un récapitulatif des propriétés physiques essentielles des fluides MR.

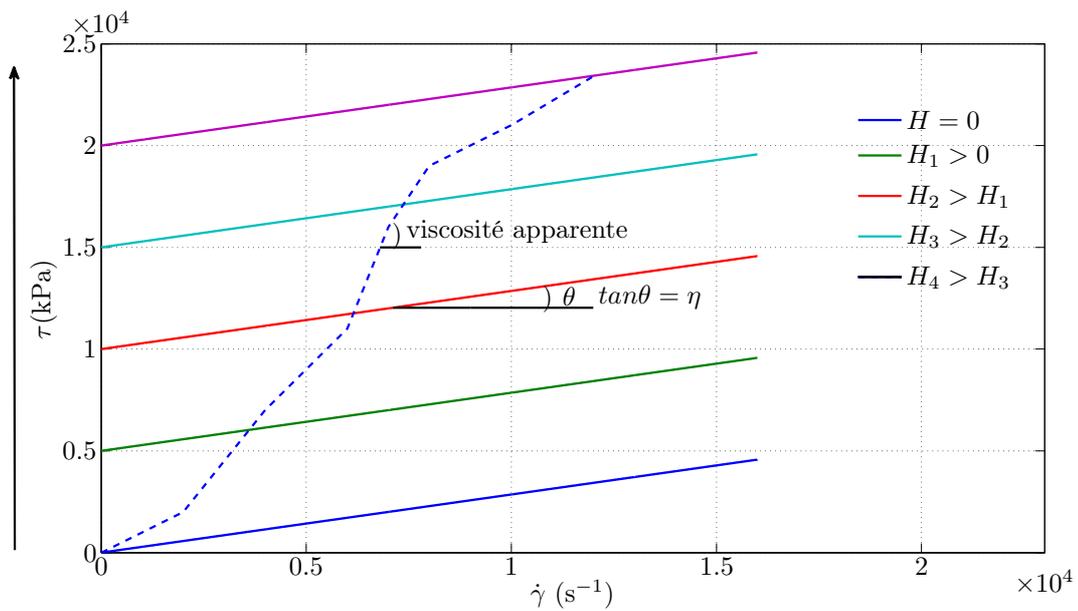


Figure 1.18 - Rhéogrammes de Bingham du fluide MR en fonction des champs magnétique de différentes intensités

Propriété	Valeur typique
Contrainte seuil maximale $\tau_0(H)$	50 à 100 kPa
Champ magnétique maximal	$\sim 250 \text{ kA.m}^{-1}$
Viscosité dynamique η	0.1 à 1 Pa.s
Température de fonctionnement	-40 à 150°C (selon le liquide porteur)
Temps de réponse	< 3 ms
Densité	3 à 4 g.cm ⁻³
Densité énergétique maximale	0.1 J.cm ⁻³
Alimentation électrique	2 à 50 W
Couleur	noir, gris opaque

Tableau 1.2 - Propriétés des fluides MR, d'après [Lord 09]

2.3 Modes d'écoulements

La principale utilisation des fluides MR consiste à dissiper une énergie cinétique sous forme de chaleur. Ce processus de dissipation de l'énergie peut être contrôlée de façon continue et en temps réel à l'aide d'un signal de nature électrique, le courant appliqué à un électroaimant qui génère le champ magnétique d'activation. Ainsi, le fonctionnement des systèmes à fluides MR repose sur la génération de l'effet magnétorhéologique à l'intérieur d'une certaine portion d'entrefer de section constante empruntée par le liquide au cours d'un cycle de fonctionnement.

Les surfaces de l'entrefer par lesquelles le flux magnétique transite, appelés aussi «pôles», peuvent être fixes ou en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre. En pratique, il existe trois modes d'utilisation des fluides MR dont le choix de tel ou tel mode est déterminé par la

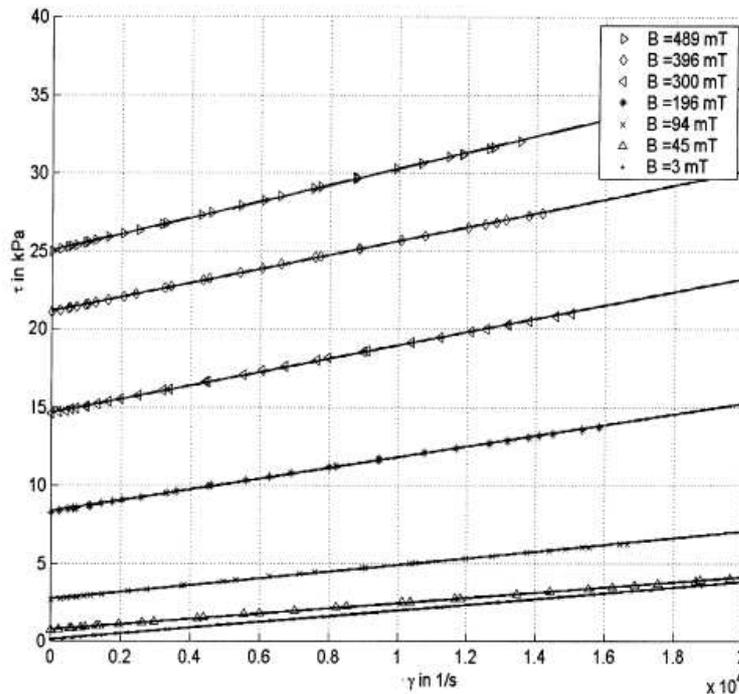


Figure 1.19 - Rhéogrammes du fluide MRF-132LD [Zipser 01] pour différentes valeurs de champ magnétique. Le seuil d'écoulement et la viscosité sont respectivement mesurés comme l'ordonnée à l'origine et la pente des rhéogrammes. Par identification avec la figure 1.18, nous pouvons remarquer un léger changement de la pente au fur et à mesure que le champ magnétique augmente.

nature, la géométrie et les performances souhaitées du dispositif en question.

- Le premier mode de fonctionnement est le mode « cisaillement » (en anglais *direct shear mode*) : dans ce cas une couche mince de fluide est située entre les deux pôles mobiles l'un par rapport à l'autre et dans des directions tangentielles à l'interface de contact fluide/surface. L'application d'un champ magnétique va générer des contraintes supplémentaires entre les deux surfaces (cf. figure 1.20.a). Ce mode est utilisé pour certains amortisseurs, embrayages et freins [Demersseman 09, Lozada 07].
- Le deuxième mode de fonctionnement est le mode « valve » (en anglais *flow mode*), c'est le plus utilisé des modes. Ici, une différence de pression est imposée entre l'entrée et la sortie de l'entrefer. Le passage du fluide d'une zone à une autre du système est freiné en appliquant un champ magnétique orthogonalement au sens d'écoulement du fluide dans la zone de transfert. Le champ augmente localement alors la viscosité apparente du fluide et rend son passage plus laborieux (cf. figure 1.20.b). A l'échelle microscopique, les agrégats de particules se forment donc perpendiculairement aux lignes de courant ce qui modifie les propriétés rhéologiques à l'échelle macroscopique du fluide. Ce mode est appliqué dans la plupart des amortisseurs MR [Lord 06, Delphi 09, Biedermann 09].
- Le troisième mode de fonctionnement est le mode « compression » (en anglais *squeeze mode*) : il utilise une couche de fluide de l'ordre du millimètre placée entre deux surfaces

mobiles dans une direction orthogonale au fluide et traversées par un champ magnétique (cf. figure 1.20.c). C'est le mode d'utilisation le plus récent, il trouve des applications à faibles amplitudes et efforts importants tels que certains amortisseurs anti-vibrations [Wang 05].

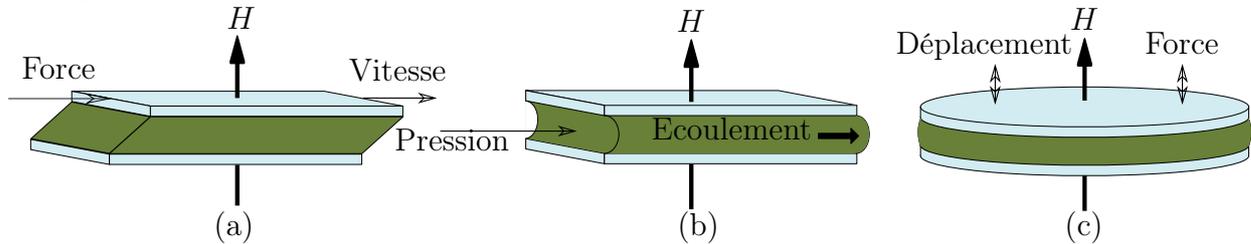


Figure 1.20 - Les modes d'utilisation des liquides MR : le mode cisaillement (a), le mode valve (b) et le mode compression (c).

2.4 Les amortisseurs magnétorhéologiques

2.4.1 Principe de fonctionnement

La conception des amortisseurs MR est inspirée de celles des amortisseurs traditionnels et hydrauliques. Dans les amortisseurs MR une source de champ magnétique (bobine ou aimant) est introduite dans une partie du système (piston) afin de générer un champ magnétique dont l'interaction avec le fluide en écoulement entrainera le freinage du flux de fluide 1.21. L'effet MR modifie les propriétés rhéologiques du fluide. Ce phénomène microscopique se traduit à l'échelle macroscopique par l'augmentation de la résistance à l'écoulement, donc de la force d'amortissement.

2.4.2 Géométrie des amortisseurs magnétorhéologiques

Trois technologies sont le plus souvent utilisées pour concevoir des amortisseurs MR. La géométrie, la taille et les performances de chaque type sont spécifiques au domaine d'application.

L'amortisseur de type monotube est le plus utilisé. Sa géométrie comporte un seul tube contenant le fluide, le piston et sa tige ainsi qu'un dispositif d'accumulation, un réservoir de gaz sous pression au pied du corps de l'amortisseur (figure 1.22). Cet accumulateur est fermé par une membrane, barrière entre le fluide et le gaz comprimé (habituellement azote) à environ 20 Bar. Il est employé pour s'adapter aux changements de volume dus au mouvement de la tige du piston et pallier les phénomènes de cavitation lors du fonctionnement à grande vitesse de l'amortisseur puisque le fluide MR n'est pas compressible au contraire du gaz.

Dans cette configuration deux modes de fonctionnement sont possibles. Dans le premier cas le circuit magnétique est entièrement contenu dans le piston (voir figure 1.22.a). L'entrefer est

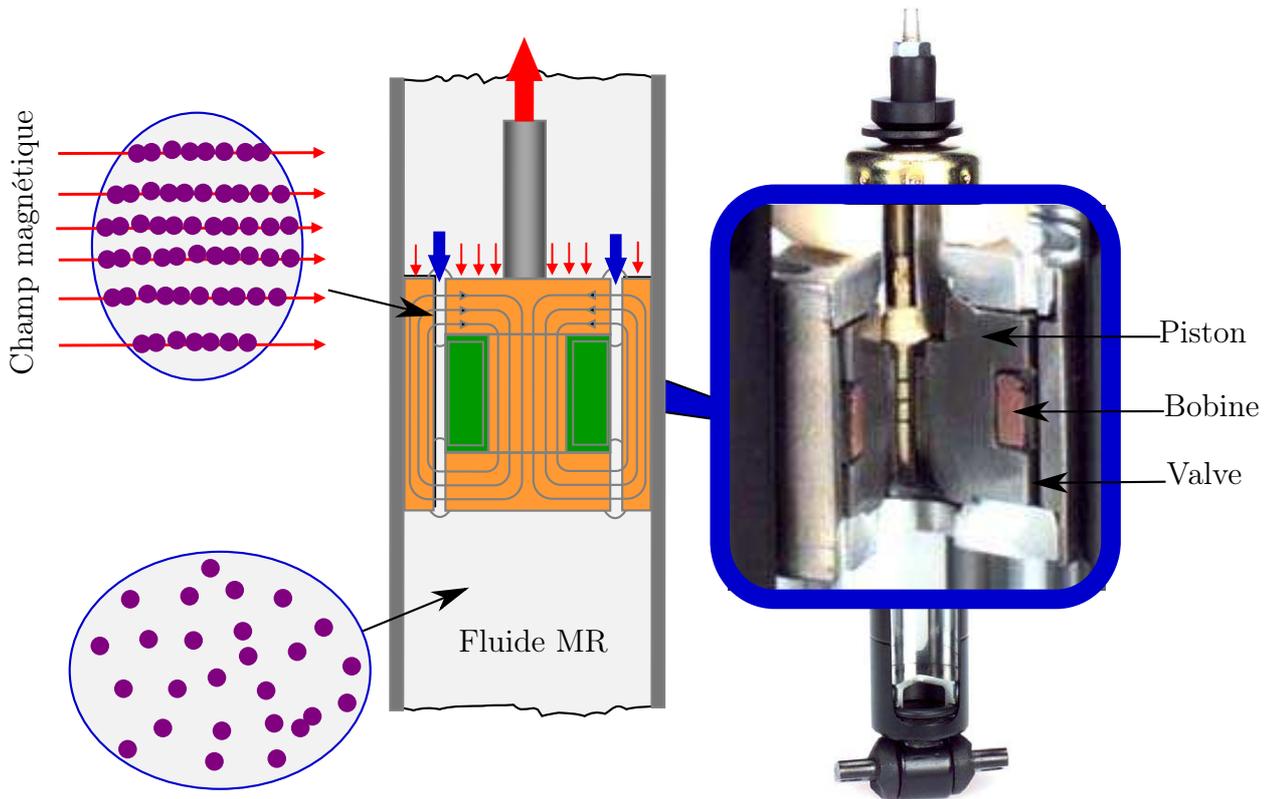


Figure 1.21 - Vue en coupe longitudinale montrant le principe de fonctionnement d'un amortisseur MR. D'après [Delphi 09].

usiné à l'intérieur du piston et l'espace localisé entre le piston et le cylindre, est obstrué par un joint. L'appareil fonctionne en mode valve uniquement. L'écoulement s'établit suite à une différence de pression des chambres à fluide MR situées de part et d'autre du piston. Dans le second cas (voir figure 1.22.b) le circuit magnétique est mobile et l'entrefer situé entre le piston en mouvement et le corps de l'amortisseur sert ici de guide de flux magnétique. L'amortisseur fonctionne simultanément en mode valve dû à la différence de pression de part et d'autre du piston et en mode cisaillement en raison du déplacement relatif du piston par rapport au cylindre.

Le deuxième type de géométrie est l'amortisseur bitube ou double cylindre (figure 1.23). Il est constitué de deux tubes coaxiaux. La zone délimitée par le tube intérieur et le tube extérieur est nommée réservoir extérieur. Les deux réservoirs sont séparés par un dispositif de type clapet. Lors de l'utilisation de l'amortisseur, les changements de volume de la chambre intérieure sont compensés par le fluide du réservoir extérieur. Lorsque l'amortisseur travaille en compression, le fluide va du réservoir intérieur vers l'extérieur et inversement. Comme dans l'amortisseur monotube, là aussi les deux configurations sont possibles. Notons que pour un fonctionnement correct cet amortisseur doit être utilisé uniquement en position verticale [Carpentier 06].

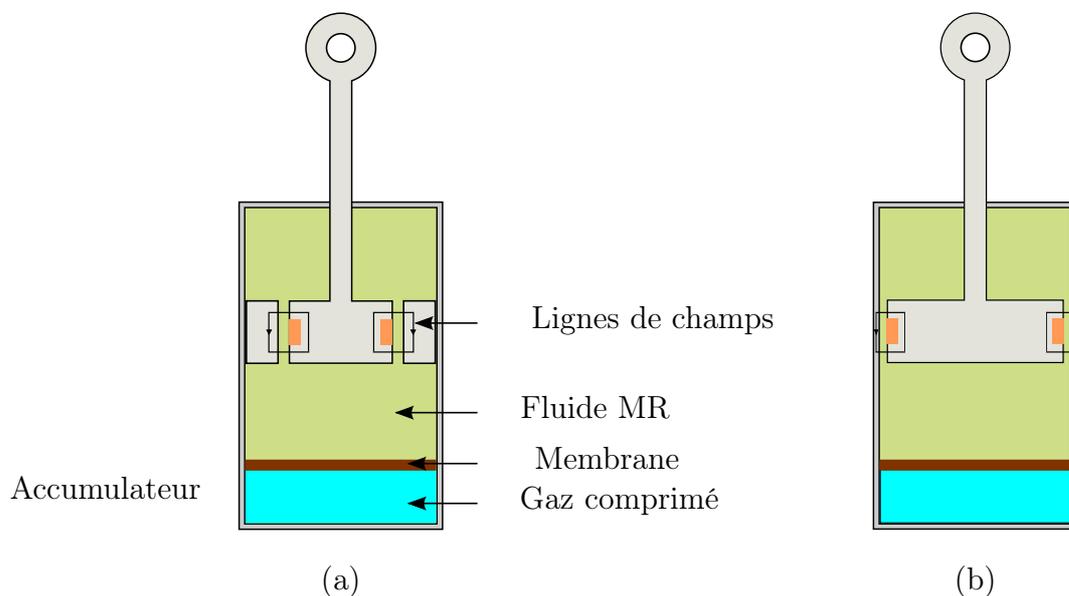


Figure 1.22 - Géométries d'un amortisseur monotube fonctionnant en mode valve (a) et mode valve et cisaillement (b)

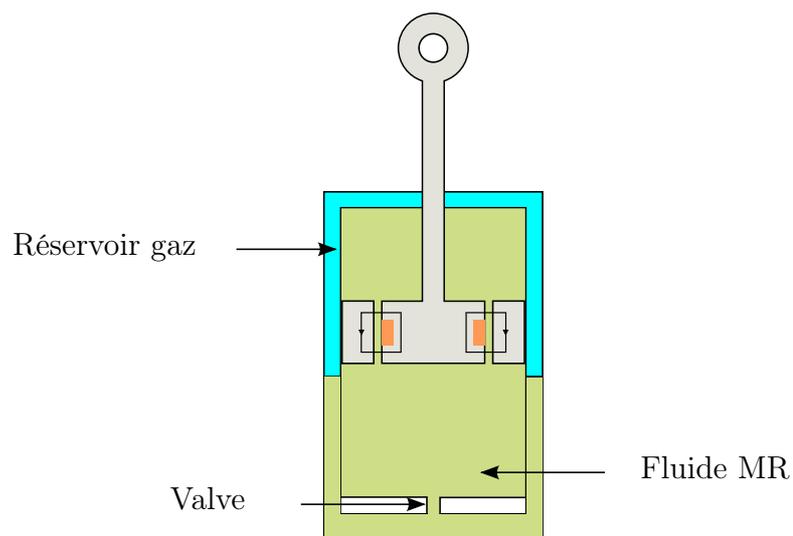


Figure 1.23 - Schéma d'un amortisseur MR bitube

Le dernier type de géométrie est l'amortisseur à double tige. Ici, plus de problème de changement de volume de la chambre intérieure lors du déplacement de la tige, car le volume entrant de la première tige est compensé par celui sortant de la deuxième tige. Il n'y a donc aucun dispositif de compensation du volume (figure 1.24).

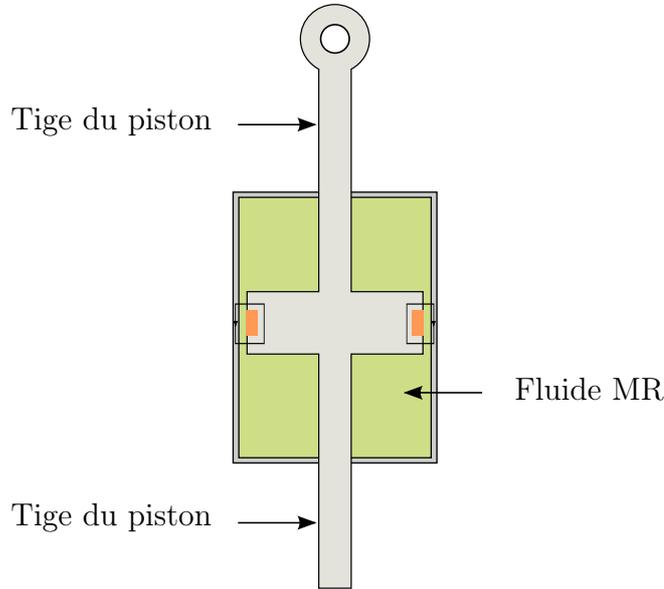


Figure 1.24 - Schéma d'un amortisseur MR à double tige ou double sortie

2.5 Modélisations des amortisseurs magnétorhéologiques

2.5.1 Modèle linéaire de Bingham

Un des modèles de base décrivant le comportement de l'amortisseur MR est le modèle paramétrique viscoplastique basé sur l'application du modèle rhéologique de Bingham (cf. §2.2). La force totale est la somme d'une force de frottement à seuil et d'une force extraite de la loi de Bingham qui s'écrit :

$$F = c_0 \dot{x} + f_b(H) \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (1.15)$$

où x est la coordonnée spatiale de déplacement de l'amortisseur, \dot{x} sa vitesse, c_0 est la constante

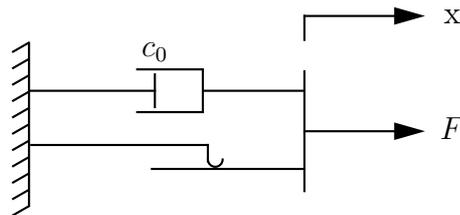


Figure 1.25 - Modèle de Bingham pour le comportement d'un amortisseur MR : association d'un élément de friction à seuil et d'un frottement visqueux.

d'amortissement visqueux et $f_b(H)$ est la force MR qui est égale à la force seuil nécessaire pour causer le déplacement de l'amortisseur. Cette force dépend de l'intensité du champ magnétique donc de l'intensité du courant dans la bobine à l'intérieur du piston. Dans le cas où un accumulateur est intégré à l'amortisseur, une force f_0 est ajoutée à l'expression de la force totale, ce terme tient compte de la force moyenne non nulle due à cet accumulateur. D'après [Kotrane 06], ce modèle ne permet pas de simuler correctement le fonctionnement de l'amortisseur aux faibles vitesses comme le montre la figure 1.26. Ce modèle ne prend pas en compte la présence de l'hystérésis entre les phases aller et retour. De plus, le changement de pente entre les faibles vitesses et les vitesses plus grandes n'est pas parfaitement reproduit avec le modèle de Bingham.

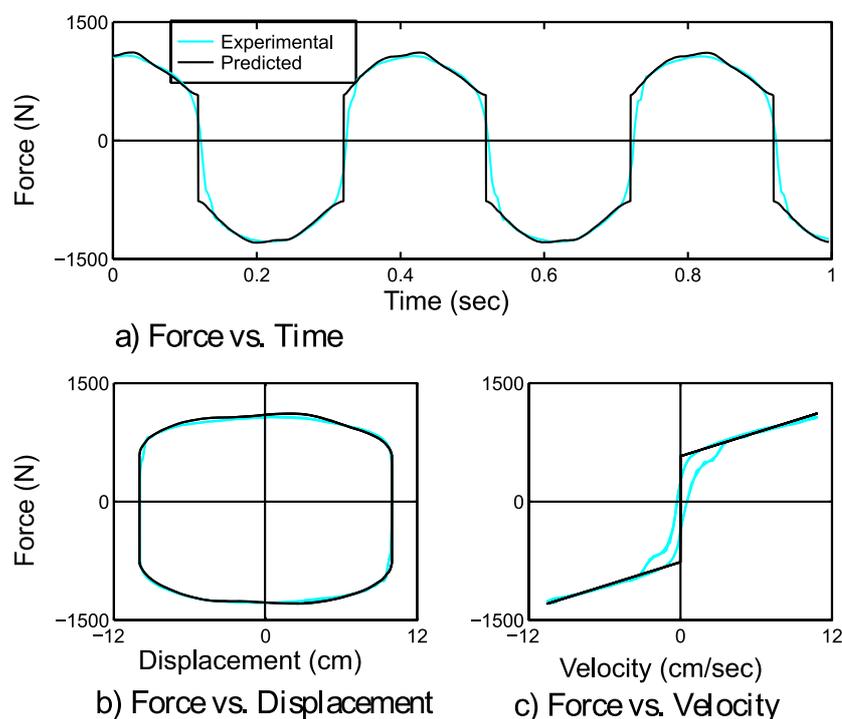


Figure 1.26 - Comparaison des résultats expérimentaux et du modèle de Bingham pour une excitation sinusoïdale d'amplitude 15 mm et une fréquence de 2.5 Hz, d'après [Spencer 97]. Le graphique (a) compare les relevés temporels de la force expérimentale et ceux prédits par le modèle de Bingham. Sur le graphique (b), on trace l'évolution des forces en fonction de la position, ces courbes ne permettent pas de mettre en évidence les écarts entre les résultats expérimentaux et le modèle, cependant sur le graphique (c), les différences sont plus visibles.

2.5.2 Modèle de Bingham couplé à un modèle viscoélastique [Gamota 91]

Se basant sur le comportement des matériaux électrorhéologiques⁷, Gamota et al. [Gamota 91] propose une extension du modèle de Bingham, il est donné par le modèle visco-

7. Un fluide électrorhéologique (fluide ER) est une suspension de particules conductrices dispersées dans un fluide isolant. Ce fluide présente des propriétés rhéologiques similaires à celles du fluide MR. En fonction du champ électrique appliqué, les propriétés rhéologiques (viscosité, contrainte seuil, etc.) du fluide ER sont modifiées

plastique de la figure 1.27. Le modèle se compose du modèle de Bingham en série avec un modèle de solide viscoélastique. Les équations régissant ce modèle sont données par :

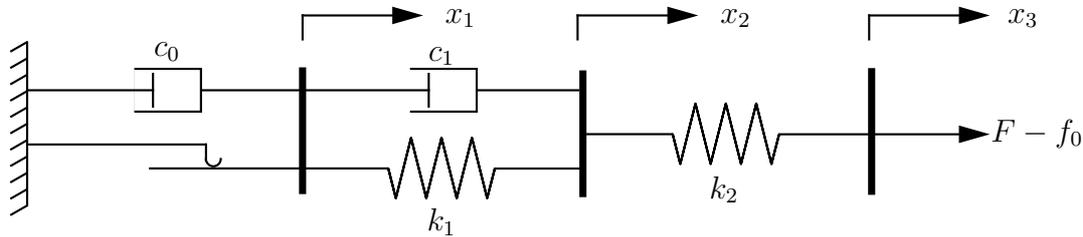


Figure 1.27 - Modèle de Gamota associant plusieurs éléments mécaniques en parallèle et en série. Les deux premiers composants (à gauche) en parallèle sont ceux correspondant au modèle de Bingham, les autres parties correspondent au modèle de solide linéaire.

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ &= c_0\dot{x}_1 + f_b(H)\text{sgn}(\dot{x}_1) \\ &= k_2(x_3 - x_2) \end{aligned} \right\} \text{ si } |F| > f_b \quad (1.16)$$

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1\dot{x}_2 \\ &= k_2(x_3 - x_2) \end{aligned} \right\} \text{ si } |F| \leq f_b \quad (1.17)$$

où c_0 est le coefficient d'amortissement visqueux associé au modèle de Bingham, k_1 , k_2 et c_1 sont associés au modèle du solide linéaire. Notons que x_3 correspond au déplacement réel de l'amortisseur. Lorsque $|F| > f_b$, le système d'équations 1.16 devient un système de trois équations à trois inconnues parmi lesquelles la force F qu'on cherche à calculer. Dans le second cas $|F| \leq f_b$ le système reste statique $\dot{x}_1 = 0$ et 1.16 devient un système de deux équations à deux inconnues. En choisissant convenablement les paramètres de ce modèle [Spencer 97], une comparaison entre les résultats issus du modèle et l'expérience est donnée par la figure 1.28. La comparaison des courbes force-position (graphique (b)) issue de ce modèle et des résultats expérimentaux montre un meilleur accord dans la plupart des zones. Concernant la comparaison des courbes force-vitesse (graphique (c)) on voit apparaître une meilleure approximation par rapport au modèle de Bingham. Le phénomène d'hystérésis est bien visible. Cependant, ce modèle ne reproduit pas de manière satisfaisante le comportement à faible vitesse.

2.5.3 Modèle de Bouc-Wen

Pour pallier les faiblesses des modèles basés sur la loi rhéologique de Bingham, d'autres modèles ont été développés notamment le modèle de Bouc-Wen qui a été proposé pour tenir compte de l'hystérésis et du comportement à faible vitesse [Spencer 97]. C'est un modèle extrêmement souple qui peut traiter une grande variété de comportements par hystérésis.

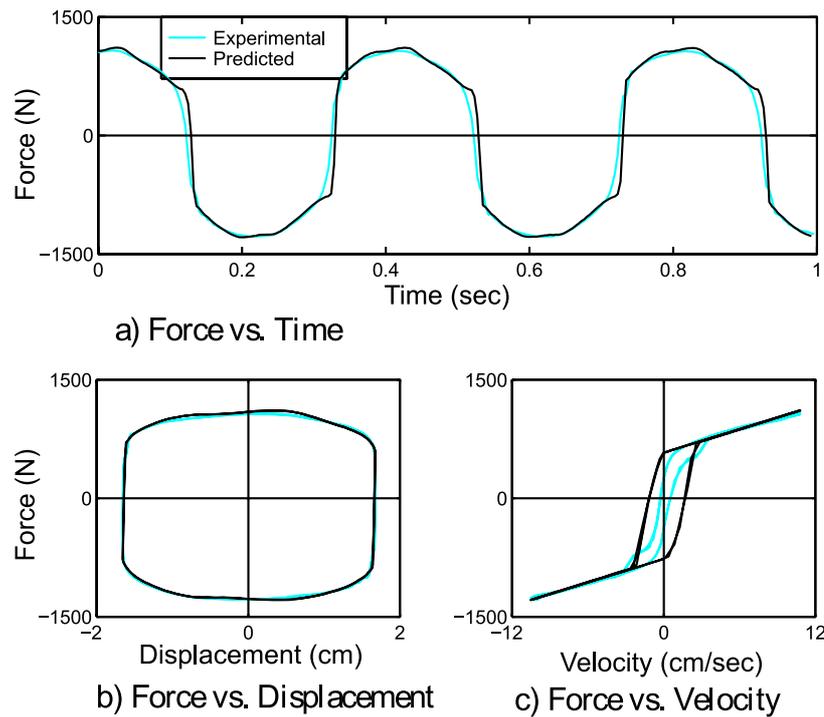


Figure 1.28 - Courbes de comparaison entre le modèle de Gomota et al. avec les résultats expérimentaux [Spencer 97].

Mathématiquement le modèle de Bouc-Wen a été initialement formulé par Bouc [Bouc 71] comme une description analytique d'un lissage par hystérésis et plus tard généralisé par Wen [Wen 76]. Ce modèle introduit une dépendance de la force en fonction du déplacement et de la vitesse qui ressemble à celle observée dans des cycles de déplacement des amortisseurs MR. Pour cette raison il a été largement utilisé pour simuler les cycles d'hystérésis. Le modèle Bouc-Wen est représenté sur la figure 1.29.

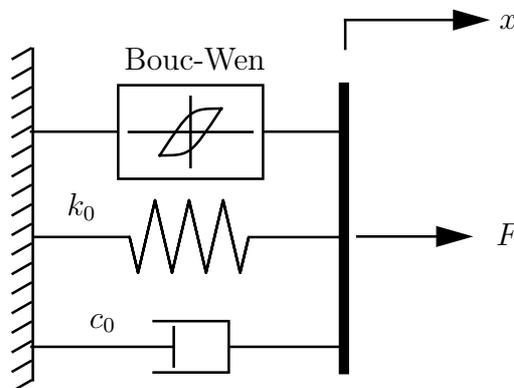


Figure 1.29 - Composition élémentaire du Modèle de Bouc-Wen.

La représentation mathématique correspondante est donnée par :

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (1.18)$$

où z est une variable qui évolue selon l'équation différentielle de premier ordre suivante :

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z|^{n-1} z - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (1.19)$$

Les paramètres $c_0, k_0, \alpha, \beta, \gamma, n$ et A sont les paramètres caractéristiques du modèle de Bouc-Wen qui peuvent être contrôlés pour ajuster la linéarité et le lissage dans les périodes de transition pré et post-contrainte seuil. Ces périodes de transition correspondent aux phases de changement de pente de la courbe force-vitesse. Les paramètres du modèle sont identifiés expérimentalement. Un exemple de ce type d'identification est donné par [Yao 02] dans lequel on introduit une fonction d'erreur entre la valeur de la force expérimentale mesurée F_{ei} et la valeur de la force estimée F_{bi} par le modèle de l'équation 1.18. Ensuite, pour un cycle donné (défini par sa fréquence et son amplitude) on effectue plusieurs mesures, c'est-à-dire, à chaque niveau, on calcule les paramètres adéquats. L'expression de cette erreur est donnée par :

$$J = \sum_{i=1}^N (F_{ei} - F_{bi})^2 \quad (1.20)$$

où N est le nombre de d'expériences effectuées, chaque expérience correspond à un niveau de courant différent. Le nombre d'expériences nécessaires est égale au nombre d'inconnues dans l'équation du modèle Bouc-Wen. Un algorithme d'optimisation approprié est employé pour déterminer les valeurs des paramètres. L'un des principaux inconvénients du modèle de Bouc-Wen réside dans la difficulté liée à la détermination précise des paramètres caractéristiques. Les méthodes d'optimisation et d'estimation d'erreurs sont très gourmandes en ressources et nécessitent un temps de calcul qui peut être très pénalisant dans un système de contrôle où les temps de réponse doit être de l'ordre de quelques millisecondes.

2.5.4 Modèle de Bouc-Wen modifié

Afin de mieux prédire le comportement de l'amortisseur aux faibles vitesses et dans les cas où l'accélération et la vitesse sont de signes opposées, un modèle basé sur celui de Bouc-Wen a été proposé [Jung 03]. Ce modèle est présenté par la figure 1.31. Pour obtenir les équations régissant ce modèle, considérons la moitié supérieure de la figure 1.31. Les forces de chaque côté de la « barre rigide du milieu » sont équivalentes, par conséquent :

$$c_1 \dot{y} = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y}) \quad (1.21)$$

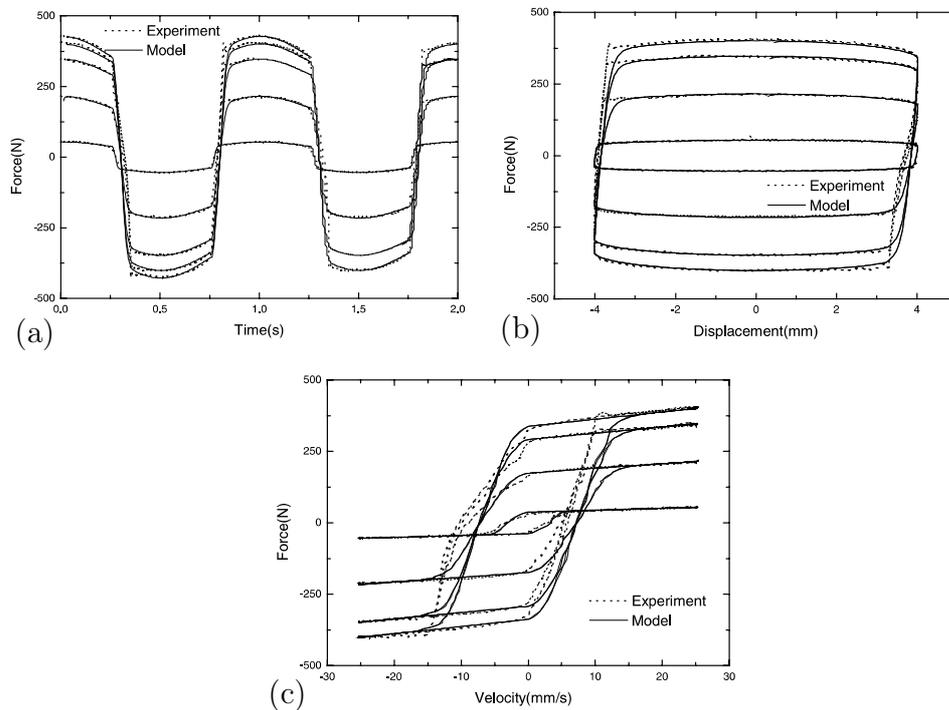


Figure 1.30 - Exemple de comparaison entre les courbes expérimentales de la force et les courbes du modèle de Bouc-Wen, excitation à 1 Hz. D'après [Yao 02]. Les courbes force-vitesse (graphique (c)) montrent une meilleure superposition des résultats expérimentaux et théorique notamment en ce qui concerne le phénomène d'hystérésis.

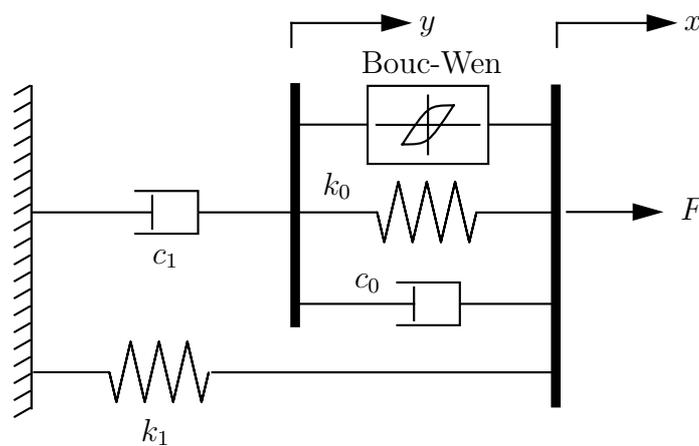


Figure 1.31 - Modèle de Bouc-wen modifié. Il s'agit d'ajouter au précédent modèle, un frottement visqueux en série et le tout monté en parallèle avec un ressort.

La variation de la variable z est donc donnée par :

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{n-1} z - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (1.22)$$

d'après 1.21 on obtient :

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} (\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(x - y)) \quad (1.23)$$

La force totale générée par le système est alors la somme des forces des sections supérieures et inférieures du système de la figure 1.31 :

$$F = \alpha z + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + k_1(x - x_0) \quad (1.24)$$

de l'équation 1.21 on peut écrire l'expression de la force sous forme :

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (1.25)$$

Dans ce modèle k_1 est la raideur équivalente de l'accumulateur à gaz et x_0 sa position d'équilibre. c_0 le coefficient d'amortissement visqueux du système lors des déplacements à hautes vitesses. Un système ayant une fonction d'amortissement est utilisé pour assurer la liaison entre les deux parties du modèle (cf. figure 1.31). Son coefficient d'amortissement visqueux est c_0 , il est introduit pour tenir en compte des fortes pentes observées à faible vitesse sur les courbes forces-vitesse. k_0 est la raideur du système.

L'identification de ces paramètres pour une excitation sinusoïdale d'une fréquence de 2.5 Hz et une amplitude de 15 mm est donné par Spencer et al. [Spencer 97]. La comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle est présenté sur la figure 1.32. Le modèle d'amortisseur proposé correspond bien avec le comportement de l'amortisseur dans toutes les régions, incluant la région où l'accélération et la vitesse sont de signes opposés et celles où les valeurs des vitesses sont faibles. En dépit des bonnes corrélations entre les résultats de ce modèle et l'expérience, certains défauts sont similaires à ceux du modèle Bou-Wen, notamment le temps de calcul nécessaire à l'identification des paramètres.

Les différents modèles proposés dans cette partie sont les plus utilisés dans les modélisations des amortisseurs MR fonctionnant notamment en mode valve. Bien que le domaine le plus attractif des suspensions MR soit l'industrie automobile, on trouve des applications des actionneurs à liquides MR en génie civil, dans celle des équipements médicaux et dans celle des systèmes pour la réalité virtuelle. L'annexe A présente quelques domaines et exemples d'applications des suspensions et amortisseurs MR commercialisées aujourd'hui ou en phase d'étude avancée.

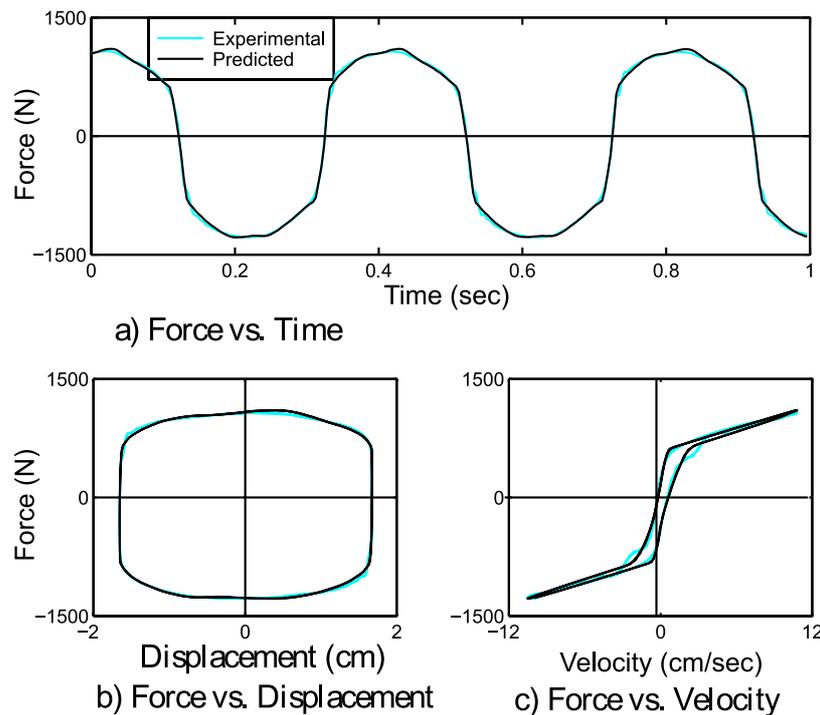


Figure 1.32 - Comparaison courbes expérimentales et modèles de Bouc-Wen modifié [Spencer 97].

3 Conclusion partielle et présentation de la problématique

Dans ce chapitre nous avons tout d'abord présenté les principales notions liées au domaine des suspensions dans le monde de l'automobile. Le but essentiel est d'améliorer le confort de conduite et maintenir le contact entre les roues et le sol malgré ses irrégularités : condition indispensable à la tenue de route. Cependant l'amélioration de l'une des fonctions de la suspension ne va pas sans détériorer l'autre, l'objectif est d'avoir une suspension optimale tant sur la stabilité et le confort du véhicule que sur la tenue de route. Les différentes architectures et géométries ont été aussi montrées.

Par la suite, nous avons introduit les différents types de suspension automobile à savoir les suspensions passives, actives et semi-actives. Les performances des suspensions passives sont limitées sur les véhicules, tandis que celles des suspensions actives présentent les meilleurs résultats. Toutefois l'inconvénient majeur des suspensions actives demeure la consommation excessive d'énergie et la complexité de mesurer certaines informations nécessaires aux stratégies actives. Ainsi, les suspensions semi-actives apparaissent comme le meilleur compromis au dilemme « confort et stabilité » de part leur rendement, leur fiabilité et leur faible consommation d'énergie.

Dans ce travail de thèse nous nous intéressons à l'étude des suspensions semi-actives spécialement celles à base de fluide magnétorhéologique. Le fluide MR est constitué d'un liquide porteur tel que de l'huile synthétique à base d'hydrocarbures et d'additifs stabilisateurs dans lesquels d'infimes particules magnétiques sont incorporées. Sous l'effet d'un champ magnétique, le fluide présente un comportement rhéologique de type Bingham caractérisé par la présence d'une contrainte seuil d'écoulement $\tau_0(H)$. Au delà de cette contrainte, le comportement est identifié à celui d'un liquide newtonien. Cet effet est dû à l'attraction des particules entre elles formant des chaînes alignées suivant les lignes de champ magnétique. Ce phénomène se manifeste par l'augmentation de la rigidité du fluide à l'échelle macroscopique.

Dans la littérature plusieurs modèles sont proposés pour décrire le comportement des amortisseurs MR. Certains d'entre eux reproduisent d'une manière assez satisfaisante l'évolution de l'expression de la force en fonction des autres variables telles la fréquence, la position, etc. [Gamota 91, Spencer 97, Yao 02, Guo 06], mais présentent aussi des limites telles que le temps de calcul des paramètres. Ainsi, une compréhension plus globale de la dynamique de l'amortisseur est indispensable dans la perspective d'une meilleure contrôlabilité. Notre but est d'approfondir la caractérisation mécanique et magnétique de l'amortisseur, d'identifier le modèle de comportement de la suspension MR et ensuite la mettre sous une forme de Représentation Energétique Macroscopique (REM) [Bouscayrol 03a]. Par ailleurs, une suspension de quart de véhicule sera montée sur un banc expérimental afin de tester des lois et stratégies de contrôle inspirées de différents schémas de commande notamment celui basé sur l'inversion du modèle REM.

CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UN AMORTISSEUR MR

Sommaire

1	Objectifs expérimentaux	42
1.1	Performances requises pour le banc expérimental	42
1.2	Facteur d'échelle	42
2	Conception et dimensionnement de l'amortisseur	44
2.1	Structure de l'amortisseur et mode de fonctionnement	44
2.2	Génération du champ magnétique	45
2.3	Optimisation et dimensionnement de l'amortisseur MR	46
2.4	Fabrication de l'amortisseur MR	57
3	Banc de test	62
3.1	L'actionneur linéaire	64
3.2	Instrument de mesure de la position et calcul de la vitesse	64
3.3	Alimentation électrique de l'amortisseur	64
3.4	Le bâti	64
3.5	Implantation d'une suspension automobile à échelle réduite	65
4	Conclusion partielle	65

1 Objectifs expérimentaux

Le but est de concevoir et de fabriquer un amortisseur à échelle réduite ainsi que le banc de caractérisation. La mise en place et l'optimisation d'un modèle de contrôle fiable et efficace pour une suspension MR, nécessite la compréhension fine du comportement du système. Le banc d'essais aura pour but de déterminer qualitativement et quantitativement les caractéristiques pertinentes de l'amortisseur.

1.1 Performances requises pour le banc expérimental

Le banc d'essais doit permettre de caractériser les grandeurs caractéristiques du fonctionnement de l'amortisseur. Ces grandeurs, issues de l'analyse fonctionnelle d'une suspension automobile constituent le cahier de charges du banc expérimental présenté ci-dessous :

- **fréquence d'excitation** : d'après le premier chapitre, les fréquences caractéristiques de sollicitation des suspensions automobiles se situent dans la plage de fréquence 0-20 Hz et les fréquences néfastes pour le corps humain sont entre 0 et 8 Hz. La première gamme de fréquence (qui englobe la seconde) sera choisie pour effectuer l'étude dynamique, et constituera la plage de fréquence pour l'excitation.
- **vitesse de déplacement** : la vitesse maximale de translation choisie est de 500 mm.s^{-1} . Cette valeur de vitesse donne accès à une cartographie effort-vitesse qui couvre l'essentiel de la plage de fonctionnement des suspensions MR.

Notons que le banc de test est conçu pour être monté verticalement. Un montage horizontal pourrait être utilisé pour caractériser l'amortisseur MR, cependant cette configuration devient inappropriée pour tester une suspension automobile nécessitant le déplacement libre d'une masse dite « suspendue ». Par conséquent, la configuration verticale permettra à la fois de tester l'amortisseur et d'implanter une suspension MR à échelle réduite.

1.2 Facteur d'échelle

Le facteur d'échelle, est défini comme le rapport, à une vitesse et un champ magnétique donnés, entre la force d'un amortisseur MR automobile et la force de l'amortisseur à concevoir. On a choisi un rapport entre les forces et non pas une homothétie des dimensions de l'amortisseur automobile comme facteur d'échelle, car les forces mises en jeu ne sont pas proportionnelles directement aux dimensions. Par exemple, comme nous le verrons dans la section suivante, la force totale d'amortissement s'écrit comme la somme de deux composantes, la première est proportionnelle au carré de la surface active du piston de l'amortisseur et la seconde est directement proportionnelle à cette surface. Ce qui implique une variation de la force selon une

loi quadratique par rapport au rayon du piston.

Le facteur d'échelle choisi doit permettre de rendre le comportement d'un amortisseur automobile tout en facilitant la mise en œuvre mécanique. Ainsi un facteur d'échelle trop grand se traduirait par une force faible et des dimensions réduites pour l'amortisseur. Les phénomènes non significatifs à échelle automobile tels que des effets de surface et de capillarité du fluide risquent de devenir prépondérants par rapport à l'effet MR. Ainsi nous avons choisi de produire un effort magnéto-rhéologique de l'ordre de 100 N à une vitesse 500 mm.s⁻¹ et pour un champ magnétique maximal avant saturation. La limitation de la force est aussi liée à des contraintes de coût car la mise en œuvre d'un banc de test et d'un actionneur de grande puissance serait beaucoup plus onéreuse.

La figure 2.1 montre les caractéristiques force-vitesse d'un amortisseur MR de véhicule pour différents niveaux de courant électrique. L'amortisseur *Magneride* fournit une force maximale

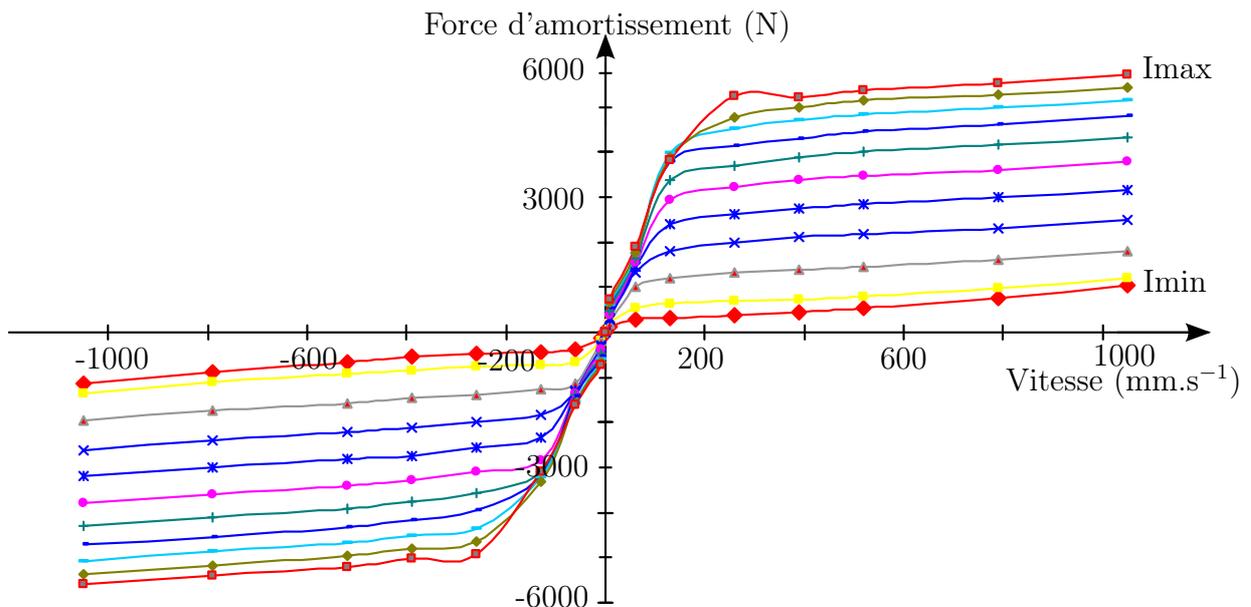


Figure 2.1 - Cartographie force-vitesse de l'amortisseur *Magneride* développé par l'équipementier Delphi Corporation [Delphi 09].

de l'ordre de 5500 N pour une vitesse 500 mm.s⁻¹ lorsque le courant est maximal. Nous avons choisi de générer une force maximale de 100 N à 500 mm.s⁻¹, par conséquent, le facteur d'échelle est donné par :

$$R_{ec} = \frac{\text{force amortisseur à concevoir}}{\text{force amortisseur classique}} = \frac{1}{55} \quad (2.1)$$

Ce facteur d'échelle est une des conditions à prendre en compte dans la phase d'optimisation et de dimensionnement de l'amortisseur.

2 Conception et dimensionnement de l'amortisseur

2.1 Structure de l'amortisseur et mode de fonctionnement

La figure 2.2 montre une vue en coupe longitudinale de l'amortisseur MR. Ce dernier est constitué d'un cylindre (corps de l'amortisseur) (1) dans lequel est contenu le fluide MR, de deux flasques (2) équipées chacune d'un joint d'étanchéité (3) et d'une bague de guidage (4). Ces composants forment la partie statique de l'amortisseur par rapport au référentiel lié au banc de test. La partie mobile est constituée par le piston (5) et la tige (6). Le piston est composé d'une cloche (7) logeant l'ensemble du circuit magnétique (8) et la bobine (9). L'entrefer (10) est usiné à l'intérieur du piston. Un joint (11) est monté sur la cloche pour obstruer l'espace entre cette dernière et le cylindre, il astreint le fluide à passer uniquement à travers le piston. Le

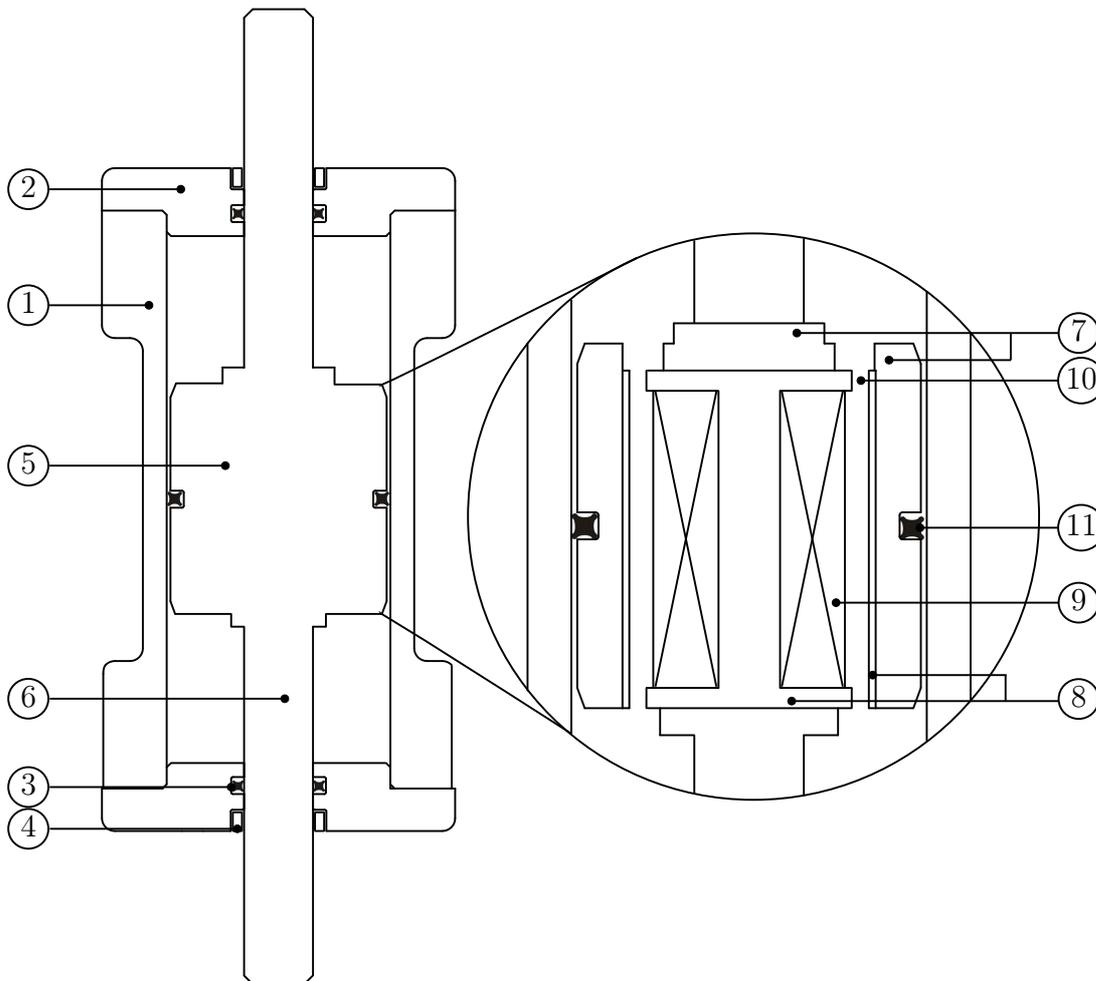


Figure 2.2 - Vue en coupe longitudinale de l'amortisseur MR (à droite) et illustration détaillée des composants du piston notamment le circuit magnétique et la bobine (à gauche).

type de fonctionnement choisi pour la conception de l'amortisseur est le « mode valve » (voir

2.3 Optimisation et dimensionnement de l'amortisseur MR

Le dimensionnement et l'optimisation visent à déterminer la valeur des paramètres qui maximisent le rapport entre la force MR due au champ magnétique et la force passive due à la vitesse de l'amortisseur. La première est une force contrôlable tandis que la seconde dépend de grandeurs que l'on souhaite maîtriser. Ces deux forces sont fonction des paramètres géométriques et électriques (tel que le nombre de spires de la bobine). L'objectif de l'optimisation est donc de maximiser le rapport adimensionnel entre ces deux forces en respectant les contraintes et le cahier des charges précédemment définis. On parlera alors de « maximiser la contrôlabilité de l'amortisseur ».

2.3.1 Hypothèses et modélisation

Afin d'établir les équations des forces qui régissent le comportement de l'amortisseur MR, les deux hypothèses suivantes seront considérées :

1. La zone de passage du fluide est modélisée par deux plans parallèles de longueur L et distants de g (figure 2.4). L correspond à la longueur du piston et g à l'entrefer de la valve. Cette approximation est valable lorsque la largeur g est petite par rapport au rayon moyen de la valve.
2. Les effets de la gravité sont négligeables par rapport aux forces hydrauliques ce qui nous permet de nous placer dans le cas d'un écoulement horizontal. La figure 2.4 illustre cette modélisation, la largeur δw correspond à une section élémentaire de la valve.
3. L'écoulement est complètement établi, laminaire, stationnaire et parallèle aux plans. De plus, le piston est animé d'une vitesse constante V .

L'équation 2.2 donne le modèle rhéologique de Bingham (cf. chapitre 1 §2.2) qui décrit le comportement du fluide MR :

$$\tau(H) = \tau_0(H) + \eta \dot{\gamma} \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) \quad (2.2)$$

où $\tau_0(H)$ est le seuil d'écoulement, η est la viscosité dynamique du fluide et $\dot{\gamma}$ est le taux de cisaillement donné par $\dot{\gamma} = \frac{\partial v}{\partial x}$ avec v la vitesse de l'écoulement du fluide et x la coordonnée selon la direction perpendiculaire aux pôles magnétiques.

2.3.2 Calcul de la force de l'amortisseur MR

Philips [Philips 69] fut le premier à établir une expression empirique de la force engendrée par l'écoulement d'un liquide viscoplastique entre deux plans parallèles. Ce modèle a prouvé une

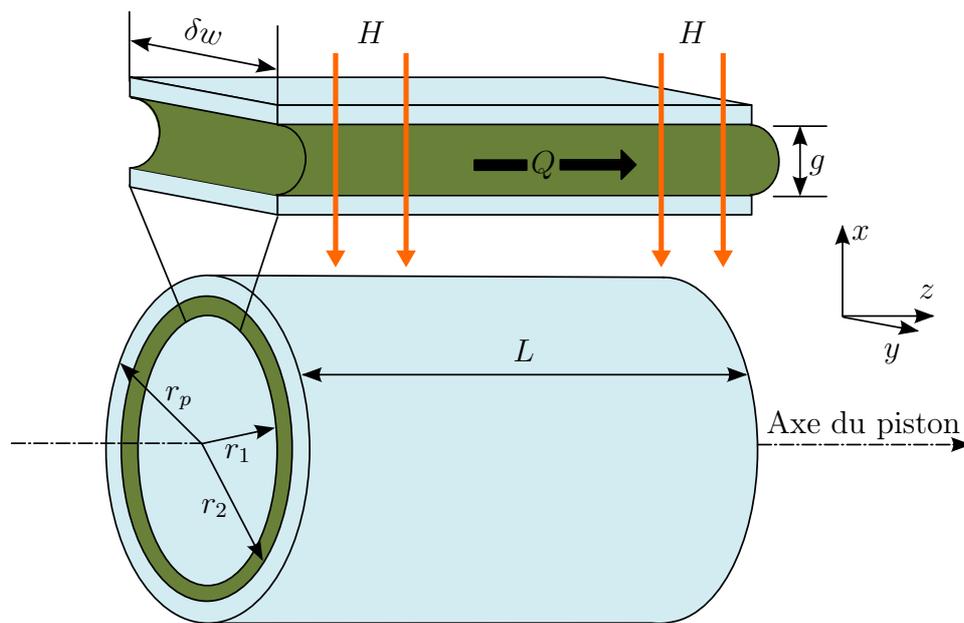


Figure 2.4 - Coupe élémentaire de la valve représenté par deux plans parallèles. L'écoulement du fluide dans la valve du piston est assimilé à celui dans un conduit de section rectangulaire.

bonne corrélation avec les résultats issus des essais expérimentaux sur les fluides MR, de ce fait, il est toujours utilisé comme point de départ dans les phases de conception des amortisseurs et dispositifs MR fonctionnant en mode valve [Wang 01, Rosenfeld 04, Guan 06, Mandara 06]. On définit les variables adimensionnelles de vitesse \mathcal{V} , de pression \mathcal{P} et de contrainte de cisaillement \mathcal{T} comme suit :

$$\mathcal{V} = -\frac{wgV}{2Q}, \quad \mathcal{P} = \frac{wg^3}{12\eta Q} \frac{dp}{dz}, \quad \mathcal{T} = \frac{wg^2\tau_0(H)}{12\eta Q} \quad (2.3)$$

avec $\frac{dp}{dz}$ le gradient de pression le long de l'axe (Oz), w la largeur des deux plans qui est la circonférence moyenne de la valve et Q le débit volumique du fluide sortant de la valve.

Suite aux hypothèses énoncées dans le paragraphe précédent, l'application des équations de Navier-Stokes au niveau de l'entrefer permet d'obtenir l'équation régissant le gradient de pression dans l'écoulement du fluide MR dans un canal de section rectangulaire soumis à un champ magnétique. Cette équation du cinquième ordre est donnée par [Philips 69] :

$$3(\mathcal{P} - 2\mathcal{T})^2 [\mathcal{P}^3 - (1 + 3\mathcal{T} - \mathcal{V})\mathcal{P}^2 + 4\mathcal{T}^3] + \mathcal{T}\mathcal{V}^2\mathcal{P}^2 = 0 \quad |\mathcal{V}| < 3\frac{(\mathcal{P} - 2\mathcal{T})^2}{\mathcal{P}} \quad (2.4)$$

L'équation 2.4 ne possède pas de solution analytique réelle. Cependant, dans le cas où $\mathcal{V} < 0$, c'est-à-dire le mouvement du piston est opposé à la direction de l'écoulement du fluide, une approximation numérique permet d'évaluer l'expression de la pression adimensionnelle \mathcal{P} en

fonction des deux autres variables [Spencer 98, Yang 02] :

$$\mathcal{P}(\mathcal{T}, \mathcal{V}) = 1 + 2.07\mathcal{T} - \mathcal{V} + \frac{\mathcal{T}}{1 + 0.4\mathcal{T}} \quad (2.5)$$

Par ailleurs, la force d'amortissement due à la chute de pression hydraulique dans l'amortisseur est donnée par :

$$F = \Delta P S_p \quad (2.6)$$

où ΔP est la différence de pression entre les deux chambres séparées par le piston et S_p sa section. Étant donné que l'écoulement est permanent et unidimensionnel, la composante scalaire de l'équation de Navier-Stokes appliquée tout au long de la valve et suivant l'axe de l'écoulement Oz s'écrit :

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (2.7)$$

Puisque l'écoulement est laminaire toutes les lignes de courant relatives à l'écoulement sont des droites parallèles, ce qui implique que le profil de vitesse v ne dépend que de la variable z , par conséquent, l'équation 2.7 est une équation différentielle à variables séparables qui s'écrit :

$$\frac{dp}{dz} = \eta \frac{d^2 v}{dz^2} = a \quad (2.8)$$

où a est une constante. Ainsi la chute de pression ΔP entre les deux extrémités du piston de longueur L est :

$$\Delta P = P(z = L) - P(z = 0) = L \frac{dp}{dz} \quad (2.9)$$

en remplaçant ΔP et $\frac{dp}{dz}$ par leurs expressions en fonction de \mathcal{P} , puis en utilisant l'équation 2.5 on aboutit à l'expression de la force suivante :

$$F = \frac{12\eta L S_p Q}{wg^3} \left(1 - \mathcal{V} + 2.07\mathcal{T} + \frac{\mathcal{T}}{1 + 0.4\mathcal{T}} \right) \quad (2.10)$$

En séparant les termes en \mathcal{V} et les termes en \mathcal{T} , la force d'amortissement obtenue ci-dessus peut être écrite comme la somme de deux composantes. La première contient les termes de viscosité et de vitesse que nous appellerons F_η et la seconde composante contient la contrainte seuil de cisaillement $\tau_0(H)$, elle est nommée F_τ . Ces deux composantes sont définies comme suit.

$$F_\eta = \left(1 + \frac{wgV}{2Q} \right) \frac{12\eta L S_p Q}{wg^3} \quad (2.11)$$

$$F_\tau = C \frac{\tau_0(H) L S_p}{g} \text{sgn}(V) \quad (2.12)$$

où $C = 2.07 + \frac{1}{1 + 0.4\mathcal{T}}$ est une constante évoluant entre 2.07 (si $\frac{F_\tau}{F_\eta} < 1$) et 3.07 (si $\frac{F_\tau}{F_\eta} > 100$) [Jolly 00]. Ce facteur qui dépend du profil de vitesse d'écoulement [Goncalves 06] prend en compte la prépondérance de la force MR par rapport à la force visqueuse. Cependant, étant donné que $\frac{F_\tau}{F_\eta}$ n'est pas encore connu dans cette phase primaire de conception, une valeur moyenne de 2.5 peut être choisie [Lord 99]. La fonction « $\text{sgn}(V)$ » introduite dans l'équation 2.12 implique que la force MR s'oppose toujours au mouvement.

2.3.3 Simplification de l'expression de la force

Dans l'équation 2.11 le débit volumique Q est égal à la vitesse moyenne \bar{v} de l'écoulement à l'intérieur de l'entrefer multiplié par la section de la valve S_v . Or, en raison de l'incompressibilité du fluide, ce débit est aussi égal à la quantité du fluide déplacée par le piston, de surface effective S_p , animé d'une vitesse V , ainsi nous pouvons écrire :

$$Q = \bar{v}S_v = VS_p \quad (2.13)$$

En vertu de l'approximation énoncée au §2.3.1 assimilant l'écoulement dans la valve à celui

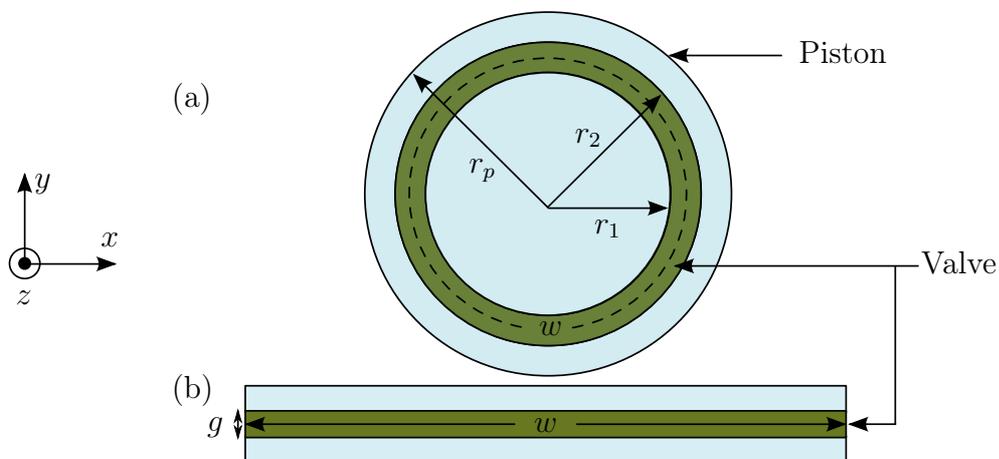


Figure 2.5 - (a) vue en coupe transversale du piston, (b) vue en coupe de la conduite de section rectangulaire représenté par deux plans parallèles de largeur w . Cette largeur est égale à la circonférence moyenne de la valve. La distance entre les deux plans est égale à l'épaisseur de la valve g .

dans une conduite de section rectangulaire, on peut écrire :

$$S_v = w.g \quad (2.14)$$

où w est la largeur de la conduite rectangulaire et g son épaisseur comme le montre la figure 2.5.b. D'autre part, on considère que la section de la valve est très petite par rapport à celle du

piston : $S_v \ll S_p$. Ainsi, d'après 2.14 on a :

$$\begin{aligned}
 wg &\ll S_p \\
 \Rightarrow Vwg &\ll VS_p = Q \\
 \Rightarrow \frac{Vwg}{Q} &\ll 1 \\
 \Rightarrow \frac{Vwg}{2Q} &\ll 1
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

ce qui permet de déduire que :

$$1 + \frac{Vwg}{2Q} \approx 1 \tag{2.16}$$

Tenant compte de cette équation et du fait que la force MR F_τ n'est présente qu'à travers les zones de l'entrefer par lesquelles passent les lignes de champ dont la hauteur totale est de $2h$ (voir figure 2.6) et non pas tout au long du piston, on aboutit à l'expression suivante de la force de l'amortisseur MR :

$$F = \frac{12\eta S_p^2 L}{wg^3} V + C \frac{2h\tau_0(H)S_p}{g} \text{sgn}(V) \tag{2.17}$$

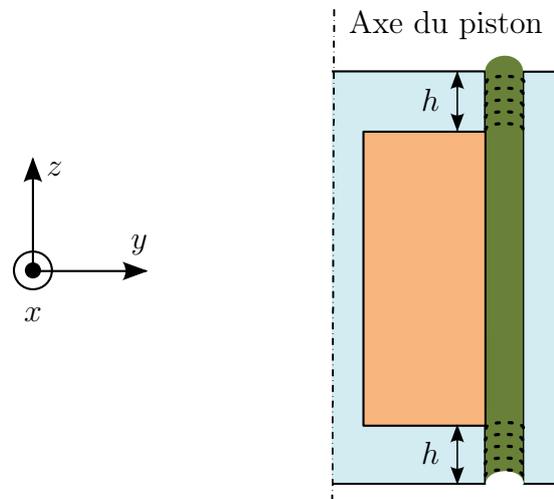


Figure 2.6 - Vue en coupe axisymétrique du piston, les sections de l'entrefer de hauteur h chacune sont les zones de présences de l'effet MR. C'est à cet endroit précis de la valve que les chaînes de particules se forment.

2.3.4 Équations électromagnétiques de l'amortisseur

L'équation 2.17, établie au paragraphe précédent donne une expression de la force en fonction des paramètres physiques et des dimensions de l'amortisseur. Dans cette partie, le dimensionnement de la bobine vis-à-vis de la saturation magnétique sera étudié. Pour cela, nous établirons

les relations liant les paramètres géométriques au champ magnétique en fonction de trois variables arbitraires :

- le rayon du noyau central de la bobine r_0 ,
- la longueur L_b ,
- et l'épaisseur de l'entrefer g (voir figure 2.7).

Ensuite, nous déterminerons l'expression de la force et du rapport d'efficacité Ra de l'amortisseur en fonction de ces 3 variables. Une procédure d'optimisation permettra de déterminer les valeurs des variables qui maximisent la contrôlabilité de l'amortisseur en respectant la contrainte sur la valeur maximale de la force définie dans le cahier des charges, cette dernière ne doit pas excéder 100 N.

Le calcul analytique du champ magnétique à travers l'entrefer du piston repose sur les hypothèses suivantes :

- le flux magnétique produit par la bobine est entièrement canalisé par le circuit et l'entrefer ;
- le champ est uniforme sur toute section du circuit perpendiculaire aux lignes de champ et dans le volume de l'entrefer ;
- dans l'entrefer, le champ est constant et possède une direction perpendiculaire aux pôles magnétiques.

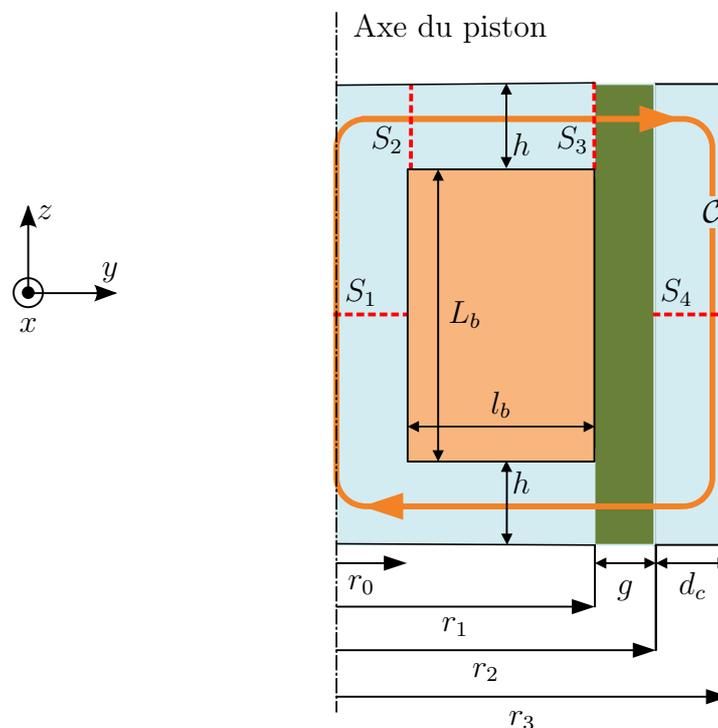


Figure 2.7 - Vue en coupe transversale du piston et de la bobine. Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 et Φ_4 sont les flux magnétiques à travers les différentes sections du circuit magnétique.

La circulation du champ magnétique le long d'un contour fermé \mathcal{C} du flux représenté sur la figure 2.7 est donnée par le théorème d'Ampère :

$$\oint_{\mathcal{C}} \vec{H} d\vec{l} = nI \quad (2.18)$$

avec $d\vec{l}$ un vecteur unitaire tangent à \mathcal{C} , n le nombre de spires de la bobine et I le courant alimentant cette dernière. L'intégrale curviligne de \vec{H} peut être décomposée sous la forme :

$$\oint_{\mathcal{C}} \vec{H} d\vec{l} = \int_{noyau} \vec{H}_b d\vec{l} + 2 \int_{entrefer} \vec{H}_{MR} d\vec{l} + \int_{culasse} \vec{H}_c d\vec{l} \quad (2.19)$$

avec \vec{H}_b , \vec{H}_{MR} et \vec{H}_c les champs respectifs dans le noyau de la bobine, dans l'entrefer où passe le fluide MR et dans la culasse. Les parties magnétiques du circuit magnétique sont en acier de perméabilité relative supposée très élevée. Le fluide employé est le MRF-132DG [Lord 06], il s'agit d'un liquide MR à base d'hydrocarbure présentant une concentration massique en particules ferriques de 80.98%. Ce fluide présente un temps de réponse inférieur à 3 ms [Laun 07], une résistance sous contrainte de 30 kPa sous un champ magnétique maximal avant saturation, une plage de température de fonctionnement entre -40°C et 130°C , de plus il est non abrasif [Lord 06]. D'après la caractéristique $B - H$ donnée par le fabricant (voir figure 2.8) et en se limitant à la partie linéaire de celle-ci, nous déduisons graphiquement que la perméabilité relative du fluide $\mu_{r,MR} \approx 4.7$. Ainsi, dans la suite du calcul on considérera le champ dans les parties ferromagnétiques très faible devant le champ dans le fluide MR, cela revient à considérer dans l'équation 2.19 les intégrales curvilignes des champs H_b et $H_{culasse}$ négligeables devant celle de H_{MR} :

$$\oint_{\mathcal{C}} \vec{H} d\vec{l} \approx 2 \int_{entrefer} \vec{H}_{MR} d\vec{l} \quad (2.20)$$

ainsi comme le champ est considéré uniforme et constant dans l'entrefer d'épaisseur g , on obtient :

$$2 \int_{entrefer} \vec{H}_{MR} d\vec{l} = 2H_{MR}g \quad (2.21)$$

en conséquence, on obtient :

$$H_{MR} = \frac{nI}{2g} \quad (2.22)$$

On considère la limite de densité de courant de $5 \text{ A} \cdot \text{mm}^{-2}$ pour limiter l'échauffement par effet Joule. Pour le choix du diamètre du fil, un compromis entre le nombre de spires et l'intensité du courant qui peut être fournie par la source d'énergie doit être considéré. La réduction du diamètre du fil permettra d'avoir un plus grand nombre de spires, mais aux dépens d'une résistance électrique beaucoup plus élevée. La solution choisie est celle qui favorise la minimisation de la résistance électrique. Ainsi, pour le fil on choisit un diamètre $d_f = 0.4 \text{ mm}$, ce qui

donne un courant I_{max} de 0.63 A (valeur calculée à partir de la densité de courant maximale $5 \text{ A}\cdot\text{mm}^{-2}$). Par ailleurs, on prévoit pour la bobine un coefficient de remplissage K_b de 0.6 ; ce coefficient, mesure la « compacité » d'une bobine, il correspond au rapport de l'aire occupée par les conducteurs sur une section droite de la bobine, on a :

$$K_b = \frac{nS_f}{S_b} \quad (2.23)$$

avec S_f section d'un fil et $S_b = l_b \times L_b$ celle de la bobine (voir figure 2.7).

La première étape du dimensionnement consiste à choisir la valeur du champ H_{MR} dans le liquide MR que l'on souhaite atteindre lorsque le courant atteint I_{max} . Ce choix est effectué de telle sorte que l'on se place à la limite de linéarité sur les caractéristiques magnétiques (fig. 2.8) et magnétorhéologiques (fig. 2.9) du liquide. Dans notre cas, on fixe H_{MR} à $100 \text{ kA}\cdot\text{m}^{-1}$, cette valeur correspond à une induction B_{MR} de 0.6 T et un seuil d'écoulement $\tau_0(H)$ de 30 kPa. Ainsi, en remplaçant H_{MR} et I_{max} par leurs valeurs respectives, à partir de l'équation 2.22 on peut calculer le nombre de spires en fonction de g :

$$n = 3.33 \times 10^5 g \quad (2.24)$$

Rappelons que nous cherchons à établir les expressions des dimensions géométriques et para-

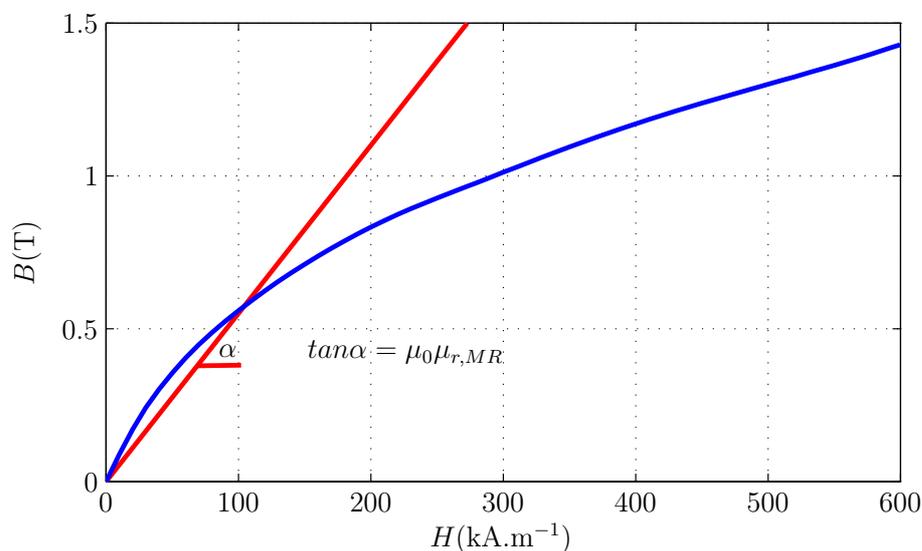


Figure 2.8 - Caractéristique magnétique statique du liquide MRF-132DG [Lord 06]. La droite est une approximation linéaire de la relation B - H avant la saturation estimée à partir de 0.6 T.

mètres électriques en fonction de r_0 , g et L_b . Pour cela, en substituant dans 2.23 S_f et S_b par leurs expressions respectives, nous obtenons l'expression de la largeur de la bobine en fonction de g et L_b :

$$l_b = 0.07 \frac{g}{L_b} \quad (2.25)$$

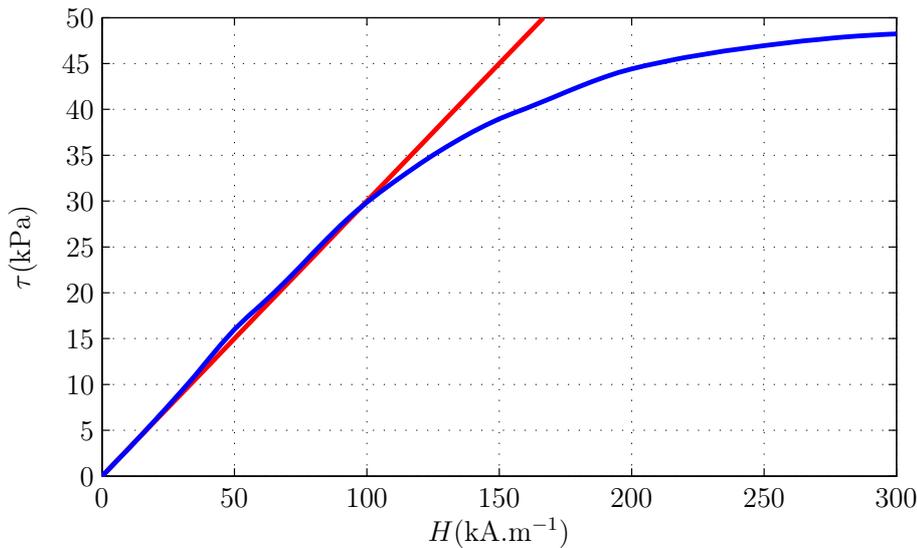


Figure 2.9 - Contrainte de cisaillement τ en fonction de H du fluide MRF132-DG [Lord 06]. Sur ce graphique la droite est une approximation linéaire de la fonction $\tau(H)$ pour les valeurs de H relativement faibles.

La seconde étape du dimensionnement consiste à trouver les dimensions de toutes les parties du circuit magnétique de manière à éviter toute saturation magnétique. Pour cela, nous calculons les flux à travers la plus petite section du circuit magnétique. La figure 2.7 montre les zones où il est nécessaire de calculer le flux. En notant $B_{s,a} = 1.5$ T l'induction à saturation de l'acier, $B_{s,MR} = 0.6$ T celle du fluide MR et d_c l'épaisseur de la culasse on a :

$$\phi = B_{s,a} \pi r_0^2 \quad \text{à travers } S_1 \quad (2.26)$$

$$= B_{s,a} 2\pi r_0 h \quad \text{à travers } S_2 \quad (2.27)$$

$$= B_{s,MR} 2\pi r_1 h \quad \text{à travers } S_3 \quad (2.28)$$

$$= B_{s,a} \pi [(r_2 + d_c)^2 - r_2^2] \quad \text{à travers } S_4 \quad (2.29)$$

La conservation du flux magnétique impose sur les dimensions géométriques des conditions de non-saturation, ce qui permet d'aboutir à des relations entre les dimensions géométriques de la bobine assurant aucune saturation magnétique. Des relations 2.27 et 2.28 on obtient :

$$r_1 = 2.5 r_0 \quad (2.30)$$

des relations 2.26 et 2.27 on a :

$$h = 0.5 r_0 \quad (2.31)$$

La dernière dimension géométrique restant à calculer est l'épaisseur d_c de la culasse et ceci en égalisant les deux derniers flux 2.28 et 2.29 et en écartant la solution négative de l'équation du

second ordre obtenue, on trouve :

$$d_c = -(2.5r_0 + g) + \sqrt{(2.5r_0 + g)^2 + r_0^2} \quad (2.32)$$

Notons, par ailleurs, que la bobine est insérée coaxialement dans une cloche en matériau amagnétique l'aluminium qui constitue la partie externe du piston (voir figure 2.10). Cette cloche est en matériau amagnétique afin de ne pas perturber la circulation des lignes de champ à l'intérieur du circuit magnétique. Le rayon de cette pièce est noté r_p avec $r_p > r_3$.

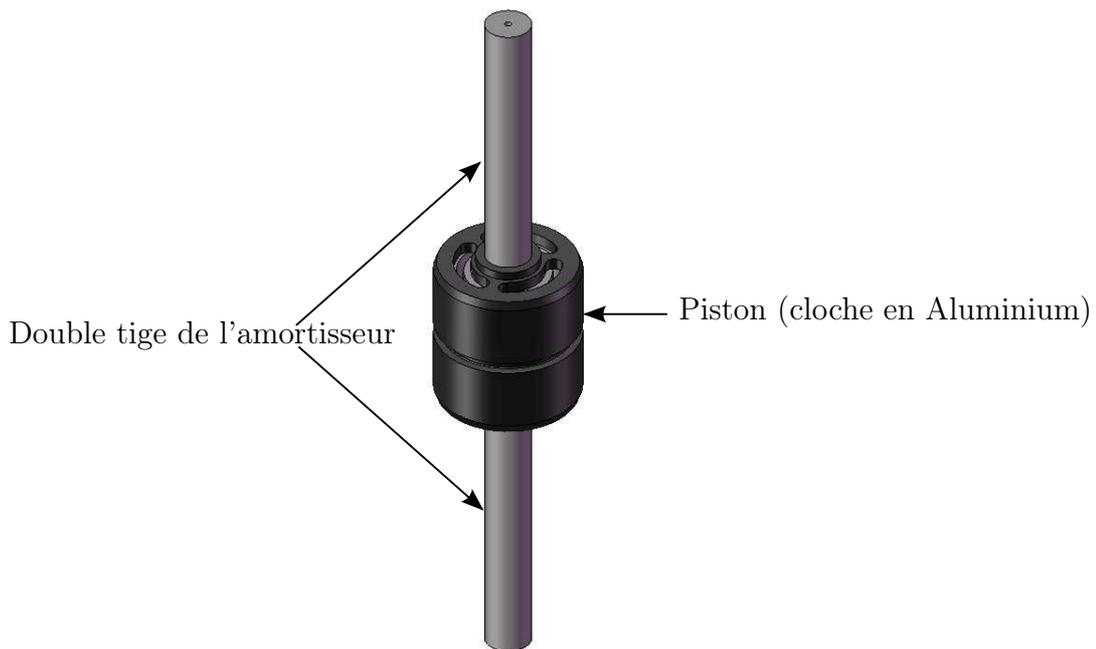


Figure 2.10 - CAO du piston dans lequel la partie extérieure (cloche) est fabriquée en aluminium anodisé. L'anodisation permet d'obtenir une couche d'alumine de grande épaisseur (environ $100 \mu\text{m}$) qui présente une grande résistivité à la corrosion.

2.3.5 Détermination du rapport d'efficacité de l'amortisseur

Le rapport d'efficacité Ra défini comme le rapport entre la force active et la force passive, s'écrit :

$$Ra = \frac{F_\tau}{F_\eta} = \frac{C\tau_0(H)(2r_1 + g)r_0g^2}{48\eta r_p^2(r_0 + L_b)V} \quad (2.33)$$

Par conséquent la problématique de l'optimisation de l'amortisseur se définit comme suit : quel est le triplet $\{(r_0, L_b, g)\}$ qui maximise le rapport d'efficacité Ra sachant que le problème est soumis à des conditions sur les valeurs limites de ces variables et à une contrainte qui est la force totale maximale de 100 N pour une vitesse de $500 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ et pour une contrainte de cisaillement maximale $\tau_0(H) = 30 \text{ kPa}$. Cette force maximale est déterminée d'après le cahier

des charges énoncé dans la section 1.2. Le problème d'optimisation se résume comme suit :

$$Ra(r_0, L_b, g) = \frac{F_\tau(r_0, L_b, g)}{F_\eta(r_0, L_b, g)} \text{ est la fonction à maximiser} \quad (2.34)$$

avec les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned} 0 \text{ mm} &\leq r_0 \leq 10 \text{ mm} \\ 5 \text{ mm} &\leq L_b \leq 25 \text{ mm} \\ 0.5 \text{ mm} &\leq g \leq 1.25 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.35)$$

et une contrainte non linéaire :

$$F_\eta(r_0, L_b, g) + F_\tau(r_0, L_b, g) \leq 100 \text{ N pour } V = 500 \text{ mm.s}^{-1} \quad (2.36)$$

Notons que pour les conditions aux limites (2.35), un calcul préliminaire nous a permis de borner les paramètres de manière à limiter le temps de calcul. De plus des contraintes de fabrications ont été prises en compte. L'optimisation décrite ci-dessous permet de trouver les dimensions géométriques du circuit magnétique. Ensuite il faut adapter le choix du diamètre interne de la cloche afin qu'elle puisse contenir le circuit magnétique et adapter le diamètre externe pour loger le joint. Le choix du diamètre externe de la cloche dépend de celui du joint disponible qui s'en rapproche le plus.

Le problème de l'optimisation est résolu avec le logiciel de calcul MATLAB™ moyennant la fonction *fmincon*. Cette fonction détermine les minimums d'une fonction à plusieurs variables soumise à des contraintes non linéaires. L'algorithme général de calcul détermine l'Hessien qui est la dérivée seconde du Lagrangien de la fonction. La matrice hessienne permet de savoir la nature des points critiques, c'est-à-dire des points d'annulation du gradient¹ (minimums, maximums, etc). Pour pouvoir utiliser cette fonction, nous implémentons l'inverse $\frac{1}{Ra}$ dans l'outil de calcul *fmincon*, par conséquent le problème s'énonce mathématiquement comme suit :

$$\begin{aligned} (R^{*+})^3 &\longrightarrow R^{*+} \\ X = (r_0, L_b, g) &\longmapsto Ra(X) > 0 \\ \text{si } \exists X / (Ra(X))^{-1} &\text{ est minimum} \implies Ra(X) \text{ est maximum} \end{aligned} \quad (2.37)$$

À l'issue de ce calcul numérique, on obtient le point X qui minimise $\frac{1}{Ra}$ donc maximise Ra .

1. Pour plus de détails sur l'algorithme de la fonction *fmincon* voir : <http://www.mathworks.com>

Les résultats de cette optimisation donnent :

$$\begin{aligned} r_0 &= 3.3 \text{ mm} \\ L_b &= 19.7 \text{ mm} \\ g &= 1.25 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.38)$$

Pour ces dimensions géométriques le rapport d'efficacité $Ra = 2.15$ et la force totale $F = 82 \text{ N}$. Notons que la valeur optimale de g est de 1.25 mm qui correspond à la limite supérieure de l'intervalle des valeurs possibles de g . Ce qui veut dire qu'il n'y a pas eu de convergence numérique de l'optimisation par rapport à g . Le fait d'augmenter la limite supérieure de g , donne un rapport Ra plus grand, cependant la force totale requise de 100 N est dépassée. Ajoutons que la limitation de l'épaisseur de l'entrefer permet d'avoir des chaînes de particules moins longues et par conséquent plus résistantes. Finalement, en remplaçant dans l'équation 2.17 et 2.22 chacun des paramètres et des dimensions géométriques par leurs valeurs calculées et en considérant une évolution linéaire de τ_H , l'expression de la force totale se ramène à :

$$F = c_{vis}V + c_{MR}I\text{sgn}(V) \quad (2.39)$$

$$= c_{vis}V + c'_{MR}H\text{sgn}(V) \quad (2.40)$$

où $c_{vis} = 52 \text{ N.s.m}^{-1}$ est le coefficient d'amortissement visqueux, il s'agit de la composante non contrôlable de la force et $c_{MR} = 75 \text{ N.A}^{-1}$ ($c'_{MR} = \frac{2gc_{MR}}{n} = 5.408.10^{-4} \text{ N.m.A}^{-1}$) correspond à la force seuil selon le modèle rhéologique de Bingham pour une valeur du courant I (du champ H) donnée. La figure 2.11 montre le tracé des courbes de force-vitesse pour différents niveaux de courant électrique. Sur ce graphique la zone située entre les deux niveaux de courant maximal et minimal représente, théoriquement, la zone de contrôlabilité de l'amortisseur. Ainsi, selon le besoin et en choisissant le courant adéquat, la force peut atteindre tout point situé dans cette zone pour une vitesse donnée.

2.4 Fabrication de l'amortisseur MR

2.4.1 Circuit magnétique

Les parties du piston formant le circuit magnétique sont fabriquées en acier XC48, contenant 0.48% de carbone, 0.7% de manganèse et 0.3% de silicium. Comme nous l'avons expliqué dans la partie 2.1 le champ magnétique est créé en alimentant une bobine placée au centre du piston et coaxiale à celui-ci. Un composant en matière plastique thermostable ($PEEK^2$), d'épaisseur 0.5 mm est placé entre les spires de la bobine et le noyau métallique du piston (voir figure 2.12).

2. abréviation de PolyEtherEther-Ketone

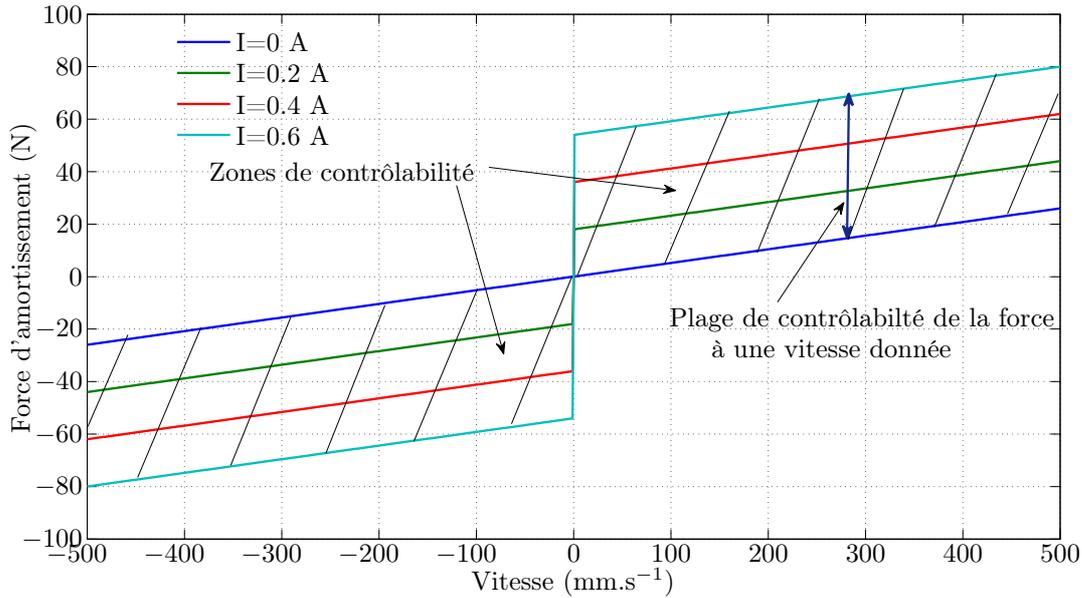


Figure 2.11 - Cartographie analytique de la force totale de l'amortisseur MR en fonction de la vitesse et pour différents niveaux de courant d'alimentation. Pour un courant nul, la force totale est une droite qui passe par l'origine, il s'agit d'une force visqueuse pure. Pour des courants non nuls, une force seuil est induite, elle dépend de l'intensité du courant appliqué.

Cette isolation protège les fils lors du bobinage contre la dégradation de la couche protectrice des fils, afin d'éviter les courts-circuits.

2.4.2 Étanchéité et guidage linéaire du mouvement du piston

A l'intérieur du cylindre, le fluide MR est confiné à l'aide de deux flasques logeant deux joints quadrilobes en caoutchouc nitrile, compatible avec les fluides MR [Jolly 00]. Le joint quadrilobe (figure 2.13) assure une meilleure étanchéité et une réduction des frottements avec la tige du piston par rapport à un joint torique, tantôt en situation statique comme dynamique [Chevalier 03]. Ce même type de joint est utilisé pour obstruer le passage du fluide par l'espacement situé entre le piston et le cylindre. Pour garantir la translation linéaire du système tiges-piston, des bagues de guidage auto lubrifiantes en turcite sont introduites à l'intérieur des flasques. La correction du défaut d'alignement assure un fonctionnement correct des joints.

2.4.3 Géométrie de compensation du volume

Les amortisseurs sont en général équipés d'un système de compensation de volume de la tige entrante du piston (cf. chapitre 1 §2.4.2). Pour éliminer le besoin du système de compensation (accumulateur à gaz), la géométrie choisie pour l'amortisseur est une géométrie de piston à tige traversante. Pour faire passer les fils de la bobine, un trou est percé sur l'une des extrémités de la tige jusqu'au logement de la bobine comme le montre la figure 2.14. Le tableau 2.1

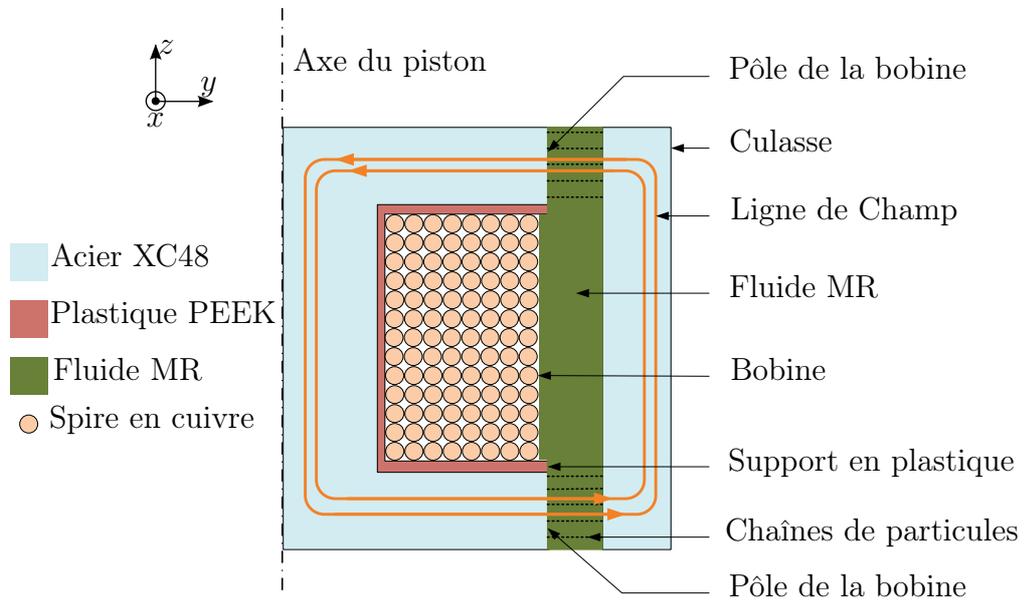


Figure 2.12 - Coupe axisymétrique du piston illustrant les différentes parties du circuit magnétique.



Figure 2.13 - Illustration d'un joint quadrilobe [Satoriseal 09], la section comporte quatre lobes qui offre une bonne étanchéité avec des frottements réduits à moitié par rapport au joint torique classique [Chevalier 03].

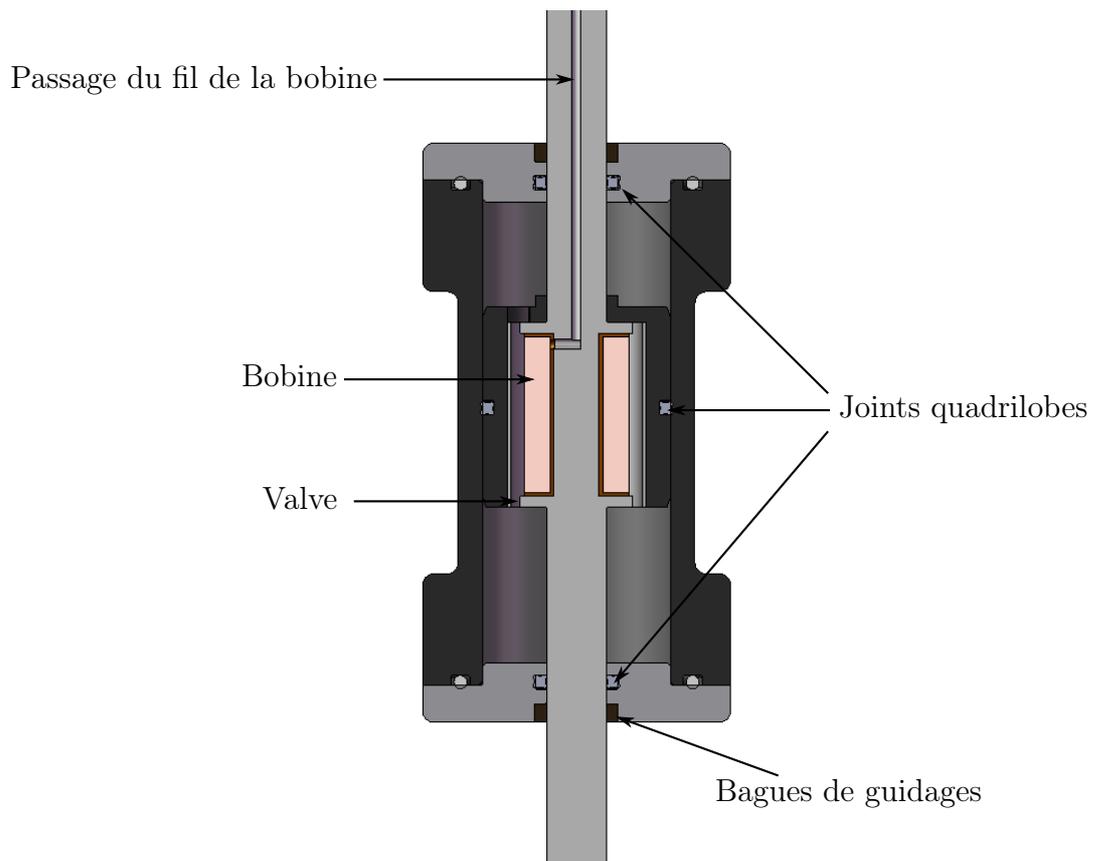


Figure 2.14 - CAO en coupe longitudinale de l'amortisseur. Pour passer les fils de la bobine, un orifice traverse le long de la tige supérieure jusqu'au centre du piston contenant la bobine.

résume l'ensemble des informations relatives aux dimensions et aux grandeurs physiques de l'amortisseur fabriqué.

grandeur	symbole	valeur
Longueur de la chambre de la bobine	L_b	20 mm
Largeur de la chambre de la bobine	l_b	4.5 mm
Rayon du noyau de la bobine	r_0	3 mm
Nombre de spires	n	375 tours
Épaisseur du pôle de la bobine	h	1.5 mm
Rayon du piston	r_p	11 mm
Épaisseur de la valve (entrefer)	g	1.25 mm
Masse l'amortisseur à vide (sans fluide MR)	m_a	225 g
Masse du piston à tige traversante (partie mobile)	m_p	87 g
Force visqueuse à $V=500 \text{ mm.s}^{-1}$	F_η	26 N
Force MR à $\tau_0(H) = 30 \text{ kPa}$	F_{MR}	56 N
Force totale à $V=500 \text{ mm.s}^{-1}$ et $\tau_0(H) = 30 \text{ kPa}$	F_{totale}	82 N
Rapport d'efficacité à $V=500 \text{ mm.s}^{-1}$ et $\tau_0(H) = 30 \text{ kPa}$	Ra	2.15

Tableau 2.1 - Tableau des grandeurs caractéristiques nécessaires à la fabrication de l'amortisseur MR. Les données correspondent aux résultats d'optimisation.

2.4.4 Nombre de Reynolds de l'écoulement

Afin de vérifier la validité des hypothèses énoncées au §2.3.1 sur l'écoulement, en particulier déterminer la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent), il convient de calculer le nombre de Reynolds associé à cet écoulement, ce nombre est défini par :

$$Re = \frac{\rho UL}{\eta} \quad (2.41)$$

où ρ , U , η sont respectivement la masse volumique, la vitesse moyenne et la viscosité dynamique du fluide et L une longueur caractéristique de l'enceinte dans laquelle s'effectue l'écoulement. Elle est égale au diamètre hydraulique de la conduite du fluide (la valve du piston). On définit ce diamètre par :

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (2.42)$$

où S est l'aire de la section de passage du fluide et P est le périmètre mouillé de cette section. La figure 2.15 montre une vue en coupe du transversale du piston sur laquelle la section hydraulique est identique à l'aire de la valve et le périmètre mouillé est la somme des périmètres interne et externe de cette valve. Le calcul de la vitesse moyenne est effectué en appliquant l'équation de la continuité, c'est-à-dire, conservation du débit volumique. La quantité du fluide déplacée par le piston est égale à celle qui entre dans la valve, mathématiquement cette relation se traduit

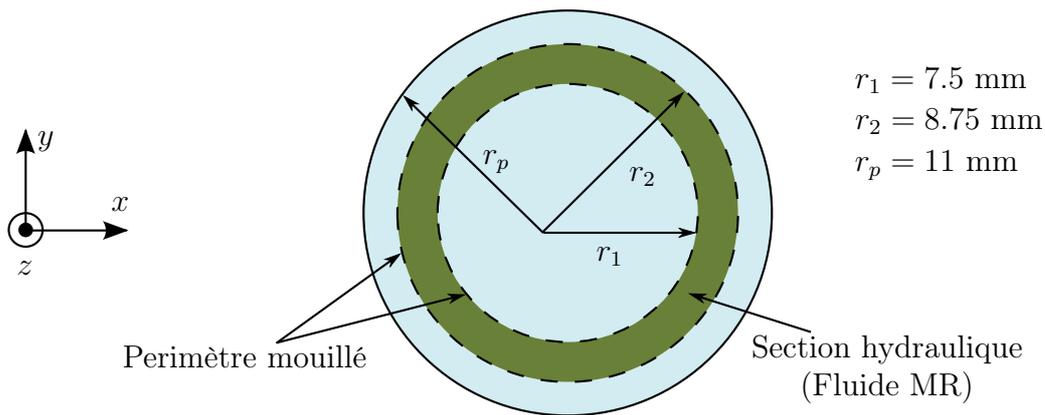


Figure 2.15 - Vue en coupe transversale du piston.

par :

$$V_0 S_p = U S_v = cte \quad (2.43)$$

avec V_0 vitesse du piston $S_p = \pi r_p^2$ et $S_v = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ sont respectivement l'aire du piston et celle de la valve. L'application numérique à l'équation 2.41 donne $Re = 265.5$ pour une vitesse de déplacement du piston de 500 mm.s^{-1} , ce qui est une valeur largement inférieure à $Re_c \approx 2300$ et qui correspond à la valeur critique à partir de laquelle on admet que les écoulements dans les conduites circulaires transitent vers un état de turbulence, d'où la validité de l'hypothèse.

3 Banc de test

L'amortisseur est monté sur un banc de caractérisation dynamique. Ce banc doit assurer la dynamique nécessaire pour couvrir la cartographie force-vitesse selon l'application visée. Il doit permettre l'identification des propriétés mécaniques de l'amortisseur et d'étudier les lois de contrôle d'une suspension semi-active. Pour cela, sur ce même banc sera montée une maquette de suspension automobile de type quart de véhicule.

La figure 2.16 montre le banc de caractérisation de l'amortisseur. Un moteur linéaire actionne le piston de l'amortisseur via une liaison rotule. Le piston se meut à l'intérieur du cylindre de l'amortisseur qui est maintenu par une pièce rigide en forme de « U ». La pièce en « U » maintient l'amortisseur par le biais de deux roulements afin de créer un système pivot-rotule permettant de corriger tout défaut d'alignement entre l'arbre du moteur électrique et l'amortisseur (cf. chapitre 3 pour les détails sur la modélisation mécanique des composants du banc).

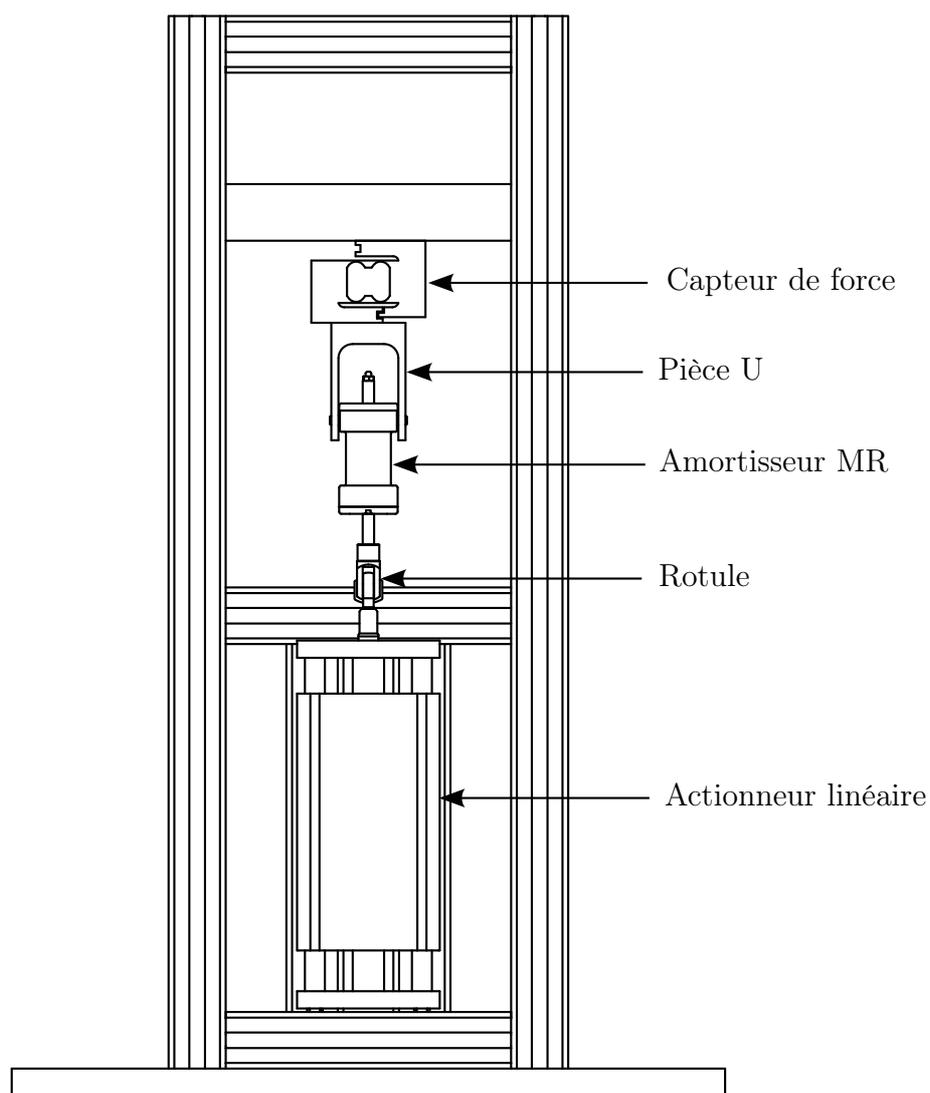


Figure 2.16 - Illustration du banc de test. L'amortisseur y est monté sur un système de rotule-pivot permettant de corriger les défauts d'alignement du mouvement de translation du piston dans la chambre.

3.1 L'actionneur linéaire

Un moteur linéaire électromagnétique tubulaire *PRR2504* de la société Parker est utilisé pour actionner l'amortisseur MR. La tige du moteur comporte des aimants permanents montés dans un tube de précision en acier inoxydable. Le stator situé dans le corps du moteur et entourant la tige comprend un jeu de bobinages. La translation de la tige est due à la force opposant les pôles de même nom résultant du champ magnétique alternatif créé par le stator et du champ magnétique des aimants de la tige. Sa course totale est de 56 mm. Le moteur est contrôlé via un variateur de puissance de marque *Compax3* du même fabricant. Ce contrôleur est relié à un ordinateur par le biais d'un port série. Ce moteur permet d'effectuer des mouvements cycliques, contrôlés en position et en vitesse de différentes amplitudes et fréquences. Ces types de profil de mouvement serviront à reproduire les aspérités et perturbations de la chaussée.

3.2 Instrument de mesure de la position et calcul de la vitesse

La mesure de position de l'amortisseur se fait à l'aide d'un capteur de déplacement linéaires LVDT³. L'axe du LVDT est solidaire de la tige de l'amortisseur pour mesurer sa position instantanée. La vitesse est calculée par dérivation de la position et l'accélération est obtenue par une double dérivation du signal de position.

3.3 Alimentation électrique de l'amortisseur

L'amortisseur est alimenté par un circuit amplificateur de puissance. Le système alimente la bobine d'excitation de l'amortisseur. La figure 2.17 montre un modèle électrique du montage. Tout d'abord, le signal U_e est envoyé vers un amplificateur linéaire de puissance puis vers la bobine de l'amortisseur et enfin le signal traverse une résistance de mesure R_{mes} de 1 Ω . La tension d'entrée U_e provient d'un générateur basse fréquence ou d'une carte d'acquisition équipée d'un convertisseur numérique analogique. Le détail des équations et propriétés électriques seront exposés dans le chapitre 3 qui porte sur la modélisation et caractérisation expérimentale du système.

3.4 Le bâti

Le bâti (figure 2.16 et 2.18) est le squelette qui assure la fixation de toutes les pièces du banc. Il est constitué d'une cage en plexiglas avec des colonnes en aluminium. Le banc est monté sur un socle solidaire du sol afin de garantir la stabilité du banc lors des excitations à très haute dynamique. Le plexiglas donne une accessibilité visuelle au banc lors du fonctionnement tout assurant un rôle de protection. Le corps du moteur (stator) est fixé verticalement au bâti tandis

3. de l'anglais *Linear Variable Differential Transformer*.

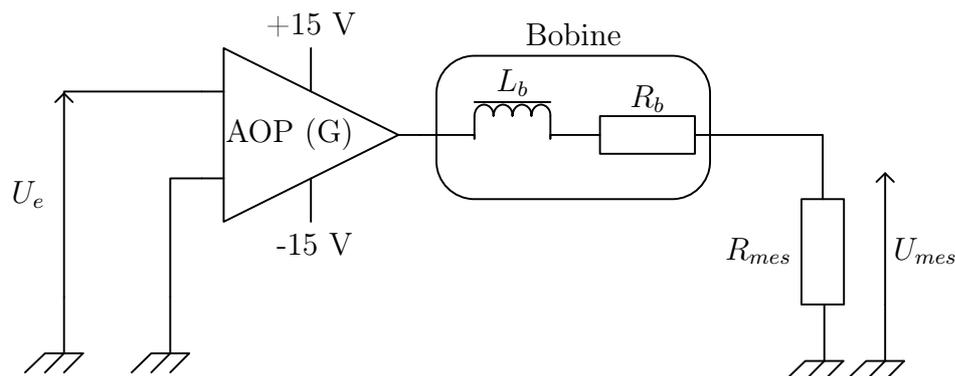


Figure 2.17 - Circuit d'alimentation de la bobine. Le signal U_e est amplifié avant de traverser la bobine. Une résistance de mesure R_{mes} placée en série avec la bobine permet de mesurer le courant d'alimentation de l'amortisseur.

que son arbre est libre. La tige inférieure du piston est fixée à l'arbre du moteur par le biais d'une rotule tandis que la chambre est fixée sur un capteur d'effort moyennant un pivot. Le système composé de la rotule et des pivots sert à compenser un éventuel défaut d'alignement de l'ensemble moteur-amortisseur-capteur de force. Le capteur de force $S2$ du fabricant HBM est vissé sur le bâti. Il mesure ainsi la force entre le bâti et le cylindre de l'amortisseur. L'équilibre du cylindre nous permet d'obtenir la force d'amortissement.

3.5 Implantation d'une suspension automobile à échelle réduite

La deuxième vocation du banc d'essais est de permettre l'étude des lois de contrôle d'une suspension automobile de type quart de véhicule. Pour ce modèle de quart de véhicule, on considérera que l'excitation du moteur correspond au mouvement du moyeu de la roue et que la masse suspendue correspond au châssis. Il en résulte que pour se rapprocher de l'architecture d'une suspension en quart de véhicule, il suffit de mettre en parallèle de l'amortisseur MR un ressort de raideur K et de surmonter l'ensemble d'une masse m . Le choix de ces grandeurs est expliqué dans le chapitre 4 consacré à l'étude du contrôle d'une suspension de quart de véhicule. La figure 2.18 montre le banc de test incluant la suspension sur lequel le ressort et l'amortisseur MR sont montés en parallèle entre la masse et le moteur linéaire.

4 Conclusion partielle

Dans ce chapitre nous avons conçu et dimensionné un amortisseur MR à échelle réduite. L'optimisation des dimensions est basée sur la maximisation du rapport entre la force MR et la force passive. Le but étant d'obtenir une meilleure contrôlabilité de l'amortisseur. Le modèle rhéologique de Bingham a été employé pour établir l'expression de la force d'amortissement.

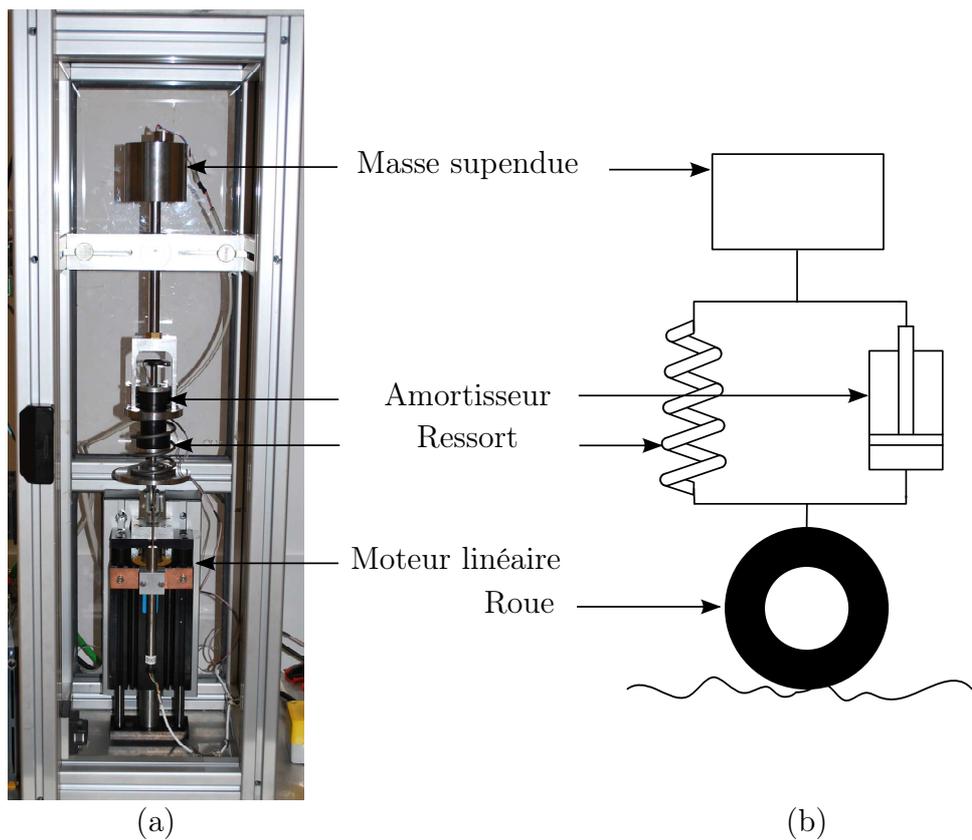


Figure 2.18 - Photographie du banc de test sur lequel est montée une suspension MR (a) et identification avec un modèle de quart de véhicule (b).

L'écoulement dans la valve du piston est assimilé à l'écoulement dans une conduite de section rectangulaire. Dans le dimensionnement nous avons pris en compte la saturation magnétique dans les différentes sections critiques du circuit. Ces considérations, des conditions aux limites sur les valeurs des paramètres à optimiser et des contraintes d'ordre mécanique ont été pris en compte dans la procédure d'optimisation. Les dimensions optimisées permettent d'avoir un rapport $Ra = 2.15$ entre la force MR et la force passive. Un banc de caractérisation de l'amortisseur a été conçu. Le banc permet aussi de tester et valider des lois de contrôle pour les suspensions MR à échelle réduite.

CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DE
L'AMORTISSEUR MR

Sommaire

1	Caractérisation en régime statique	68
1.1	Définition des étapes de caractérisation de l'amortisseur	68
1.2	Modèle cinématique du banc de test	69
1.3	Equations du mouvement	70
1.4	Représentation énergétique macroscopique (REM) du banc de test . .	72
1.5	Identification des propriétés électriques	73
1.6	Identification des frottements des joints	75
1.7	Caractérisations des forces d'amortissement	76
2	Caractérisation dynamique de l'amortisseur	90
2.1	Résultats et interprétations	91
2.2	Modélisation en régime dynamique de l'amortisseur	92
3	Conclusion partielle	101

1 Caractérisation en régime statique

Cette partie présente la caractérisation des propriétés électromécaniques de l'amortisseur MR. Il s'agit de déterminer et d'identifier toutes les forces présentes, à savoir les frottements des joints, la force visqueuse et la force MR ainsi que les caractéristiques électriques telles que l'inductance et la résistance de la bobine. En vue de l'étude statique et dynamique, un schéma cinématique de l'ensemble du banc sera établi afin de rendre compte des mouvements possibles entre les différents sous-ensembles constituant le banc. Les expressions des forces seront établies, puis évaluées à partir des valeurs mesurées par les capteurs placés sur le banc. Les résultats expérimentaux obtenus seront comparés avec les modèles théoriques dont certains proposés dans la phase de dimensionnement. Sur la base des résultats obtenus, une modélisation sous forme de représentation énergétique macroscopique (REM) de l'ensemble de l'amortisseur et du banc sera proposée. Ce type de représentation a pour but de faciliter la mise en place des lois de commande directement inspirées du fonctionnement du système lui-même.

L'étude en régime statique ou permanent concerne toutes les phases de fonctionnement durant lesquelles l'amortisseur est soumis à une excitation invariante dans le temps, plus précisément à vitesse constante. Dans notre cas, l'amortisseur est soumis à des profils d'excitation cycliques de traction et de compression, d'amplitude ± 10 mm et des vitesses allant de 1 mm.s^{-1} à 600 mm.s^{-1} . Le moteur linéaire est asservi pour maintenir, durant la phase de compression ou de traction, une vitesse constante. C'est au cours de cette phase du mouvement que toutes les mesures sont relevées. Un exemple de ce type de mouvement est illustré par la figure 3.1. Pour chaque cycle, la position et la force d'amortissement sont mesurées. la vitesse est calculée par dérivation de la position selon le procédé décrit dans le chapitre 2 § 3.2. Même si la vitesse du mouvement n'est pas parfaitement constante, les écarts par rapport à la valeur moyenne n'excèdent pas 5%, de ce fait nous considérons toujours une vitesse moyenne constante sur chaque demi période.

1.1 Définition des étapes de caractérisation de l'amortisseur

Le schéma du fonctionnement du banc d'essais est représenté sur la figure 3.2. Les signaux issus des capteurs de force et de position sont transmis de manière synchronisée vers une carte d'acquisition *NI6211* reliée à un ordinateur qui centralise toutes les informations. L'asservissement du moteur permet d'imposer au système un mouvement défini. L'objectif de cette phase d'étude est d'accéder à une caractérisation la plus complète possible de l'amortisseur MR. Il s'agit d'identifier et de déterminer ses propriétés électromécaniques. La caractérisation mécanique consiste à déterminer les forces dues aux frottements des joints, la force visqueuse et MR de l'amortisseur pour différentes dynamiques et niveaux de courants électriques. La caractérisa-

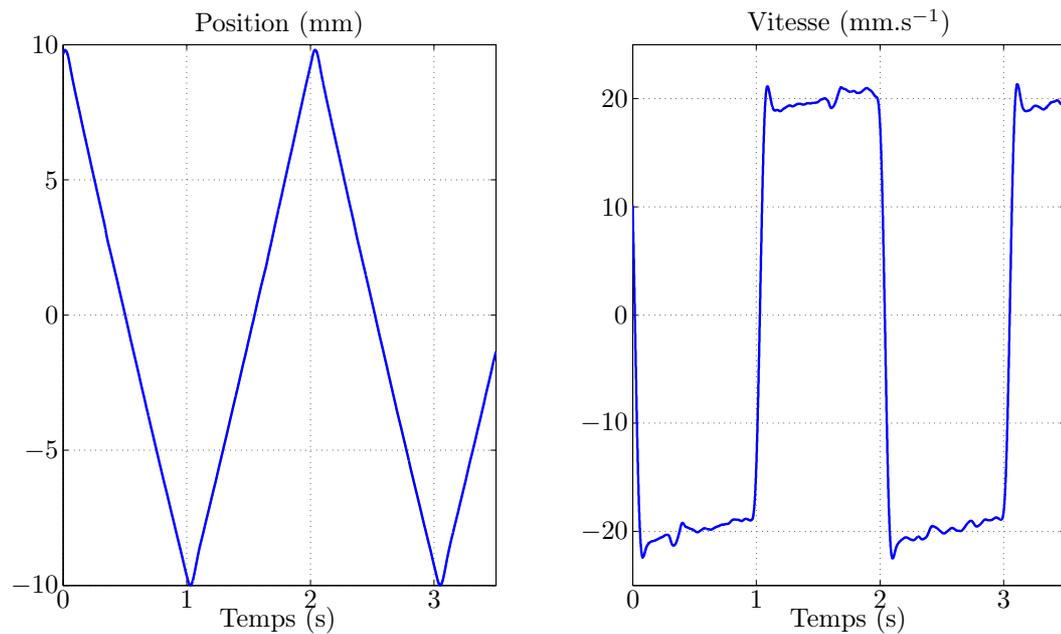


Figure 3.1 - Exemple de profil de mouvement imposé par le moteur, la position est relevée par le capteur de déplacement LVDT (mesure analogique) et la vitesse est obtenue en dérivant numériquement la position mesurée.

tion électrique permet de trouver les propriétés de la bobine modélisée par l'association en série d'une inductance L_b et d'une résistance R_b . Notons que chaque caractéristique est identifiée séparément et n'influence pas les autres caractéristiques de l'amortisseur.

1.2 Modèle cinématique du banc de test

Sur la figure 3.3.a, nous donnons un schéma illustrant les différentes pièces mettant en évidence le mécanisme de fonctionnement du banc. La figure 3.3.b montre le schéma cinématique sur lequel sont reproduites par des lettres les différentes pièces. Entre ces composantes on trouve les relations suivantes :

- une liaison rigide entre le corps du moteur linéaire (A) et le bâti
- une liaison glissière entre l'arbre (axe) du moteur (B) et son corps (A)
- une liaison rotule entre l'arbre du moteur (B) et la tige du piston (C)
- une liaison pivot glissant entre le piston (C) et le corps de l'amortisseur (D)
- une liaison pivot entre le corps de l'amortisseur (D) et de la pièce en « U »
- une liaison rigide entre la pièce en « U » et le capteur de force fixé sur le bâti

Le rôle du système constitué par la rotule et le pivot (pièces en « U ») est de corriger les défauts d'alignement entre le piston et le corps de l'amortisseur.

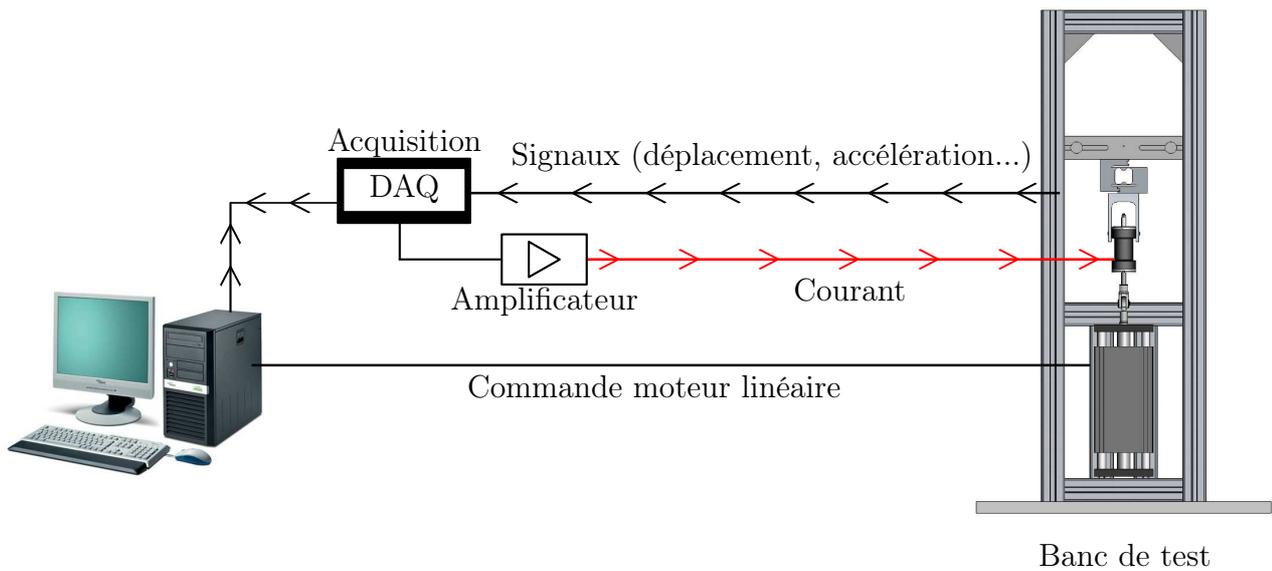


Figure 3.2 - Illustration du système d'expérimentation employé pour la caractérisation de l'amortisseur MR

1.3 Equations du mouvement

On se place dans une configuration dans laquelle l'axe du moteur est en mouvement linéaire d'accélération γ . La loi fondamentale de la dynamique appliquée au moteur à l'axe du moteur (B) s'écrit :

$$m_B \vec{\gamma} = \vec{P}_B + \vec{F}_{\text{moteur}/B} + \vec{F}_{C/B} \quad (3.1)$$

où \vec{P}_B est le poids de l'axe mobile du moteur, $\vec{F}_{\text{moteur}/B}$ est la force électromagnétique du moteur sur l'axe mobile et $\vec{F}_{C/B}$ la réaction du piston sur l'axe mobile.

Pour la tige du piston (C), on suppose la liaison parfaite au niveau de la rotule (pas de jeu et de rotation). On obtient :

$$m_C \vec{\gamma} = \vec{P}_C + \vec{F}_{B/C} + \vec{F}_{\text{joints}} + \vec{F}_{\text{amort}} \quad (3.2)$$

avec \vec{P}_C le poids du piston, $\vec{F}_{B/C}$ l'action de l'axe du moteur sur la tige, \vec{F}_{joints} la force des frottements des joints entre le piston et le corps de l'amortisseur et \vec{F}_{amort} est la force due à la viscosité ainsi qu'à l'effet MR du fluide dans l'amortisseur.

Considérons maintenant le corps de l'amortisseur immobile, l'application de l'équation de la dynamique donne :

$$\vec{0} = \vec{P}_D + \vec{F}_{\text{joints}} + \vec{F}_{\text{amort}} + \vec{F}_{E/D} \quad (3.3)$$

avec \vec{P}_D le poids du corps de l'amortisseur et $\vec{F}_{E/D}$ l'action de la pièce en « U » sur l'amortisseur.

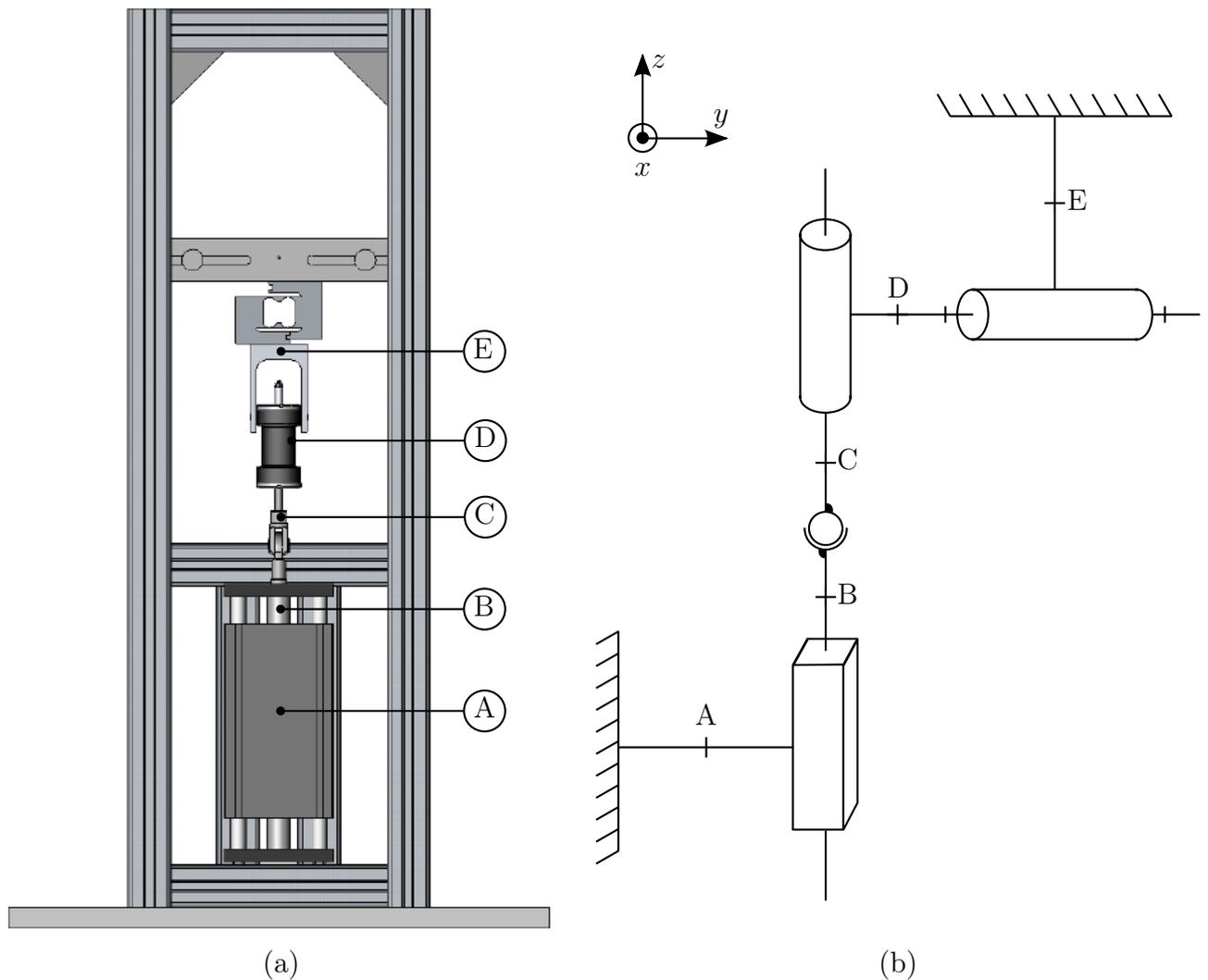


Figure 3.3 - Vue d'ensemble du dispositif expérimental (a) et schéma cinématique du mécanisme (b). Chacune des lettres représente une composante de ce banc de test.

Dans la dernière étape nous considérons la pièce en « U » qui est solidaire du capteur de force (E). Pour cette composante nous écrivons :

$$\vec{0} = \vec{P}_E + \vec{F}_{D/E} + \vec{F}_{\text{capteur}/E} \quad (3.4)$$

\vec{P}_E étant le poids de la pièce en « U », $\vec{F}_{D/E}$ l'action du corps de l'amortisseur et $\vec{F}_{\text{capteur}/E}$ est la force exercée par le capteur de force. Or, en vertu du principe d'action et de réaction, la force mesurée \vec{F}_{mes} par le capteur de force est égale à $-\vec{F}_{\text{capteur}/E}$, par conséquent d'après 3.4 on a :

$$\begin{aligned} \vec{F}_{\text{mes}} &= \vec{P}_E + \vec{F}_{D/E} \\ &= \vec{P}_E - \vec{F}_{E/D} \end{aligned} \quad (3.5)$$

et en remplaçant $\vec{F}_{E/D}$ par son expression déduite de 3.3, on obtient :

$$\begin{aligned}\vec{F}_{mes} &= \vec{P}_E + \vec{P}_D + \vec{F}_{joints} + \vec{F}_{amort} \\ \vec{F}_{mes} - (\vec{P}_E + \vec{P}_D) &= \vec{F}_{joints} + \vec{F}_{amort}\end{aligned}\quad (3.6)$$

en retranchant le terme de $(\vec{P}_E + \vec{P}_D)$ de la valeur donnée par le capteur de force, on obtient directement les valeurs des forces de frottement des joints et celle du fluide MR. Ce sont ces deux forces que nous cherchons à mesurer pour la caractérisation de l'amortisseur MR.

1.4 Représentation énergétique macroscopique (REM) du banc de test

La REM [Bouscayrol 03a] a été développée pour décrire les systèmes composés de plusieurs convertisseurs et/ou machines électriques. Elle met en exergue l'interaction entre les divers composants du système et les couplages énergétiques. Ces couplages sont caractérisés par une entrée définissant plusieurs sorties ou plusieurs entrées agissant sur une même sortie. Par une mise en évidence des grandeurs d'action et de réaction entre chaque processeur, elle permet la représentation indirecte de la puissance induite échangée. Les accumulateurs d'énergie (rectangles avec barre) restent les éléments centraux imposant la causalité globale du système. Chaque conversion sans accumulation est représentée par un pictogramme spécifique. Un élément de couplage est représenté par des pictogrammes imbriqués. Une explication détaillée de la REM ainsi qu'une liste exhaustive de tous les pictogrammes possibles sont données par [Barre 06b] dans l'annexe C.

Dans cette partie le but est de donner une REM de l'ensemble du banc de test, cette représentation ne sera pas directement utilisée dans l'établissement des lois de commande et de l'asservissement appropriés, mais préparera une première structure de base qui sera intégrée à la REM globale de la suspension MR. C'est cette dernière qui sera utilisée pour l'obtention de la chaîne de réglage décrite au chapitre 4 consacré à la partie commande. La figure 3.4 présente la REM du banc de test. Sur cette figure le pivot, la rotule et le capteur de force sont représentés par des convertisseurs mécano-mécaniques et l'amortisseur par un autre non linéaire (double triangle) piloté par le courant I_a . Le moteur linéaire est la source de mouvement. Il convertit l'énergie électrique en énergie mécanique sous forme d'un mouvement de translation en imposant une vitesse. Les différents éléments sont reliés entre eux en fonction de leur position sur le banc de test. Les variables qui y sont représentées sont les variables énergétiques mesurables, c'est-à-dire, la force et la vitesse. L'amortisseur qui est l'élément central de la chaîne subit les vitesses imposées par le moteur et par le châssis (nulle dans ce cas), à son tour il impose une force d'amortissement sur les éléments qui lui sont connectés. Suivant la même logique d'in-

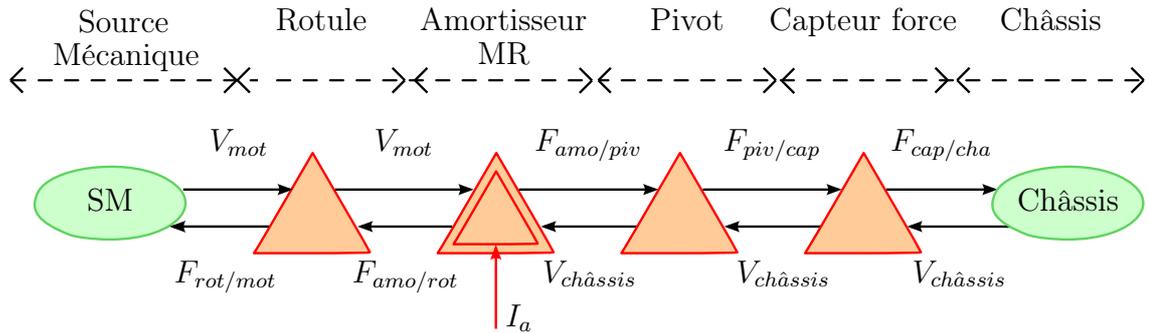


Figure 3.4 - Représentation Energétique Macroscopique (REM) du banc de test. Les triangles correspondent à des convertisseurs mécaniques, le double triangle est l'amortisseur MR considéré comme un convertisseur mécano-mécanique non linéaire piloté par le courant I_a et la source mécanique représente le moteur linéaire qui est un convertisseur électromécanique.

terprétation en termes de grandeurs énergétiques, on écrit les chaines d'action et réaction de l'ensemble du banc.

1.5 Identification des propriétés électriques

Les propriétés électriques de l'amortisseur désignent les paramètres du circuit magnétique et de la bobine modélisés par l'association d'une inductance L et d'une résistance R en série. La résistance est mesurée par un ohmmètre, on trouve $R = 1.7 \Omega$. L'inductance peut être déterminée à partir de l'expression de la constante de temps électrique $\tau_e = \frac{L}{R}$. Pour déterminer cette constante de temps, on mesure l'établissement du courant dans la bobine de l'amortisseur lorsque celle-ci est soumise à un échelon de tension. Ici, plusieurs cas de figures sont à considérer. Le premier cas concerne l'établissement du courant sans la présence du fluide MR dans l'amortisseur, le deuxième cas avec du fluide et le dernier cas lorsque l'amortisseur contient du fluide MR et se trouve en mouvement. La différenciation de ces cas est nécessaire car le fluide MR, de perméabilité relative $\mu_r \neq 1$, est traversé par le flux. Par conséquent, il modifie la réluctance du circuit magnétique. On détermine expérimentalement la valeur numérique de τ_e à partir de la courbe d'établissement du courant dans la bobine détaillé sur la figure 3.5. Pour cela, on admet que l'intensité du courant atteint 63% de sa valeur maximale au bout d'un temps τ_e . Les résultats sont récapitulés dans le tableau 3.1

	τ_e (ms)	L (mH)
Amortisseur sans fluide MR	3	5.1
Amortisseur avec fluide MR	7	12
Amortisseur en mouvement avec fluide MR	8.5	14.5

Tableau 3.1 - Temps de réponse électrique déterminé à partir de l'étude de l'établissement du courant dans la bobine soumise à un échelon de tension.

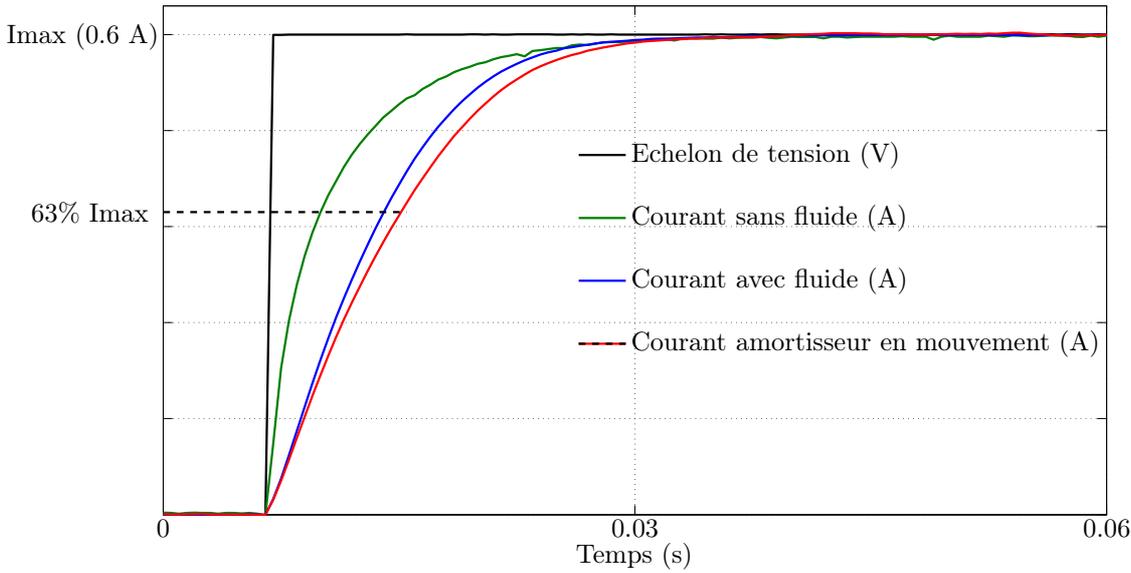


Figure 3.5 - Temps de réponse de la bobine.

A partir de ces résultats et sachant que par définition l'inductance s'écrit $L = \frac{n^2}{\mathcal{R}}$, avec n le nombre de spires et \mathcal{R} la réluctance du circuit magnétique qui dans notre cas est considérée comme étant égale à la réluctance de l'entrefer. Ainsi, $\mathcal{R} = \frac{e}{\mu_o \mu_r \cdot S}$ où e est l'épaisseur de l'entrefer, S sa section, μ_o et μ_r sont respectivement le perméabilité magnétique du vide et du matériau dans l'entrefer. En négligeant la perméabilité du reste du circuit magnétique, et en écrivant le rapport des constante de temps électrique avec et sans fluide MR dans l'amortisseur, donc dans l'entrefer, on trouve :

$$\frac{\tau_e \text{ avec fluide}}{\tau_e \text{ sans fluide}} = \frac{\mu_r \text{ fluide}}{\mu_r \text{ air}} = \frac{7}{3} \quad (3.7)$$

Or $\mu_r \text{ air} = 1$, ce qui donne $\mu_r \text{ fluide exp} \approx 2.3$. On peut remarquer une différence par rapport $\mu_r \text{ fluide fab} \approx 4.7$, valeur déduite par le calcul de pente de la partie linéaire dans la courbe $B = f(H)$ donnée par le fabricant du fluide MR [Lord 06] (cf. chapitre 2 §2.3.4). Ce qui donne un rapport de :

$$\frac{\mu_r \text{ fluide fab}}{\mu_r \text{ fluide exp}} = \frac{4.7}{2.3} \approx 2.04 \quad (3.8)$$

Les courants induits et la circulation de H supposée négligeable dans l'acier peuvent expliquer la différence entre les deux perméabilités. A cela nous pouvons ajouter que les valeurs expérimentales du fabricant sont données avec une erreur de 16%.

D'un point de vue électrique, la REM de l'amortisseur peut être celle d'un accumulateur d'énergie électromagnétique qui est la bobine d'inductance L . Elle est représentée par un rec-

tangle barré, la source électrique impose une tension aux bornes de cette bobine qui génère par réaction un courant électrique comme le montre la figure 3.6

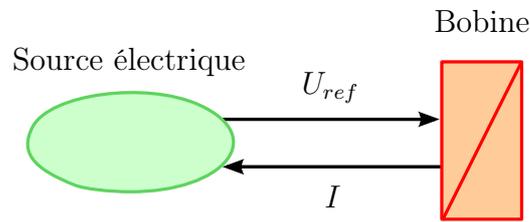


Figure 3.6 - REM de l'amortisseur d'un point de vue électrique. Le rectangle barré est la bobine, c'est accumulateur d'énergie électrique alimenté en tension par la source électrique.

1.6 Identification des frottements des joints

L'amortisseur MR comporte trois joints d'étanchéité. Deux sont montés sur les extrémités pour empêcher la fuite du fluide vers l'extérieur et le troisième se trouve sur le piston en mouvement, afin d'astreindre le fluide à passer uniquement à travers la valve. Ces joints sont fabriqués en nitrile (compatible avec les fluides MR), ils sont montés dans des gorges dimensionnées de manière à obtenir un écrasement identique pour les trois.

On soumet l'amortisseur à des cycles de tractions-compressions et on relève la valeur mesurée par le capteur de force. De même manière que pour la vitesse et d'après les relevés expérimentaux, on suppose que les forces sont constantes et égales en valeurs absolues sur les phases de traction et de compression et on prendra la moyenne pour chaque demi-période. Sur la figure 3.7 on note les points dont l'abscisse correspond à la vitesse et l'ordonnée à la force frottement prise à partir des relevés expérimentaux. On remarque que pour le régime quasi-statique (faibles vitesses) la valeur de la force de frottement est de l'ordre de 12 N, puis celle-ci commence à chuter au fur et mesure que la vitesse augmente. Ensuite, nous observons un point d'inflexion de la courbe à partir d'une vitesse 50 mm.s^{-1} , puis une allure linéaire. Le frottements est donc identifiable à un effet de friction de type « Stribeck » [Armstrong 95] donné par l'équation paramétrique 3.9 :

$$F_{joints} = (F_c + (F_b - F_c)e^{-a|V|})\text{sgn}(V) + C_v V \quad (3.9)$$

où F_c est la friction de Coulomb, F_b le frottement statique et C_v le coefficient de frottement visqueux. La figure 3.7 présente les résultats expérimentaux et le modèle de Stribeck dont la valeur des paramètres est obtenu par optimisation numérique. On trouve après calcul :

$$F_{joints} = (9.6 + 2.4e^{-0.1|V|})\text{sgn}(V) + 0.0035V \quad (3.10)$$

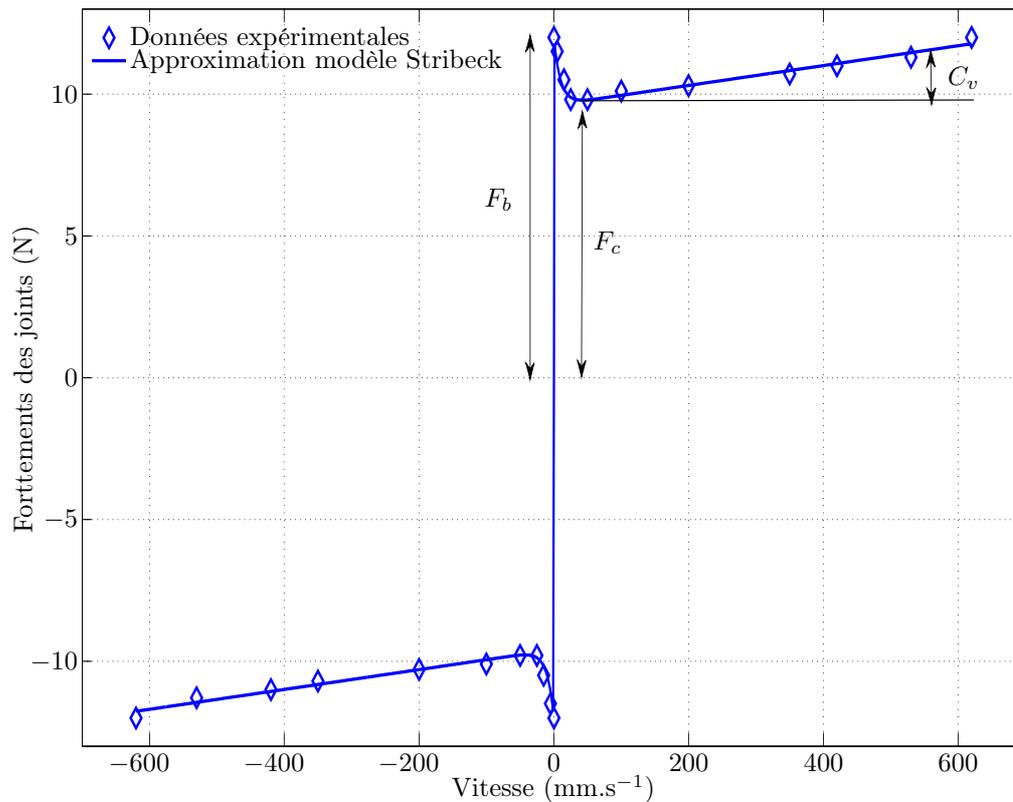


Figure 3.7 - Approximation de la force de frottements des joints quadrilobes par un modèle de Stribeck.

1.7 Caractérisations des forces d'amortissement

Dans cette phase d'expérimentation, l'amortisseur est complètement rempli du fluide MRF-132DG. Deux séries de mesure sont réalisées :

- la première correspond aux essais effectués avec un courant nul, pour mesurer la force passive appelée aussi force visqueuse
- la seconde avec des courants non nuls allant de 0.2 A à 1.5 A

Ces deux séries permettent d'aboutir à une cartographie de la force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston et du courant dans la bobine. Le protocole expérimental de mesure est semblable à celui employé pour l'identification des frottements de joints, à savoir, on impose un déplacement à l'amortisseur avec un signal triangulaire de vitesse constante donnée. À partir des valeurs moyennes de la force pour différentes valeurs de la vitesse et du courant, les courbes de la force en fonction de la vitesse sont tracées. De plus, pour l'identification de la force active en fonction du courant, nous choisissons de partir de l'état démagnétisé pour l'amortisseur, c'est-à-dire, à champ rémanent nul. Pour supprimer l'aimantation rémanente, on démagnétise

le circuit magnétique de l'amortisseur en alimentant la bobine par un courant $i(t)$ sinusoïdale de fréquence 0.5 Hz, d'amplitude décroissante à chaque période jusqu'à zéro. Cette excitation amène le point de fonctionnement dans le plan (B, H) à décrire une suite de cycles d'hystérésis d'amplitudes décroissantes, ainsi à chaque nouveau cycle on a une diminution de l'induction rémanente jusqu'à l'annulation de cette dernière. Notons que le capteur d'effort relève une force positive lorsqu'il est comprimé et une force négative lorsqu'il est étiré. Pour des raisons de symétrie, nous ne représenterons que les résultats correspondant à la phase de compression (vitesses positives).

1.7.1 Résultats

À titre d'exemple, des relevés expérimentaux montrant l'évolution temporelle de la force d'amortissement pour des cycles de vitesses différents sont présentés sur la figure 3.8. Pour

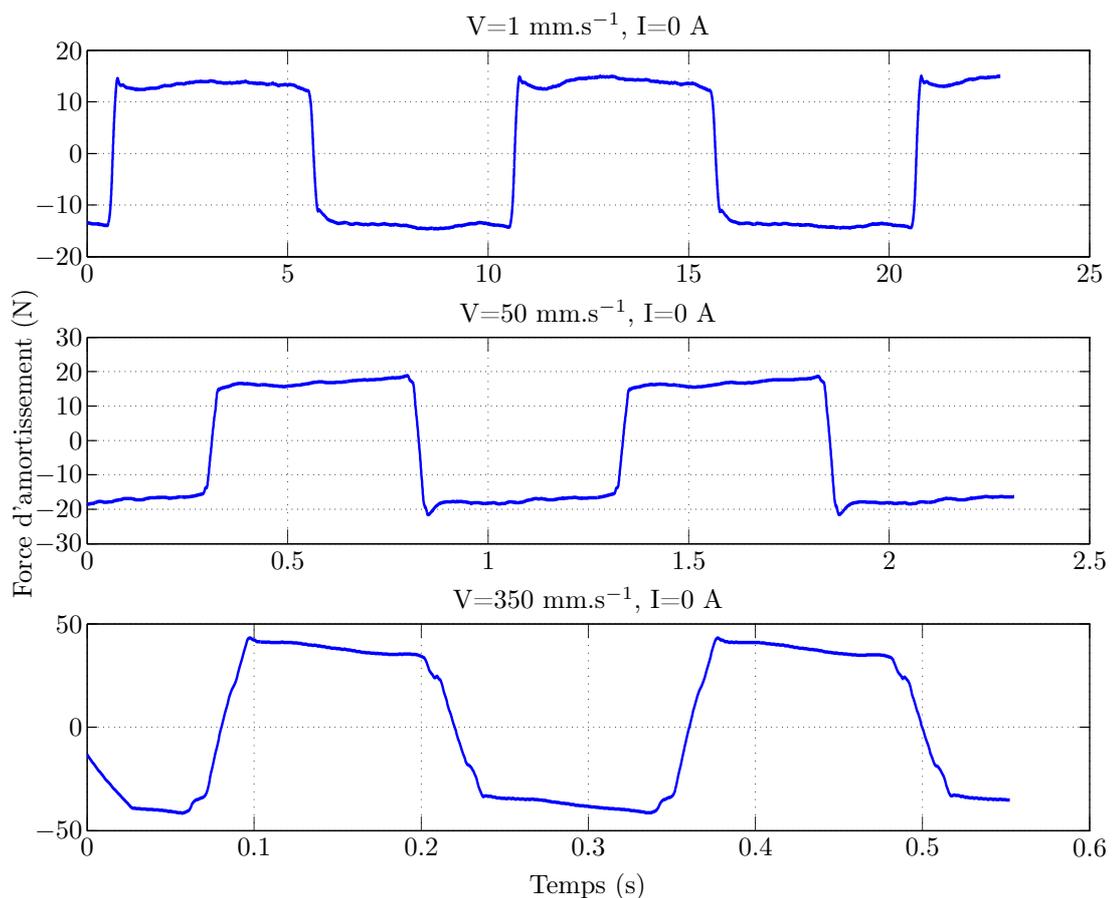


Figure 3.8 - Chronogrammes de la force d'amortissement avec des plateaux de vitesse différents.

chaque valeur de courant et chaque niveau de vitesse, on calcule la valeur de la force qui correspond à la moyenne sur la phase de compression de la figure 3.8. Ce qui donne un ensemble

de points (force, vitesse, courant). Par ailleurs, la mesure par le capteur d'effort donne la force totale ($F_{joints} + F_{amort}$). Pour en déduire la force d'amortissement due à la viscosité du fluide et à l'effet MR seuls, il convient d'en retrancher la force de frottement des joints calculée en utilisant le modèle de frottement présenté au paragraphe §1.6.

La figure 3.9 présente les données expérimentales dans le plan force-vitesse. On obtient un réseau de courbes en fonction du courant appliqué. On observe une force seuil croissante avec le

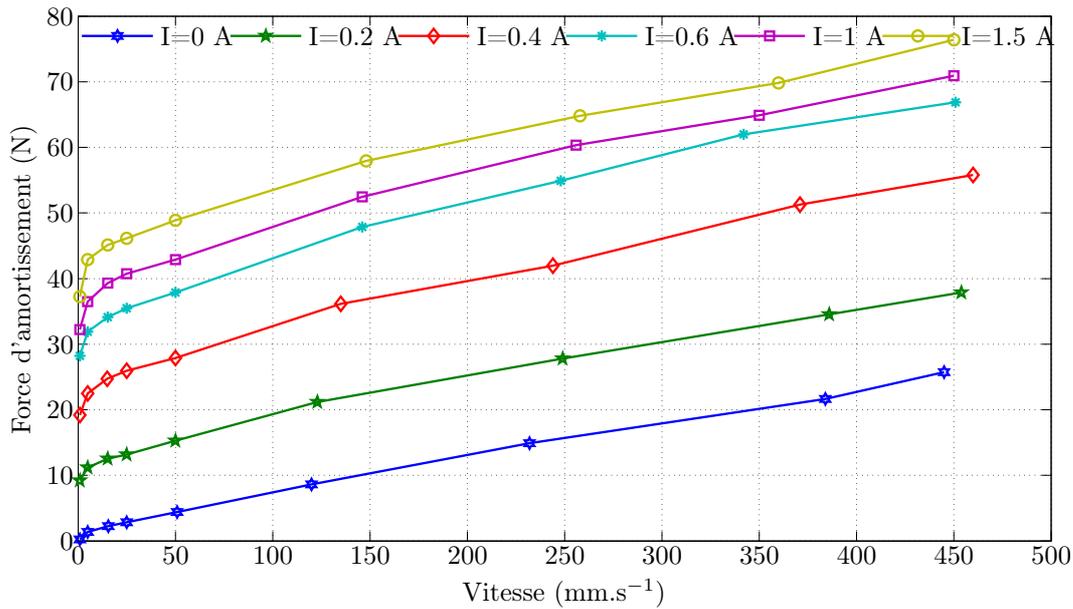


Figure 3.9 - Relevés expérimentaux de la force d'amortissement en fonction de la vitesse et par niveau de courant.

courant ce qui est en accord avec le comportement MR du fluide selon le modèle de Bingham. Cependant, l'évolution de la force en fonction de la vitesse pour une valeur de courant donnée comporte deux phases :

- pour des vitesses allant jusqu'à environ 120 mm.s^{-1} , on observe une augmentation de la force avec une allure non linéaire ;
- pour les vitesses supérieures à 120 mm.s^{-1} , on obtient un comportement linéaire assimilable à la force visqueuse et qui se superpose bien avec l'approximation par un modèle de Bingham (droite asymptotique).

Afin de déterminer les paramètres du modèle de Bingham le plus proche des résultats expérimentaux, on calcule le coefficient de frottement visqueux c_{vis} qui correspond à la pente de la droite asymptotique à chaque courbe ainsi que la force seuil issue de la contrainte de cisaillement du fluide $\tau_0(H)$ dû à l'effet MR, celle-ci correspond à l'intersection de la droite asymptotique avec l'axe des ordonnées. On trouve expérimentalement un coefficient de frottement visqueux

égal à 55 N.s.m^{-1} , qui est proche de la valeur théorique (52 N.s.m^{-1}) calculée lors de la phase de dimensionnement (cf. chapitre 2 §2.3.5).

La comparaison entre l'approximation par le modèle de Bingham et les essais est montrée sur la figure 3.10 sur laquelle les courbes correspondant à la force passive ainsi qu'à trois niveaux de courant sont comparées avec leurs approximations de Bingham respectives. On remarque aussi que la force seuil d'écoulement ne coïncide pas avec celle prévue par le modèle de Bingham. Cette comparaison met en évidence les limites du modèle de Bingham à basse vitesse.

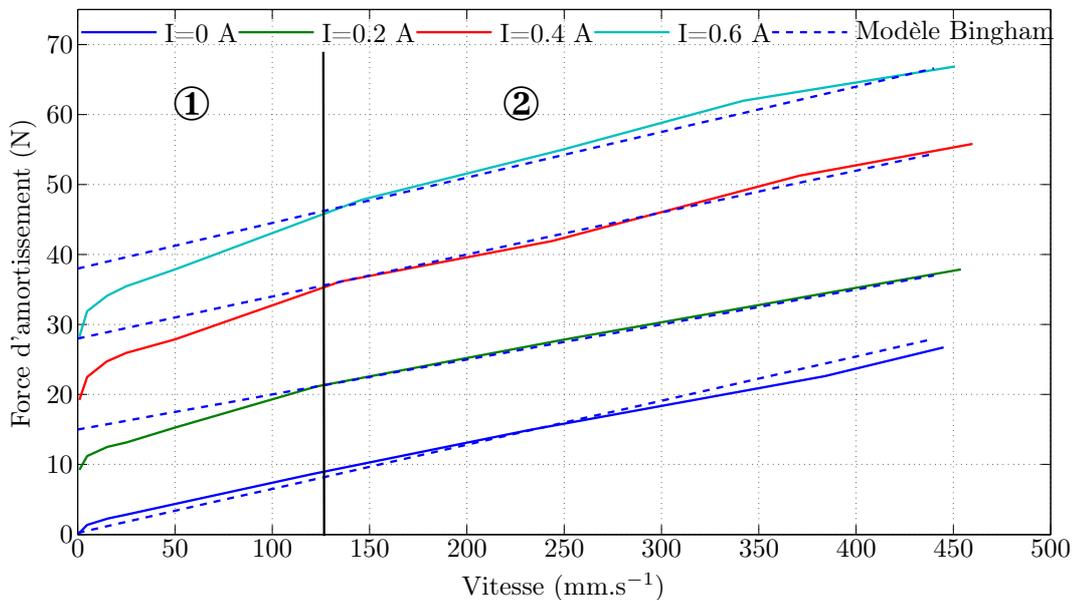


Figure 3.10 - Comparaison entre les résultats expérimentaux et l'approximation par le modèle de Bingham. Ce dernier ne reproduit pas correctement le comportement de la force à basse vitesse $< 120 \text{ mm.s}^{-1}$.

Ces courbes permettent de percevoir directement l'effet MR, puisque on y observe l'évolution de la force en fonction du courant, donc du champ magnétique dans le fluide MR. On peut très bien remarquer sur cette même figure la présence d'une évolution à deux phases des courbes. On a une forte croissance linéaire jusqu'à environ 0.6 A , puis les courbes ont tendance à se stabiliser ou ne pas augmenter ce qui peut être synonyme de saturation. Cette valeur de courant de saturation $I = 0.6 \text{ A}$ correspond à celle déterminée dans les calculs de dimensionnement de l'amortisseur au chapitre 2. Le comportement à double pente est identique à l'évolution de la force en fonction de la vitesse observée dans le cas d'un amortisseur MR à l'échelle 1 (voir figure 3.11).

Cependant, on note bien que pour l'amortisseur à échelle 1 (voir figure 3.11), à vitesse nulle on a une force nulle. Ce qui n'est pas observable dans notre cas à échelle réduite où la

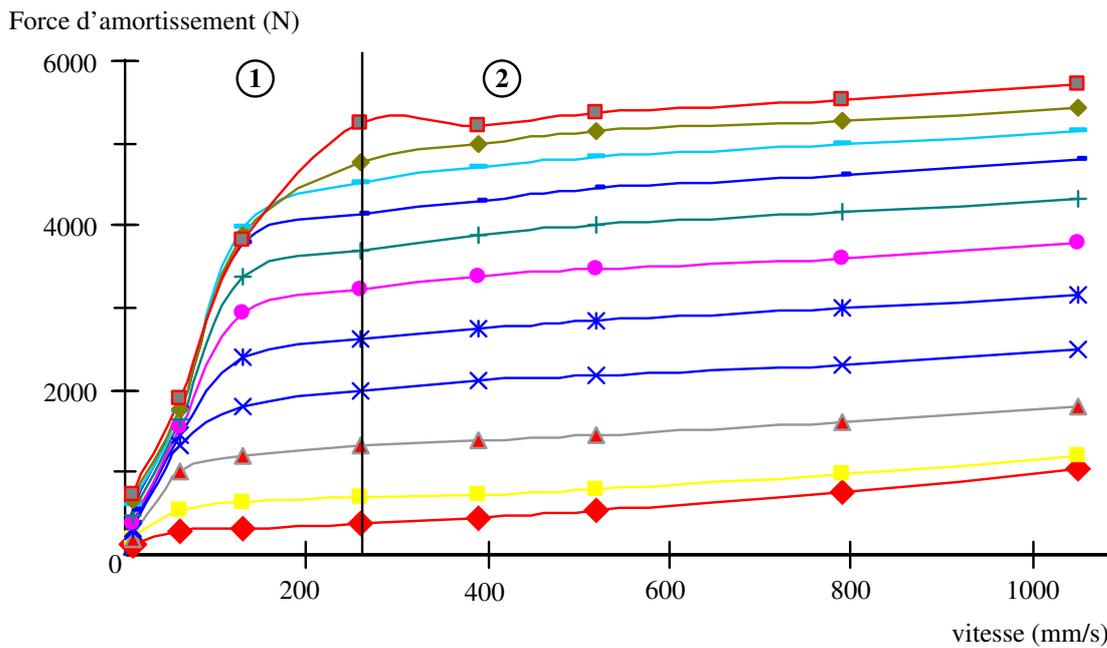


Figure 3.11 - Cartographie force-vitesse de l'amortisseur Magneride développé par l'équipementier Delphi Corporation [Delphi 09].

force présente des niveaux de seuil lorsque la vitesse est faible. Nous pouvons supposer que les dimensions peuvent influencer le comportement de la force. Une autre explication résiderait dans le fait que sur notre banc de test, les moyens de mesure ne permettent pas détecter les valeurs de la force à très faible vitesse et que probablement la pente de la force commence bien à partir de zéro.

La figure 3.12 présente le réseau de courbes dans le plan force-courant en fonction de la vitesse. Sur cette figure apparaît un phénomène de saturation de la force en fonction du courant à partir de $I = 0.6$ A.

1.7.2 Description de l'écoulement du fluide MR par rapport au modèle « Plug Flow »

Le but de cette partie est d'étudier la forme de l'écoulement du fluide MR dans la valve de l'amortisseur lorsqu'il est soumis à un champ magnétique.

Pour mettre le fluide en mouvement en présence d'un champ magnétique dans l'entrefer, un effort minimal équivalent au seuil de cisaillement τ_0 doit être fourni. La figure 3.13 [Yang 02] illustre le mouvement du fluide à travers l'entrefer du piston. L'écoulement se fait par une progression du fluide en tranches parallèles et indépendantes et l'allure des courbes est semblable à celles d'un écoulement de Poiseuille. Cependant, la contrainte de cisaillement locale τ entre les couches successives du fluide n'est pas constante, elle est plus grande au bord de l'entrefer,

et décroît au fur et à mesure qu'on se rapproche de son centre. Dans les zones où la contrainte τ n'est pas supérieure à τ_0 , il n'y a pas de cisaillement du fluide, et ce dernier se comporte comme un « solide » se déplaçant d'un seul bloc. Ce type d'écoulement est appelé « écoulement piston » plus connu sous le terme anglais *plug flow*. L'écoulement n'est plus parabolique, dans toute la région centrale de l'entrefer, le profil de vitesses est plat, et c'est seulement près des bords que l'on trouve des cisaillements.

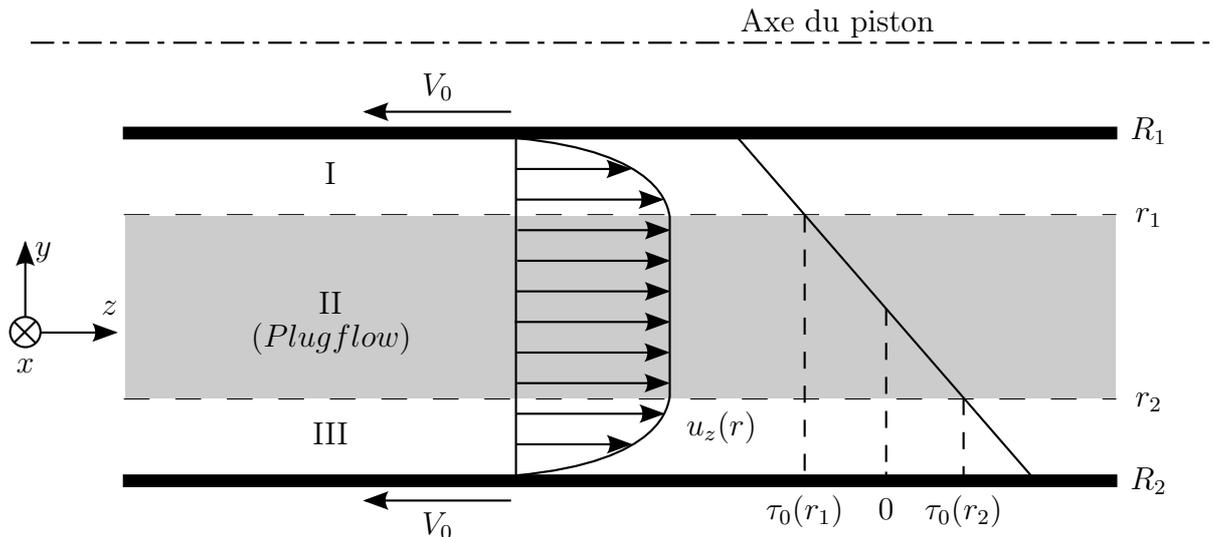


Figure 3.13 - *Écoulement plug flow d'après [Yang 02]. Dans la zone II, la contrainte de cisaillement n'est pas suffisante pour rompre les chaînes de particules, par conséquent dans cette zone le fluide se déplace en bloc.*

D'après la figure 3.13 on imagine aisément que les chaînes de particules ne sont pas brisées par le flot de fluide dans la zone « II » car la contrainte de cisaillement locale reste inférieure à la contrainte seuil τ_0 qui détermine la conservation ou non des chaînes de particules. Par contre, dans les zones « I » et « III », les chaînes de particules qui se forment sous l'action du champ magnétique sur toute la largeur de l'entrefer lorsque le fluide est au repos, donc en l'absence de déplacement, se brisent à leurs racines au fur et à mesure que la vitesse du fluide augmente puisque la contrainte locale de cisaillement dépasse ici le niveau seuil τ_0 .

L'établissement de l'expression analytique de la force MR basée sur le modèle « Plug Flow » est détaillé dans l'annexe B.

1.7.3 Comparaison avec les résultats de dimensionnement : influence du paramètre empirique C

Dans cette partie on se propose de comparer les résultats expérimentaux et les calculs présentés dans la phase de dimensionnement basés sur le modèle de Bingham (cf. chapitre 2 §2.3.5).

Rappelons l'expression de la force théorique $F_{théorique}$:

$$\begin{aligned} F_{théorique} &= c_{vis}V + c_{MR}I.\text{sgn}(V) \\ &= 52V + 75I.\text{sgn}(V) \end{aligned} \quad (3.11)$$

avec V la vitesse du piston, I l'intensité du courant d'alimentation, c_{vis} (N.s.m^{-1}) le coefficient d'amortissement visqueux de l'amortisseur et c_{MR} (N.A^{-1}) la force seuil selon le modèle rhéologique de Bingham pour un courant I donné. La figure 3.14 présente les courbes expérimentales et celles issues du calcul théorique pour trois niveaux de courant 0.2 A, 0.4 A et 0.6 A. Comme on peut le voir sur cette figure, les valeurs de force mesurées (trait continu) sont nettement inférieures à celles calculées suivant le modèle de Bingham (trait en pointillés). On voit clairement que l'écart provient essentiellement des forces seuils MR expérimentale et théorique, car les composantes visqueuses (pente des courbes) se superposent bien. Pour expliquer cette différence d'un point de vue quantitatif, on réécrit en détail l'expression de la force MR théorique F_τ (cf. chapitre 2 §2.3.2) :

$$F_\tau = C \frac{2h\tau_0(H)S_p}{g} \text{sgn}(V) \quad (3.12)$$

Dans cette expression apparait le coefficient C défini comme étant une constante empirique évoluant entre 2.07 (si $\frac{F_\tau}{F_\eta} < 1$) et 3.07 (si $\frac{F_\tau}{F_\eta} > 100$) [Jolly 00] avec F_η est la force visqueuse.

En suivant la procédure de conception pour les dispositifs MR décrites dans [Jolly 00, Lord 99], une valeur de 2.5 a été attribuée à ce paramètre. Or dans notre cas, les résultats expérimentaux montrent que le rapport entre la force MR F_τ et la force visqueuse F_η est supérieur à 1. A titre d'exemple, nous considérons la courbe de $I = 0.6$ A. Dans ce cas, la force F_τ correspondant à la force seuil déduite à partir de l'application d'un modèle de Bingham sur cette courbe est égale à 38 N, et la force visqueuse F_η pour $V = 450 \text{ mm.s}^{-1}$ vaut 28 N. Par conséquent, on trouve $\frac{F_\tau}{F_\eta} \approx 1.4$, ce qui veut dire qu'on se trouve dans une situation où l'on se rapproche plutôt de la borne inférieure de l'intervalle des valeurs possibles de C . Il convient donc de faire varier la valeur du coefficient C de manière à obtenir un accord satisfaisant entre les résultats théoriques et expérimentaux. Pour $C = 2.1$, on aboutit à une meilleure superposition des courbes expérimentales et théoriques (voir la figure 3.15).

1.7.4 Comparaison par rapport à la modélisation du circuit magnétique

La comparaison menée dans la section précédente traite de l'influence du paramètre empirique C sur l'évaluation de la force seuil MR. Cependant, une autre explication induisant une surestimation de la valeur du champ magnétique élaborée dans les calculs théoriques peut être avancée pour expliquer la différence entre les courbes expérimentales et les résultats de dimen-

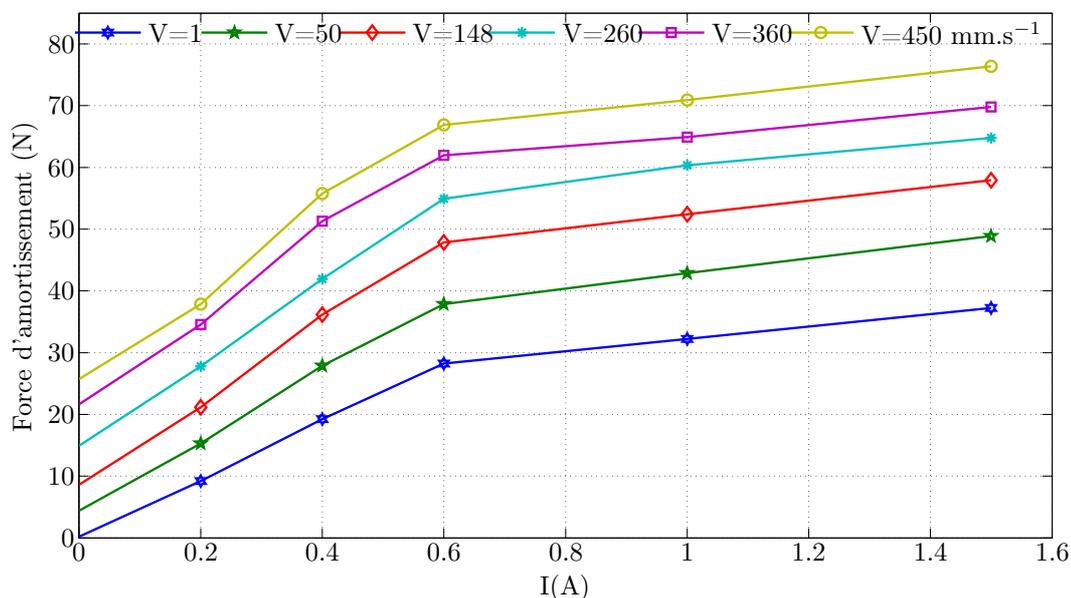


Figure 3.12 - Relevés expérimentaux de la force d'amortissement en fonction du courant pour des différentes valeurs de vitesse.

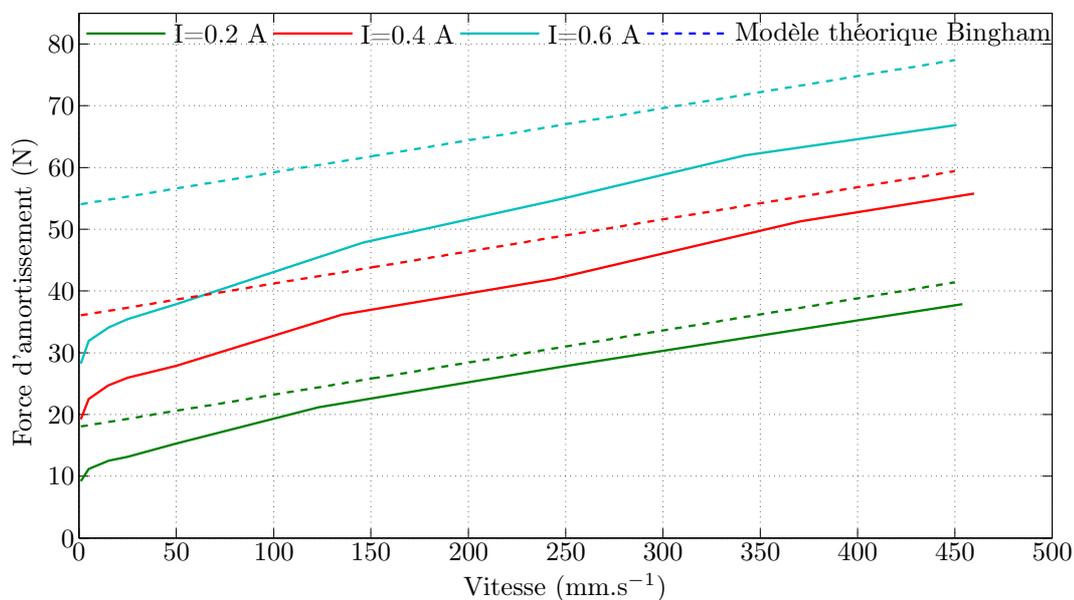


Figure 3.14 - Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats théoriques de dimensionnement de l'amortisseur. Cette comparaison est effectuée pour trois niveaux de courant 0.2, 0.4 et 0.6 A.

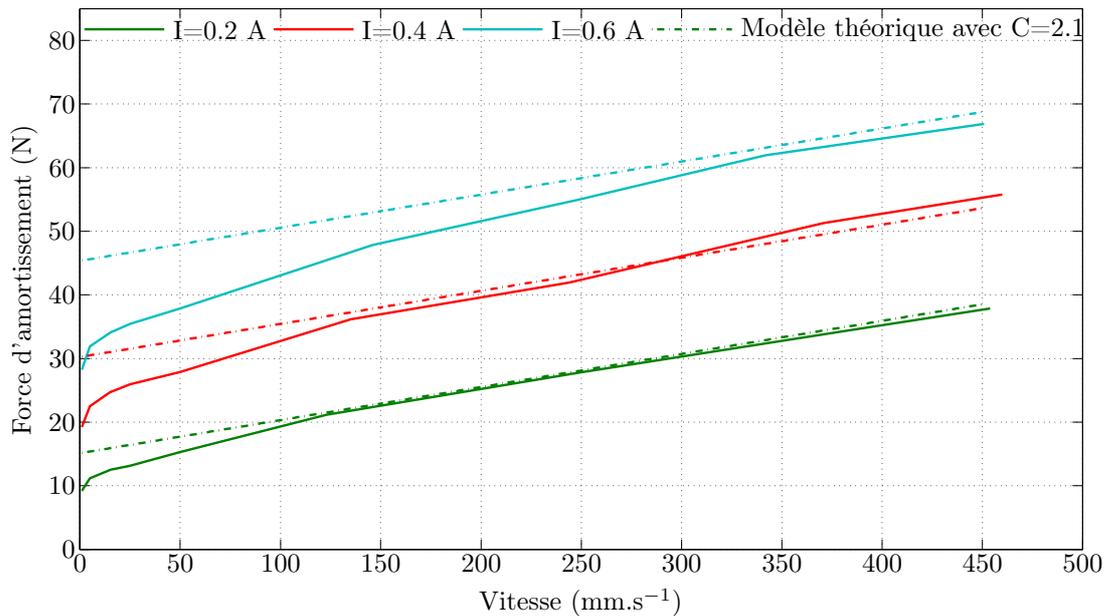


Figure 3.15 - Comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle théorique de la force MR. Ici la valeur attribuée au paramètre empirique C est de 2.1 au lieu de 2.5, d'où un meilleur accord des résultats théoriques et expérimentaux surtout à forte vitesse.

sionnement. Nous rappelons succinctement les hypothèses sur lesquelles sont basés les calculs de dimensionnement du circuit magnétique :

- le flux magnétique produit par la bobine est entièrement canalisé par le circuit et l'entrefer ;
- les champs sont uniformes sur toute section droite du circuit et dans le volume de l'entrefer ;
- dans l'entrefer, les champs sont constants et possèdent une direction perpendiculaire aux surfaces de ce dernier.

Pour pallier les limites du modèle analytique proposé dans la phase de dimensionnement, un calcul par éléments finis s'avère nécessaire. Le calcul magnétostatique a été réalisé avec le logiciel de calcul par éléments finis FEMM¹. Dans le code de simulation, nous avons implanté des courbes $B - H$ expérimentales pour les matériaux magnétiques. Celle du fluide est donnée par le fabricant [Lord 06], tandis que celle de l'acier XC48 utilisé dans la fabrication du circuit magnétique de l'amortisseur a été obtenue par caractérisation d'un échantillon torique. La figure 3.16 montre les courbes de caractérisation magnétique des deux matériaux en question. Ainsi, le modèle numérique permet de prendre en compte l'effet de la saturation magnétique ce qui n'est pas le cas du modèle analytique dans lequel nous avons considéré une perméabilité relative constante.

1. Finite Element Method Magnetics : <http://www.femm.info>

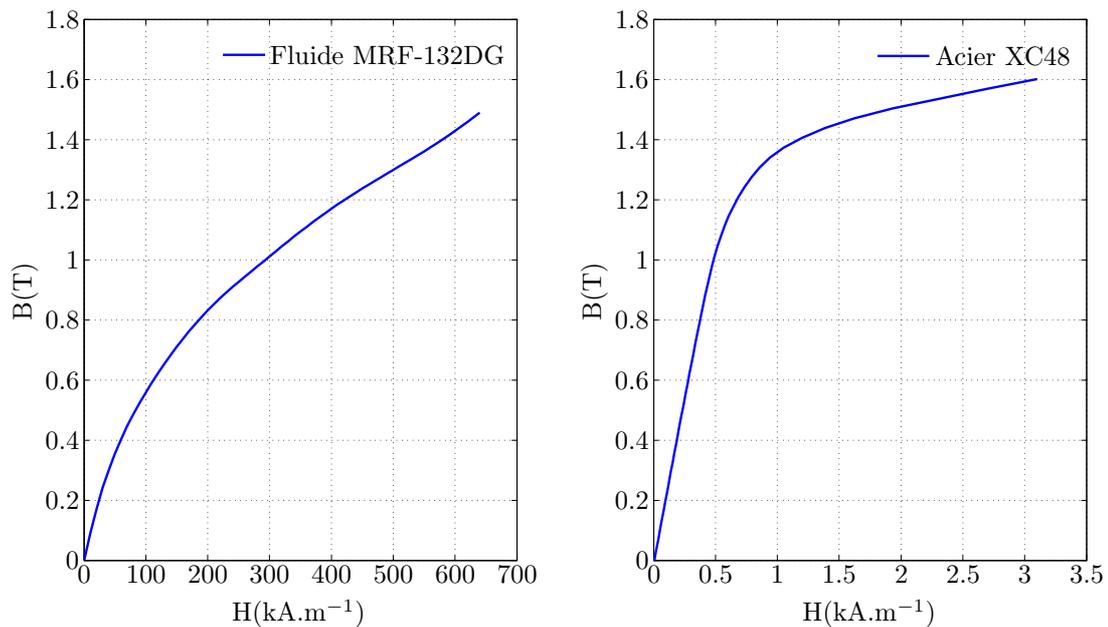


Figure 3.16 - Courbes des propriétés magnétiques du fluide MRF-132DG [Lord 06] (à gauche), et de l'acier XC48 utilisé dans la fabrication de l'amortisseur (à droite).

L'amortisseur est représenté par un dispositif axisymétrique avec une symétrie de révolution autour de l'axe du piston (Oz) comme l'illustre la figure 3.17. Pour le maillage 2D du modèle nous avons pris un maillage plus fin au niveau des parties intéressantes essentiellement au niveau de l'entrefer. Au total 7198 mailles triangulaires sont utilisées dans cette simulation.

Les résultats de simulations pour un courant de 0.6 A sont exposés sur la figure 3.18. Nous pouvons remarquer d'après la figure 3.18.a que les lignes de champ magnétique ne sont pas totalement perpendiculaires aux surfaces de l'entrefer. De plus, certaines lignes ne sont pas canalisées dans le circuit magnétique, des fuites dans l'air ou dans l'aluminium sont constatées. Ainsi en vertu de la conservation du flux magnétique dans le circuit, l'induction magnétique B est plus faible dans la zone active que nous considérons. Ceci peut expliquer en partie l'écart entre la force mesurée et celle calculée.

Afin d'avoir une évaluation de la force MR déduite d'après le modèle de simulation, nous allons tout d'abord calculer la valeur du champ magnétique au niveau de l'entrefer, le logiciel permet de récupérer des listes de valeurs du champ H en une zone donnée. Ensuite, connaissant l'expression de la force MR en fonction du champ magnétique, on déduit la valeur de cette force. Notons que pour plus de précision nous calculons le champ magnétique pour chaque entrefer séparément, ce qui permet d'obtenir une force MR pour chaque entrefer de hauteur $h = 1.5$ mm, puis en additionnant les deux, on remonte à la force MR totale de l'amortisseur. La figure 3.19 montre la répartition de ce champ sur chaque entrefer. On remarque une légère différence dans

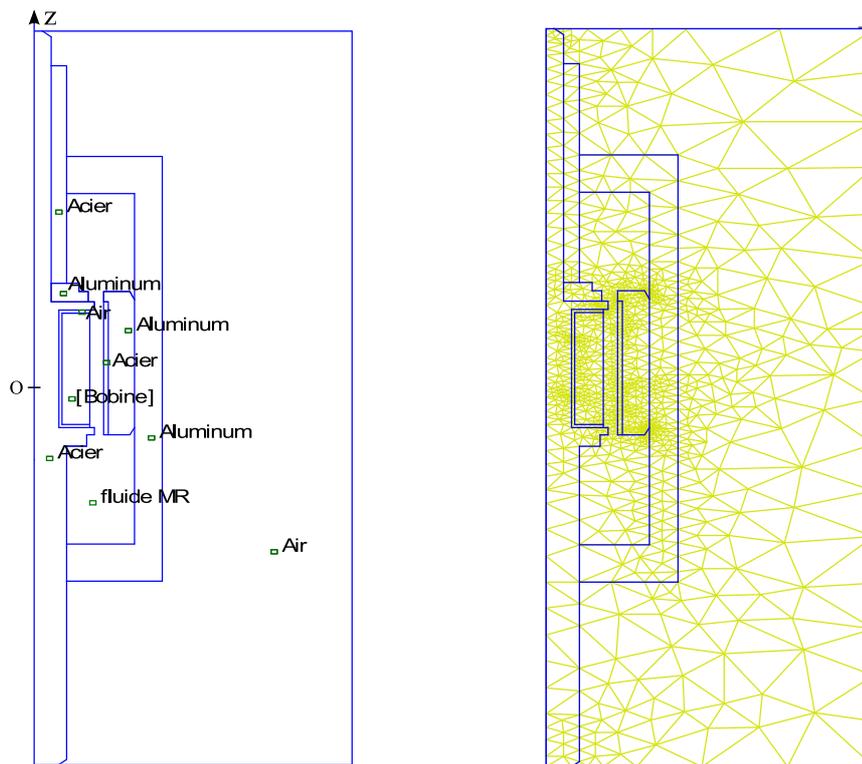


Figure 3.17 - Vue en coupe axisymétrique du modèle de l'amortisseur utilisé dans la simulation numérique (à droite). Maillage du modèle de l'amortisseur (à gauche).

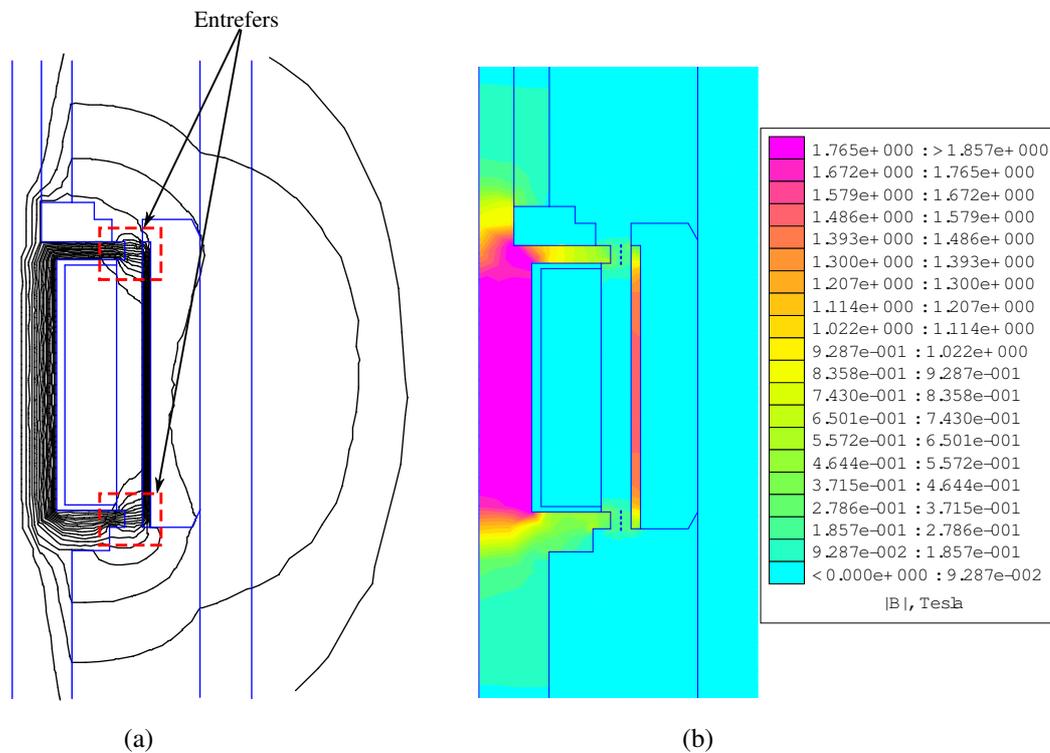


Figure 3.18 - (a) aperçu des lignes du champ H à l'intérieur du circuit magnétique de l'amortisseur MR. (b) en pointillés, on a représenté les chemins le long desquels on a relevé le champ H en vue du calcul de la force.

les valeurs du champ magnétique entre les deux entrefer. En effet, le circuit magnétique n'est pas parfaitement symétrique entre le haut et le bas du piston. La tige du haut contient un trou tout au long afin de passer le fil de la bobine tandis que la tige de bas n'en contient pas. Ce qui explique cette légère différence.

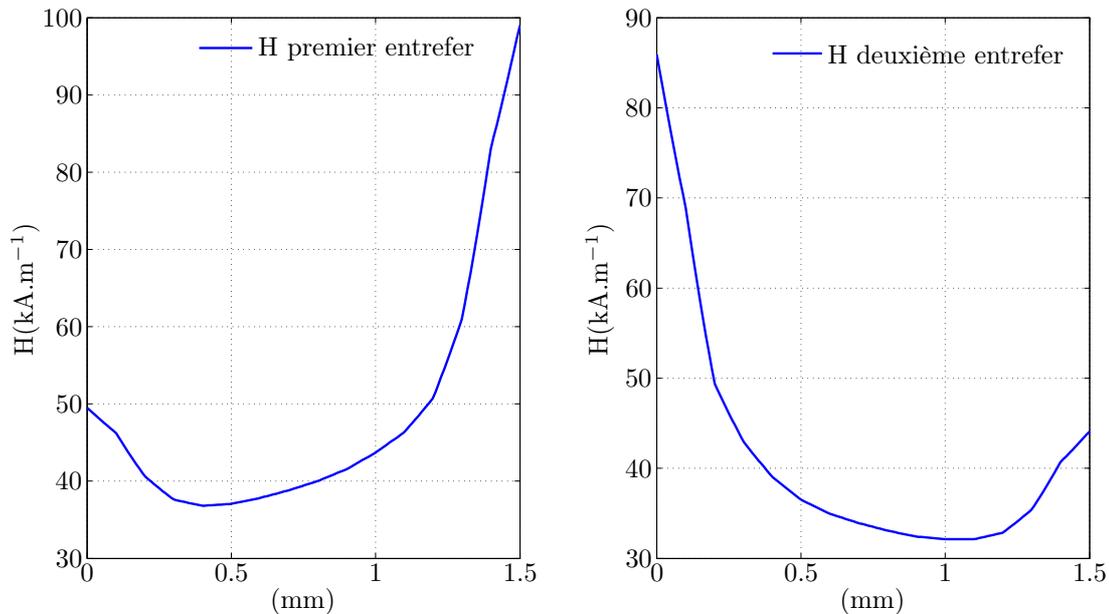


Figure 3.19 - Courbes de répartition du champ magnétique H sur les deux entrefers de l'amortisseur, le calcul numérique est effectué pour un courant de 0.6 A dans la bobine.

Comme le champ H n'est pas uniforme sur la totalité de l'entrefer nous prendrons la valeur moyenne que nous introduisons dans l'expression linéaire de la force calculée au chapitre 2 §2.3.5 :

$$F = c_{vis}V + c'_{MR}H\text{sgn}(V) \quad (3.13)$$

avec $c'_{MR} = \frac{2g c_{MR}}{n} = 5.408 \cdot 10^{-4} \text{ N.m.A}^{-1}$, avec g l'épaisseur de la valve et n nombre de spires (cf.chapitre 2 §2.3.5). On choisit un niveau de vitesse $V = 1 \text{ mm.s}^{-1}$ pour laquelle les effets MR seront prépondérants par rapport aux effets visqueux. Les simulations ont été exécutées pour des courants allant de 0 A à 1.5 A. La figure 3.20 présente les courbes des forces MR analytique, expérimentale et celle obtenue par simulation. Notons que la courbe analytique est limitée à $I = 0.6 \text{ A}$ ($H = 100 \text{ kA.m}^{-1}$) qui est le domaine de validité des hypothèses énoncées pour élaborer l'expression de la force MR. Pour la courbe expérimentale, l'évaluation de la force MR a été obtenue en retranchant de la force totale la composante correspondant à $I = 0 \text{ A}$.

Plusieurs constatations peuvent être tirées à partir de la figure 3.20 :

- La partie linéaire de la courbe expérimentale, située entre 0 et 0.6 A, peut être approxi-

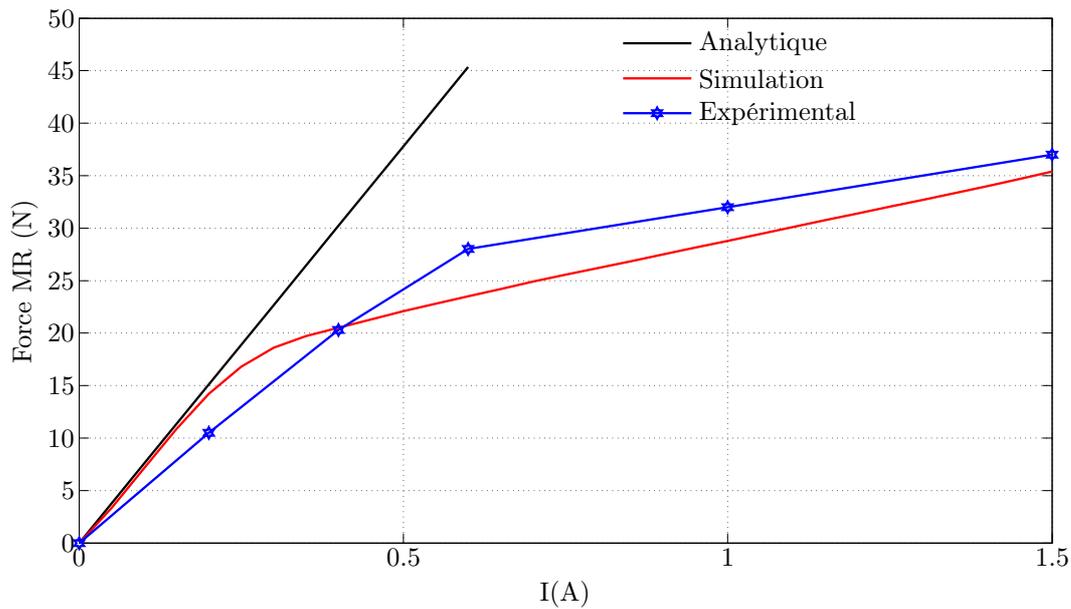


Figure 3.20 - Comparaison de la force MR expérimentale, numérique et théorique.

mée par la droite d'équation :

$$F_{MR} = 49I \quad (3.14)$$

la pente de cette courbe (49 N.A^{-1}) est inférieure à celle obtenue analytiquement (75 N.A^{-1}).

- Sur la totalité de l'intervalle des valeurs de I (0 à 1.5 A), la force peut être approximée par un polynôme d'ordre 3 :

$$F_{MR} = 71.6I - 52.6I^2 + 14.3I^3 \quad (3.15)$$

- Le fait de négliger la réductance du circuit magnétique implique que la force est moins élevée que celle prévue dans le calcul analytique qui ne prend pas en compte les pertes du champ dans le reste du circuit.
- Les simulations reflètent bien le phénomène de saturation.
- Le seuil de saturation prédit par les simulations ne correspond pas à l'expérimental. La force obtenue par simulation sature vers $I = 0.25 \text{ A}$, par conséquent elle reste inférieure à la force relevée expérimentalement. Cependant, pour des valeurs plus élevées de courant, on observe que les deux courbes se rejoignent asymptotiquement.
- Le seuil de linéarité prévu par le calcul analytique correspond bien au seuil expérimental. Le décalage entre la simulation numérique et l'expérimental peut provenir d'une température mal contrôlée et connue du fluide lors des expérimentations. En effet, la courbes $B - H$, du fabricant du fluide, insérée dans le modèle numérique est obtenue à une

température de 40° tandis que dans notre cas nous n'avons pas une mesure précise de la température du fluide.

1.7.5 Caractérisation de l'hystérésis magnétique de l'amortisseur

Dans le cas d'une suspension MR, il n'est pas possible de démagnétiser le circuit magnétique lorsque le contrôle est activé. Ceci pour des raisons de rapidité car la démagnétisation nécessite plusieurs secondes, un délai très long dans un système de temps réel. De plus en terme de consommation énergétique elle peut s'avérer très critique. Dès lors, un phénomène d'hystérésis apparaît dans le cycle d'évolution de la force en fonction du courant. Pour déterminer l'hystérésis magnétique de la force d'amortissement, l'amortisseur est alimenté avec plusieurs cycles de courant de I_{max} à $-I_{max}$ à vitesse constante. Après démagnétisation, on effectue des cycles en commençant par un courant négatif. Dans les deux cas, on observe une bonne répétabilité des mesures, les relevés de l'hystérésis de la force en fonction du courant sont obtenus pour une vitesse de $V = 15 \text{ mm.s}^{-1}$. La figure 3.21.a montre les résultats de caractérisation de l'hystérésis

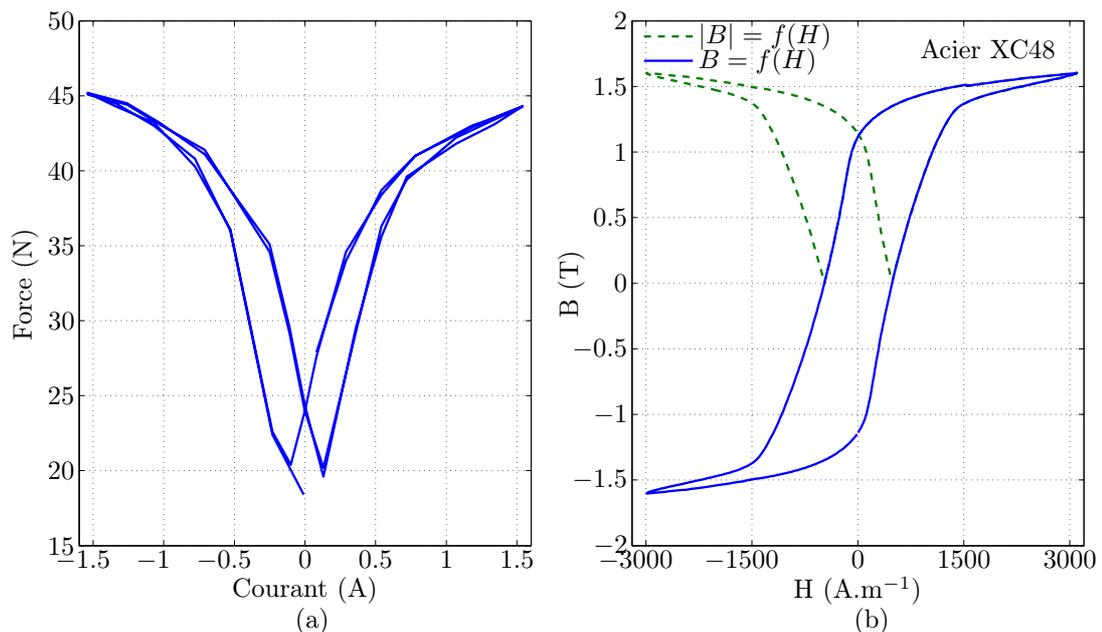


Figure 3.21 - (a) cycle d'hystérésis force-courant de l'amortisseur MR à vitesse constante. (b) relevé expérimental du cycle magnétique de l'acier XC48 obtenu à l'aide d'un banc de caractérisation industriel.

de la force d'amortissement en fonction du courant et la figure 3.21.b l'hystérésis magnétique de l'acier XC48 $B = f(H)$.

On regarde l'évolution de la force au cours de deux cycles, on note une répétabilité des mesures ainsi qu'une forte augmentation de la force à jusqu'à environ 0.6 A puis une évolution moins forte due à la saturation magnétique. De plus on remarque que cet effet d'hystérésis

est d'autant plus important que l'on se rapproche d'un courant nul. Par contre, par rapport à la figure 3.21.b qui caractérise l'hystérésis de l'acier XC48, le changement de signe du courant n'affecte pas celui de la force MR car celle-ci ne dépend pas du signe du courant mais uniquement du signe de la vitesse (force passive).

Cette hystérésis montre que pour la même valeur de courant, le contrôle peut avoir une influence différente selon le cycle d'hystérésis force-courant. Cette caractéristique doit être prise en considération dans l'évaluation de l'efficacité du contrôle et de sa répétabilité.

2 Caractérisation dynamique de l'amortisseur

Le véhicule est confronté à des perturbations provenant des imperfections de la chaussée, des routes accidentées, des coups de volant, etc. Ainsi, le châssis subit des accélérations longitudinales et latérales et la suspension s'étire et se contracte. A son tour l'amortisseur est soumis à des excitations mettant en jeu des mouvements à vitesses variables donc des mouvements accélérés.

La caractérisation du régime dynamique de l'amortisseur est réalisée sous excitations alternatives dont la fréquence varie entre 1 et 20 Hz et sous différentes valeurs de courant. La consigne pour le moteur linéaire est un profil sinusoïdal, l'asservissement en position et en vitesse du moteur permet d'imposer un mouvement le plus proche possible de la consigne sinusoïdale. Sur la base des résultats obtenus, une modélisation de type « Bouc-Wen modifié » sera proposée. Les paramètres de ce modèle feront l'objet d'une optimisation afin de traduire aussi fidèlement que possible le comportement de l'amortisseur MR.

Les étapes de caractérisation expérimentale consistent à mesurer et tracer les courbes force-position et force-vitesse pour différentes fréquences d'excitation et à plusieurs niveaux de courant électrique. Le modèle cinématique du banc est identique à ceux mis en place pour le régime statique. A un décalage près, le capteur de force permet de mesurer la force totale de l'amortisseur qui est la somme des frottements de joints et de la force hydraulique.

La figure 3.22 montre un exemple de profil de déplacement et de vitesse. Dans toute l'étude dynamique, l'amplitude du mouvement est égale à 10 mm, le piston de l'amortisseur effectue une course de ± 5 mm autour du centre du piston. La vitesse est obtenue par dérivation du signal position.

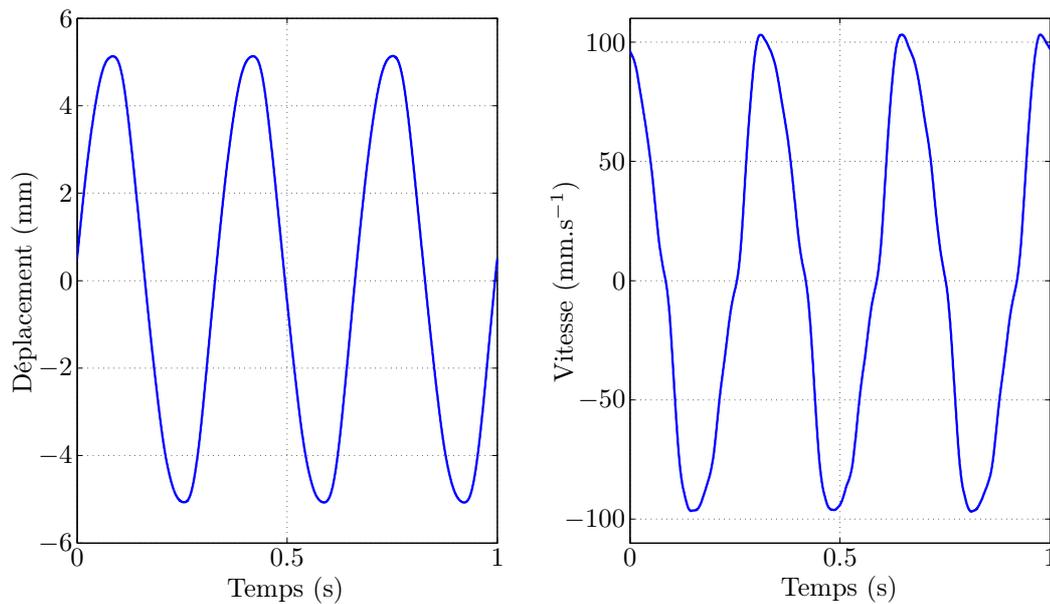


Figure 3.22 - Profil de mouvement alternatif d'amplitude ± 5 mm et de fréquence 3 Hz.

2.1 Résultats et interprétations

Pour réaliser ces essais, des niveaux de courant de 0, 0.2, 0.4, 0.6 et 1 A sont imposés. A chaque niveau de courant l'amortisseur subit des excitations sinusoïdales à des fréquences de 1, 3, 5, 10 et 20 Hz. Typiquement, la figure 3.23 montre un résultat typique de cette caractérisation dans laquelle on visualise un réseau de courbes force-position et force-vitesse, la fréquence d'excitation est de 3 Hz et l'amplitude ± 5 mm. On observe un comportement hystérétique de l'amortisseur avec des boucles d'hystérésis orientées selon le sens des aiguilles d'une montre. A courant nul la présence d'un comportement à force seuil est imputable aux frottements des joints (cf. 1.6) ainsi qu'au champ magnétique généré par l'aimant et les bobines du moteur linéaire qui induit un effet MR parasite.

On peut observer une dissymétrie sur l'hystérésis de la force dans les parties positives et négatives notamment sur les réseaux de courbes force-vitesse. C'est une dissymétrie dans la forme de l'hystérésis et non pas par rapport aux valeurs. L'explication qu'on peut avancer met en avant le fait que la puissance du moteur n'est pas suffisante pour imposer parfaitement le même profil de vitesse en montée et en descente. En effet, le système étant en position verticale le poids des parties mobiles conduit à une dissymétrie de la charge vue par le moteur entre la montée et la descente du piston.

On peut noter que l'augmentation du courant n'a pas d'influence sur l'allure de la force dans le sens où elle ne fait qu'augmenter l'effort nécessaire pour atteindre la force MR seuil

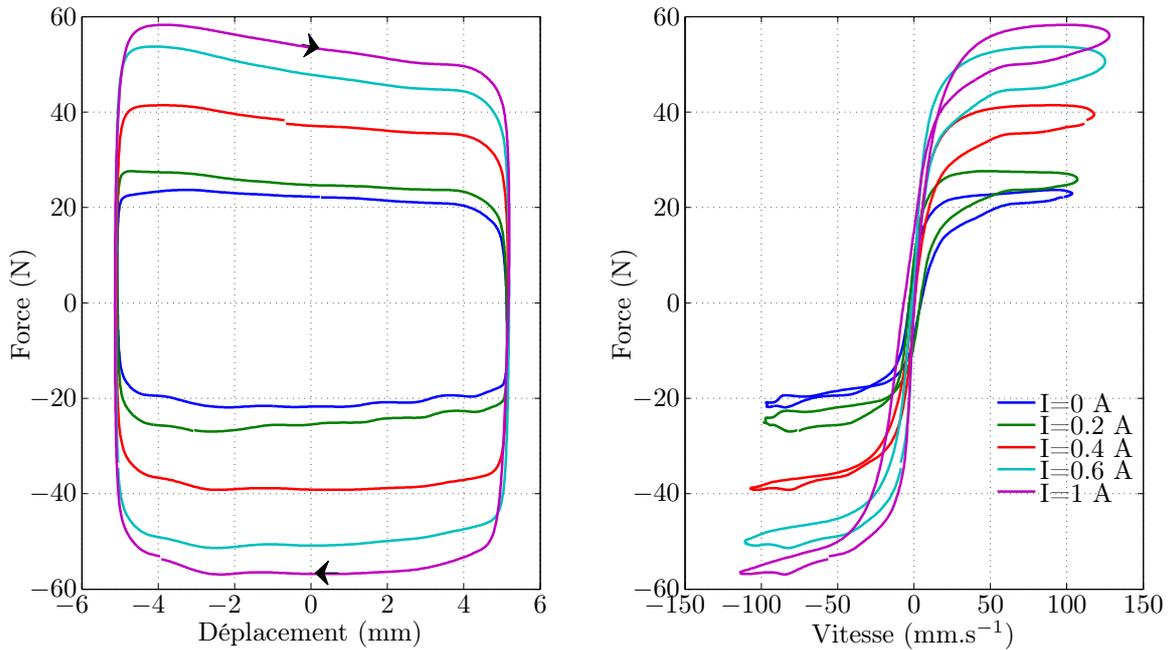


Figure 3.23 - Réseau de courbes force-déplacement (à gauche) et force-vitesse (à droite) pour une fréquence d'excitation de 3 Hz et des niveaux de courant constant 0, 0.2, 0.4, 0.6 et 1 A.

sans amplifier les phénomènes d'hystérésis. Cependant, pour mieux visualiser l'influence de la fréquence sur le comportement de l'amortisseur, la figure 3.24 et la figure 3.25 montrent une cartographie force-position et force-vitesse à courant constant (0.6 A) et pour plusieurs fréquences. Il est remarquable que la fréquence a une influence sur l'allure de la force. Avec l'augmentation de la fréquence le phénomène d'hystérésis prend de l'ampleur et le maximum de force d'amortissement augmente aussi. Au delà de 10 Hz le phénomène MR (force à seuil) devient moins visible (figure 3.25). Ce phénomène d'hystérésis peut être aussi attribué à l'inertie du fluide en mouvement à l'intérieur de l'amortisseur. Pour ces fréquences élevées, la dynamique et par conséquent l'inertie du fluide MR devient importante. On peut imaginer qu'au moment où la vitesse du piston change de signe, le fluide continue à s'écouler dans la valve sans changer de signe et ceci pendant un très bref temps. Ainsi, le capteur de force ne mesure pas un changement de signe dans l'effort d'où le déphasage et la grande hystérésis dans les courbes force-vitesse à hautes fréquences.

2.2 Modélisation en régime dynamique de l'amortisseur

Le travail présenté dans cette partie a été effectué dans le cadre du projet de fin d'études de Christophe Cros [Cros 10].

Dans cette partie notre travail traite de l'application d'un modèle Bouc-Wen modifié (cf.

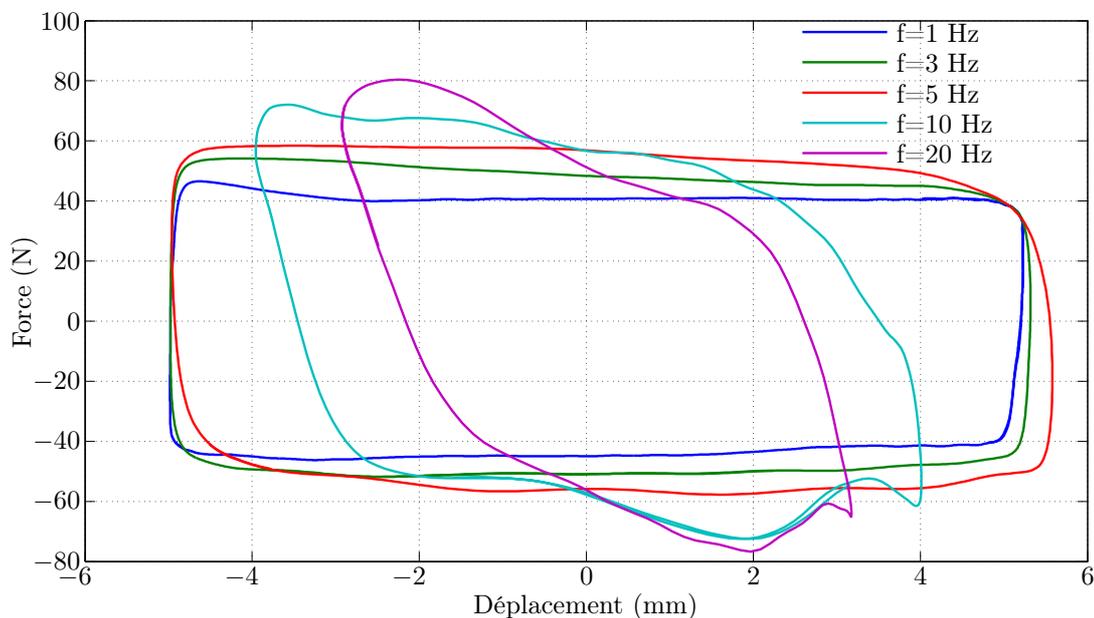


Figure 3.24 - Réseau de courbes force-position à courant constant égal à 0.6 A et fréquence variable entre 1 et 20 Hz. De même, on observe que l'hystérésis prend de l'ampleur lorsque la fréquence augmente.

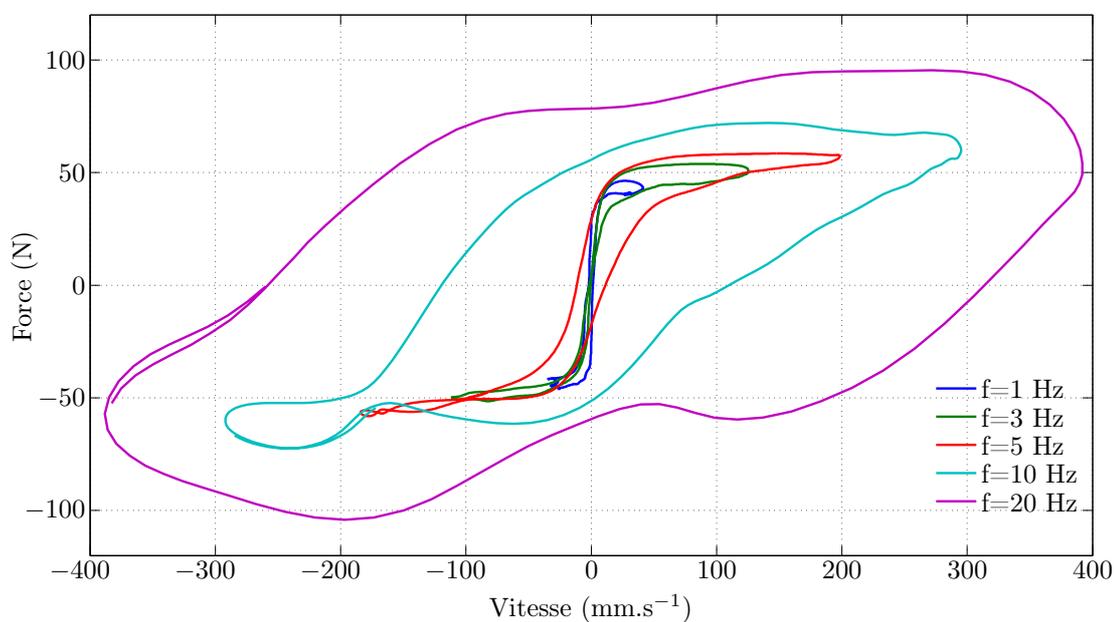


Figure 3.25 - Réseau de courbes force-vitesse à courant constant égal à 0.6 A et fréquence variable entre 1 et 20 Hz. On peut observer que l'hystérésis prend de l'ampleur lorsque la fréquence augmente.

chapitre 1 §2.5.4), car c'est celui qui a donné les meilleurs résultats [Spencer 97, Kotrane 06]. C'est un modèle à 9 paramètres dont la calibration permet de reproduire finement le comportement de l'amortisseur. Dans la formulation de ce modèle (voir figure 3.26), la force est définie par :

$$F = \alpha z + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + k_1(x - x_0) \quad (3.16)$$

avec $c_1\dot{y} = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y})$. La variation de la variable z est donnée par :

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z|^{m-1} z - \beta(\dot{x} - \dot{y}) |z|^m + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (3.17)$$

et celle de y par :

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} (\alpha z + c_0\dot{x} + k_0(x - y)) \quad (3.18)$$

D'après la définition de ce modèle, une fois les paramètres choisis, la connaissance de la variable

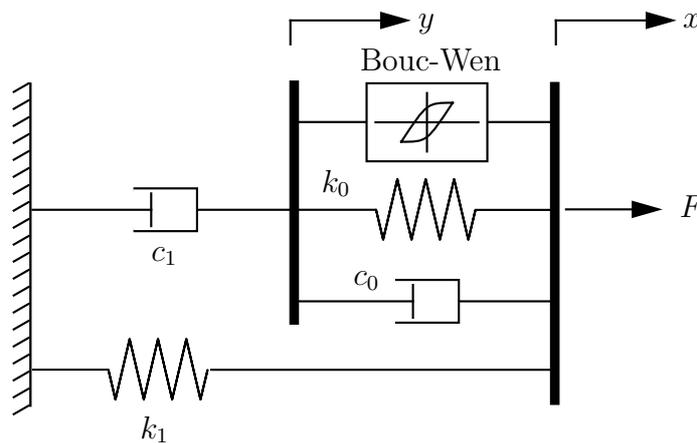


Figure 3.26 - Modèle de Bouc-wen modifié. Il s'agit d'ajouter à un modèle Bouc-Wen, un frottement visqueux en série et le tout monté en parallèle avec un ressort.

de déplacement x (et de sa dérivée) est suffisante pour le calcul de la force. Ainsi, la variable d'entrée est le déplacement x et la sortie est la force F .

Le but de cette étude est de trouver un modèle qui reproduit le plus fidèlement possible le comportement de l'amortisseur. Les résultats de modélisation de l'amortisseur sont comparés avec les résultats expérimentaux. Ainsi, pour effectuer cette comparaison, on injecte en entrée du modèle le déplacement de l'amortisseur mesuré expérimentalement par le LVDT. Il s'agit d'un signal échantillonné avec une fréquence de 2 kHz, ce qui amène à définir un modèle discrétisé dans la formulation mathématique du problème. Cette discrétisation permet d'adapter le modèle théorique à la fréquence d'échantillonnage des mesures réalisées sur le banc d'essai.

Soit x_n le signal échantillonné de déplacement et \dot{x}_n sa dérivée numérique, on fixe $x_0 = 0$.

Ainsi, le schéma discrétisé de type Euler explicite appliqué à cette problématique s'écrit :

$$\begin{aligned} y_{n+1} &= y_n + \dot{y}_n dt \\ z_{n+1} &= z_n + \dot{z}_n dt \end{aligned} \quad (3.19)$$

l'application de cette discrétisation à la problématique donne pour le modèle Bouc-Wen modifié :

$$\begin{aligned} \dot{y}_n &= \frac{1}{(c_0 + c_1)} (\alpha z_n + c_0 \dot{x}_n + k_0(x_n - y_n)) \\ \dot{z}_n &= -\gamma |\dot{x}_n - \dot{y}_n| |z_n|^{m-1} z_n - \beta (\dot{x}_n - \dot{y}_n) |z_n|^m + A(\dot{x}_n - \dot{y}_n) \end{aligned} \quad (3.20)$$

A l'instant $t_n = ndt$, si on connaît x_n , \dot{x}_n , y_n et z_n , on peut calculer les valeurs de \dot{y}_n et \dot{z}_n grâce au schéma d'Euler des valeurs de x_{n+1} , y_{n+1} et z_{n+1} . Ainsi, on obtient à tout instant t_n la force $F_n = c_1 \dot{y}_n + k_1 x_n$.

Notons que la programmation de ce modèle est réalisée sous MATLAB™.

2.2.1 Sensibilité des paramètres du modèle

L'objectif de cette partie est d'observer l'influence de chaque paramètre sur l'évolution de la force. Pour cela, nous implémentons le modèle discrétisé dans MATLAB™ en utilisant les paramètres donnés dans la littérature [Kotrane 06] : $\alpha = 963 \text{ N.cm}^{-1}$, $c_0 = 53 \text{ N.s.cm}^{-1}$, $k_0 = 14 \text{ N.cm}^{-1}$, $c_1 = 930 \text{ N.s.cm}^{-1}$, $k_1 = 5,4 \text{ N.cm}^{-1}$, $\beta = \gamma = 200 \text{ cm}^{-2}$, $m = 2$, $A = 207$. Ces paramètres, propres à une excitation sinusoïdale d'une fréquence de 2.5 Hz et une amplitude de 15 mm, serviront de base pour initialiser les calculs et on s'intéresse à l'évolution de la force d'amortissement lorsque les paramètres changent. .

Pour réaliser cette étude, toutes les courbes représentées dans ce paragraphe sont obtenues pour une entrée sinusoïdale de fréquence 1 Hz et d'amplitude 10 mm. Elles représentent la caractéristique $Force = f(v)$ du modèle de l'amortisseur. Pour chaque tracé, on observe l'influence de la variation d'un des paramètres, la courbe continue étant l'état initial, la courbe en trait discontinu étant le relevé pour le paramètre divisé par 2 et le tracé en pontillés pour le paramètre divisé par 20. Notons qu'il s'agit ici d'une étude qualitative de l'effet de chaque paramètre, pour cela les axes sont laissés sans échelle et unités. De plus, on choisit des raideurs des ressorts $k_0 = k_1$ et $\beta = \gamma$.

La figure 3.27.a montre l'influence du paramètre A qui agit sur l'amplitude de l'effort généré. Mais s'il ne semble pas influencer sur la pente de l'effort pour des vitesses élevées, il influe sur celle aux vitesses faibles. Ce paramètre est directement relié au courant, il représente l'influence de l'effet MR qui consiste à augmenter la force seuil.

La figure 3.27.b montre l'influence de α . Ce paramètre multiplie directement l'effort généré, il modifie donc l'amplitude sans influencer sur l'allure des courbes caractéristiques. Il n'est pas relié au courant mais plutôt aux dimensions géométriques de l'amortisseur.

La figure 3.27.c illustre l'influence des paramètres β et γ . Ces deux paramètres modifient l'amplitude inversement à leur sens de variation. Ils diminuent la surface de l'hystérésis en retardant le seuil de vitesse au-delà duquel l'amortisseur change de comportement. Ils prennent en compte l'influence des effets électromagnétiques surtout ceux liés à l'hystérésis magnétique.

Sur la figure 3.28.a on représente l'influence des raideurs k_0 ou k_1 . La valeur des raideurs est volontairement tenue pour faible. On applique des coefficients faibles car dans l'application à suivre on cherche à modéliser l'amortisseur seul, sans ressort associé car dans notre cas le système n'est pas équipé d'un accumulateur à gaz. Le rôle de ces coefficients sera donc plus faible que les autres. Qualitativement, ils agissent sur le seuil d'effort au-delà duquel l'amortisseur change de comportement, mais pas sur la vitesse à laquelle il change. On conserve la pente à faible vitesse, la seconde est légèrement modifiée. Si la raideur diminue, la seconde pente s'adoucit.

L'influence de c_0 est montrée sur la figure 3.28.b. Ce paramètre agit exclusivement sur la pente de l'effort à haute vitesse (une fois le seuil atteint). Il est lié aux effets visqueux passifs du fluide MR.

La figure 3.28.c représente l'influence de c_1 . L'amortissement c_1 agit sur la première pente, pour les faibles vitesses. L'hystérésis disparaît presque pour $c_1 = 24 \text{ N.s.cm}^{-1}$, le choix de ce paramètre devra donc être judicieux pour observer un phénomène en conformité avec les relevés expérimentaux.

La figure 3.29 montre l'influence de m . L'augmentation de la puissance implique une augmentation de l'effort et du seuil en vitesse avant le déclenchement du changement de comportement.

Cette étude est nécessaire pour la compréhension du rôle de chaque paramètre et pour leur identification. Elle met en évidence la nature de la force sur laquelle intervient chacun d'eux. On peut déduire que A , β et γ agissent sur les effets MR et magnétiques du fluide en modifiant la force seuil, la forme et l'ampleur de l'hystérésis. Les paramètres c_0 et c_1 sont reliés à la nature rhéologique du fluide, c'est-à-dire la viscosité intrinsèque, la nature de l'écoulement avant et après seuil. Les paramètres α et m prennent en compte les dimensions de l'amortisseur, k_0 et k_1 son élasticité.

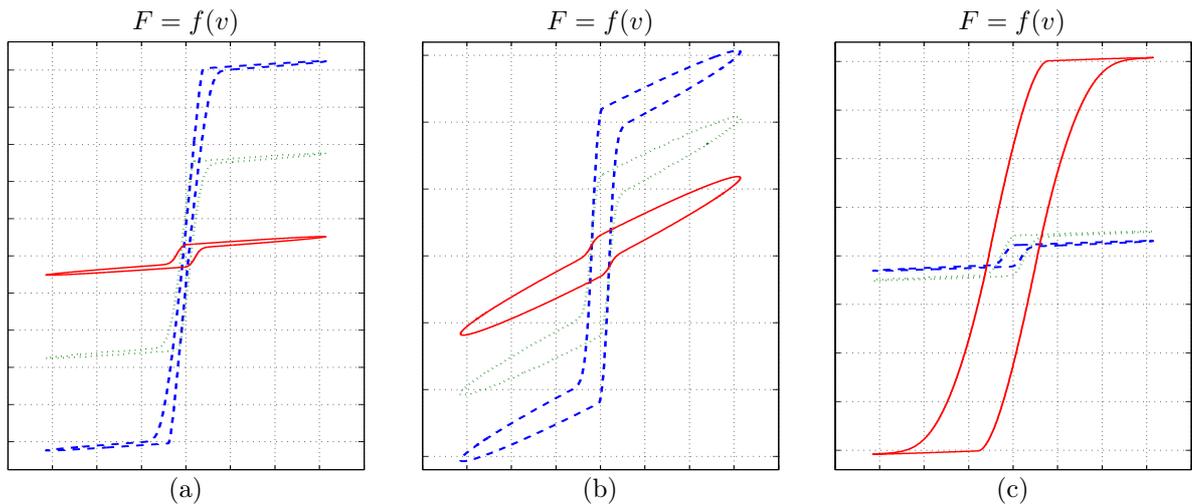


Figure 3.27 - (a) le paramètre A agit principalement sur l'amplitude de l'effort généré; (b) le paramètre α modifie l'amplitude sans influencer sur l'allure des courbes caractéristiques; (c) influence de β et γ , leur augmentation fait diminuer l'amplitude de la force ainsi que l'hystérésis.

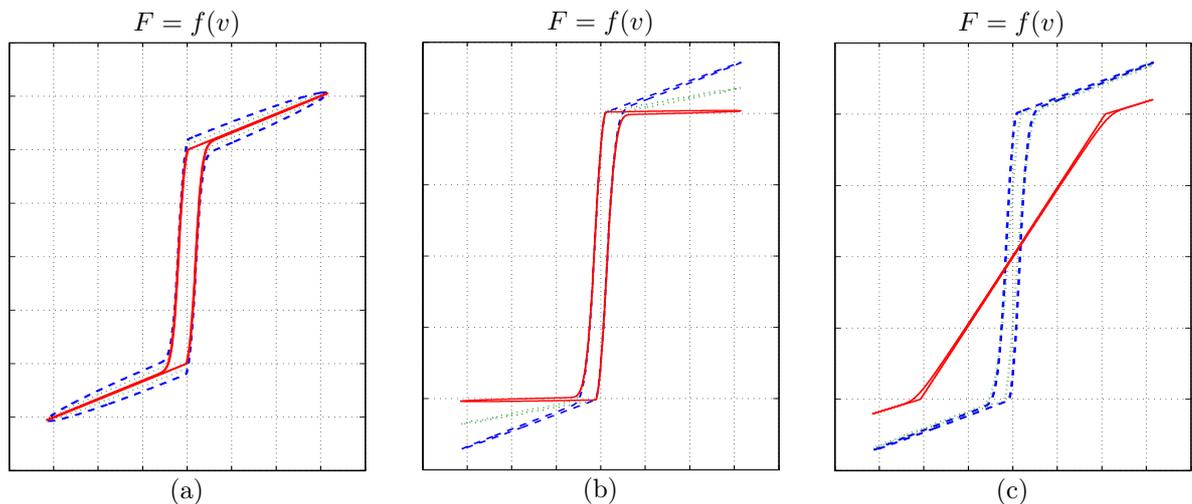


Figure 3.28 - (a) les paramètres k_0 ou k_1 agissent sur le seuil d'effort au-delà duquel l'amortisseur change de comportement; (b) le paramètre c_0 agit exclusivement sur la pente de l'effort à haute vitesse; (c) c_1 agit sur la première pente, pour les faibles vitesses.

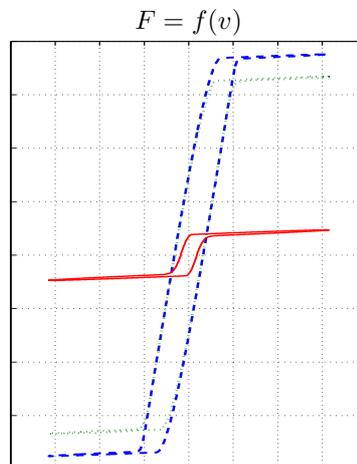


Figure 3.29 - La puissance m agit exclusivement sur le seuil en vitesse du déclenchement du changement comportemental. De plus, on a une amplitude de l'effort généré plus grande avec une puissance plus élevée.

2.2.2 Adaptation du modèle par rapport aux résultats expérimentaux

Dans un premier temps, on utilisera une méthode empirique pour adapter les paramètres de manière à faire correspondre les courbes théoriques et expérimentales. On applique en entrée du modèle la position réelle relevée grâce au capteur de position LVDT sur le banc expérimental. La figure 3.30.a illustre une comparaison entre les modèles théoriques de Bouc-Wen modifié et les résultats expérimentaux. Sur cette figure les paramètres sont adaptés manuellement de façon de « coller » le mieux possible aux résultats expérimentaux. On s'aperçoit que des irrégularités et des dissymétries dans la forme apparaissent sur la courbe théorique, alors qu'elles n'existaient pas dans les courbes théoriques précédentes où les entrées du modèle étaient des sinusoïdes parfaites. Ce qui, par extension, vérifie bien l'hypothèse selon laquelle la totalité de la dissymétrie entre la phase montée et descente des figures de caractérisation expérimentale est imputable à la commande en position du moteur linéaire.

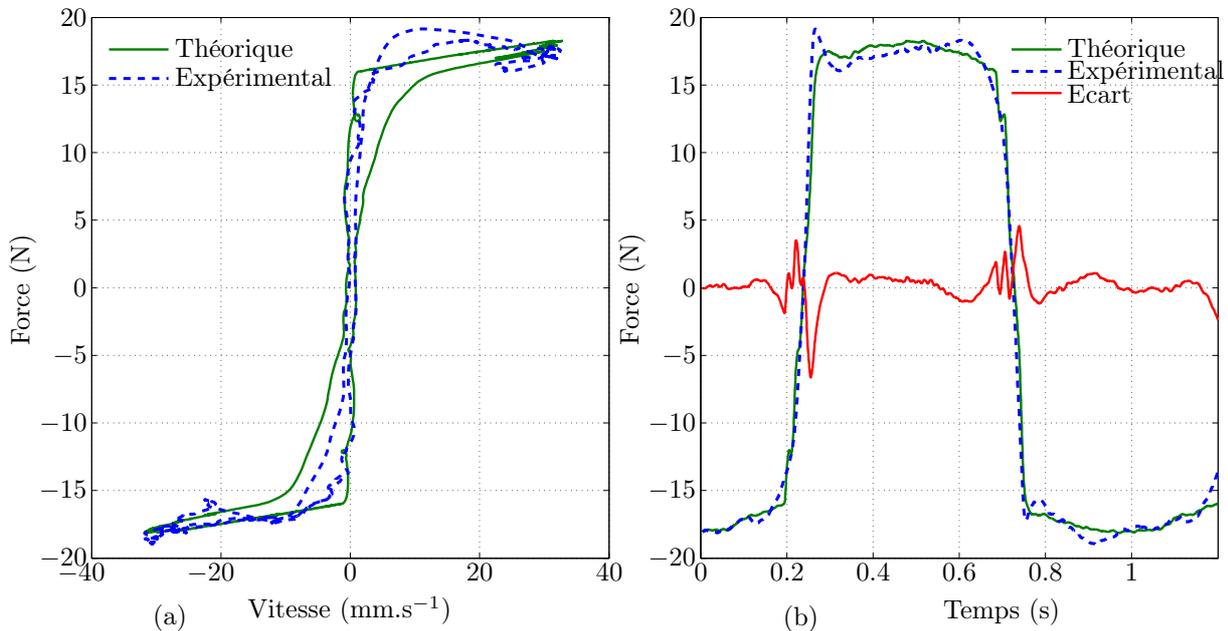


Figure 3.30 - (a) comparaison entre les courbes force-vitesse issues du modèle Bouc-Wen modifié et des résultats de caractérisation expérimentale pour une fréquence de 1 Hz et un courant nul. (b) identification de l'écart entre le modèle théorique et l'expérience.

gularités et des dissymétries dans la forme apparaissent sur la courbe théorique, alors qu'elles n'existaient pas dans les courbes théoriques précédentes où les entrées du modèle étaient des sinusoïdes parfaites. Ce qui, par extension, vérifie bien l'hypothèse selon laquelle la totalité de la dissymétrie entre la phase montée et descente des figures de caractérisation expérimentale est imputable à la commande en position du moteur linéaire.

Pour quantifier l'écart entre les mesures et la sortie du modèle, on s'intéresse à la différence de force. Cet écart est montré sur la figure 3.30.b où l'on observe des pics autour du changement du sens de sollicitation. Ainsi, on constate que les pics d'écarts sont situés aux abords des brusques variations de l'effort. Cela traduit une réactivité du modèle un peu trop faible.

2.2.3 Optimisation des paramètres du modèle : cas d'un courant fixé

L'optimisation des paramètres du modèle est basée sur la minimisation de l'écart relatif exprimé en %. Ce qui permet de rapprocher le modèle des résultats de caractérisation expérimentale. On définit cette erreur par l'expression suivante :

$$E = 100 \cdot \sqrt{\sum_i \frac{(F_{th,i} - F_{exp,i})^2}{F_{exp,i}^2}} \quad (3.21)$$

F_{th} étant la force calculée par le modèle et F_{exp} celle mesurée. La valeur optimale d'un paramètre est celle qui minimise l'erreur E de l'équation 3.21, pour une entrée x_n profil sinusoïdale de position x_n de l'amortisseur décrit par sa fréquence et son amplitude. Notons que d'après le §2.1, il apparaît clairement que les courbes à 10 et 16 Hz n'ont plus la forme décrite par les lois viscoplastiques seules. D'autres phénomènes semblent intervenir. Pour cette raison l'étude va se focaliser sur les résultats à basse fréquence, 1, 3 et 5 Hz. La procédure d'optimisation consiste à débloquent à chaque étape un paramètre. Au final, on obtient les valeurs des paramètres du modèle qui minimise l'écart, donc qui reproduit le mieux le comportement expérimental de l'amortisseur. La fonction utilisée est la fonction *fminsearch* de MATLAB™. Cette fonction utilise un algorithme d'optimisation basé sur la méthode de Nelder-Mead [Nelder 65]. C'est une méthode numérique qui minimise une fonction dans un espace à plusieurs dimensions.

Les paramètres du modèle étudié sont au nombre de 9 (dont 2 égaux). La puissance m étant très influente sur l'amplitude de l'effort généré, et ne travaillant que pour des efforts faibles (banc à échelle réduite), on fixe ce paramètre à son minimum, soit 1 vu que m est un entier naturel. Il reste alors 7 paramètres sur lesquels on peut lancer une optimisation. Une première optimisation avec un paramètre libre permet de diminuer légèrement l'erreur. Et ainsi de suite avec plus de paramètres libres. Cependant, on constate qu'au-delà de 5, les paramètres ne sont plus physiques. Les minima pour la fonction d'erreur conduisent à des valeurs négatives assignées aux coefficients tels que les raideurs ou les amortissements. Le résultat de l'optimisation est probant mais l'interprétation physique dont est issu le modèle n'a plus de sens. A titre d'exemple, sur le tableau 3.2 on présente les résultats d'optimisation pour $f = 1$ Hz et $I = 0$ A. On note l'apparition de coefficients négatifs au-delà de la 5^{ème} ligne de calcul. A chaque ligne, on débloquent un coefficient pour l'optimisation. On s'aperçoit que l'erreur E ne diminue pratiquement plus pour plus de 5 coefficients libres.

2.2.4 Optimisation des paramètres du modèle : cas d'un courant non nul

Dans cette partie on introduit l'influence du courant électrique dans la modélisation de l'amortisseur. L'objectif étant de lier les paramètres du modèle à l'intensité, une des propositions

A	α	β et γ	c_0	c_1	k_0	k_1	m	$E(\%)$
134.73	150.00	680	0.1	400	0.6	0.1	1	8.78
132.02	153.08	680	0.1	400	0.6	0.1	1	8.78
177.30	85.18	505.80	0.1	400	0.6	0.1	1	6.45
172.8429	86.8655	509.3871	1.0970	400	0.6	0.1	1	6.4269
109.1424	109.3941	388.6128	0.8678	189.4787	0.6	0.1	1	5.9602
110.8966	107.5822	390.1238	0.8937	190.2185	-0.8472	0.1	1	5.9530
248.5710	42.1308	343.9292	0.9124	202.2852	5.0905	-3.9900	1	5.8901

Tableau 3.2 - Relevés de coefficients lors d'essais d'optimisation pour $f=1$ Hz et $I=0$ A.

possibles consiste à appliquer une loi affine sur I à ces paramètres. Cette loi ne présente qu'un seul paramètre (le coefficient du premier ordre) puisque le coefficient constant est fixé comme la valeur optimisée pour $I = 0$, issu de l'étude précédente. Le cycle d'optimisation employé à présent utilise comme critère d'arrêt le minimum stable global de la moyenne des erreurs aux courbes expérimentales à 0, 0.2, 0.4 et 0.6 A. Les graphes de la figure 3.31 représentent

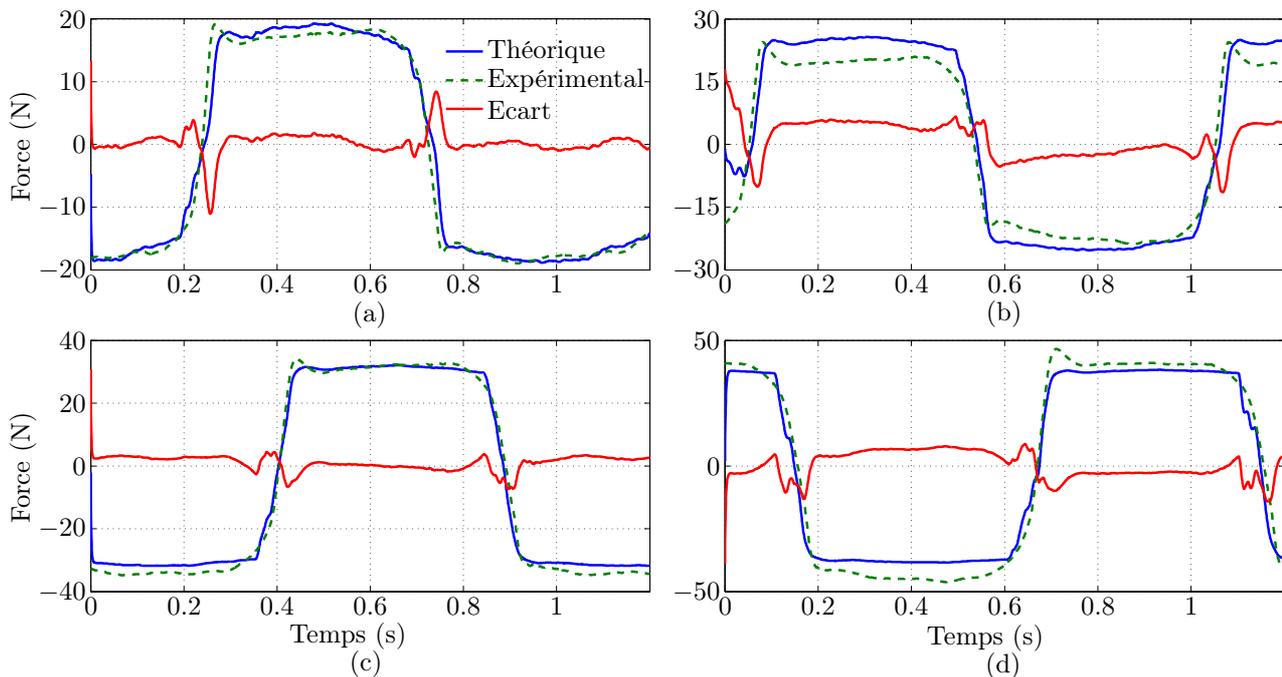


Figure 3.31 - Identification de l'écart entre le modèle théorique et l'expérience pour différents niveaux de courant : (a) 0 A, (b) 0.2 A, (c) 0.4 A et (d) 0.6 A.

la force expérimentale et celle théorique obtenue pour une optimisation sur 5 paramètres et 4 intensités de courant différentes 0, 0.2, 0.4, 0.6 A. Les erreurs respectives sont de 11.60, 25.87, 16.93 et 23.22% pour une erreur moyenne de 19.4%. Les paramètres optimisés pour 1Hz sont

les suivants :

$$\begin{aligned}
 A &= 148.13 + 34.99I \\
 \alpha &= 23.85 + 25.90I \\
 k_1 &= 1.70 + 29.59I \\
 c_0 &= 1.62 + 9.57I \\
 c_1 &= 67.54 + 15.87I
 \end{aligned}
 \tag{3.22}$$

On procède de même pour les fréquences de 3 et 5 Hz. Mais il s'avère que les coefficients ne sont plus comparables et que l'erreur n'est plus du même ordre de grandeur comme le montre l'exemple pour $f = 3$ Hz, dans ce cas les paramètres optimisés sont :

$$\begin{aligned}
 A &= 148.13 + 0.54I \\
 \alpha &= 23.85 + 1.21I \\
 k_1 &= 1.70 - 0.21I \\
 c_0 &= 1.62 + 2.80I \\
 c_1 &= 67.54 + 0.74I
 \end{aligned}
 \tag{3.23}$$

et les erreurs sont de 43.45, 39.29, 37.11 et 32.98% pour une erreur moyenne de 38.21%.

3 Conclusion partielle

La caractérisation expérimentale à vitesse constante de l'amortisseur indique la présence d'un double comportement. Pour les faibles vitesses jusqu'à 120 mm.s^{-1} , on observe une croissance plus rapide de la force par rapport à celle pour des vitesses plus élevées. Cette double pente n'est pas prise en compte par le modèle de Bingham qui reste néanmoins un modèle permettant de prédire les effets MR et visqueux de manière satisfaisante.

La caractérisation dynamique met en évidence le comportement hystérétique de l'amortisseur. Les cycles d'hystérésis ont été observés dans les deux plans force-vitesse et force courant. Concernant la modélisation dynamique, on peut noter que le modèle théorique de Bouc-Wen modifié reproduit bien le comportement expérimental de l'amortisseur. Cependant, quelques limitations sont apparues. D'abord les limites de la modélisation à haute fréquences car elle semble ne pas prendre en compte certains phénomènes (forte hystérésis) probablement dus au fait que l'on travaille en dynamique avec des vitesses d'excitation importantes. Ceci tend à faire croire à une amélioration du modèle par adjonction de termes inertiels par exemple. De

plus, le modèle étudié ici convient pour un profil d'excitation bien déterminé en fréquence et en amplitude. C'est un modèle mathématique dont on attribue à chaque paramètre une interprétation physique. Ceci permet de retranscrire pour différents courants la force de l'amortisseur. Cependant, si l'on veut faire du contrôle pour des excitations variables et aléatoires, ce modèle n'est plus adapté. Il faut donc trouver un modèle à partir des phénomènes physiques mis en jeu dans la dynamique de l'amortisseur. Ainsi, la modélisation dynamique des amortisseur MR reste un problème ouvert.

COMMANDE D'UNE SUSPENSION MR À ÉCHELLE RÉDUITE

Sommaire

1	Etude du mouvement d'une suspension à un degré de liberté . . .	104
1.1	Rappel théorique sur les systèmes oscillants	104
1.2	Suspension soumise à une force périodique permanente	109
2	Caractérisation et modélisation de la suspension MR	113
2.1	Choix des paramètres de la suspension MR à échelle réduite	114
2.2	Caractérisation expérimentale de la suspension MR	114
2.3	Représentation énergétique macroscopique (REM) de la suspension MR	117
2.4	Identification du modèle de simulation	119
3	Commande d'une suspension semi-active MR	121
3.1	Objectifs du contrôle des suspensions en automobile	121
3.2	Etat de l'art sur le contrôle semi-actif	122
3.3	Matériels et moyens utilisés	127
3.4	Schéma du contrôle automatisé	128
3.5	Application d'un contrôle Sky-hook	129
3.6	Application d'un contrôle Sky-hook modifié	132
3.7	Contrôle par inversion du modèle REM	134
3.8	Etudes comparatives	138
4	Conclusion partielle	145

Ce chapitre est consacré à l'application et au développement de lois de contrôle pour les suspensions semi-actives à base de fluides MR. Nous présentons un rappel sur la théorie oscillatoire ainsi qu'un bref état de l'art sur les commandes appliquées dans la littérature. La mise en œuvre et le test de lois de contrôle sur une suspension MR à échelle réduite sont montrées. La comparaison du point de vue performance et consommation électrique entre les différentes lois ainsi que la comparaison entre les résultats expérimentaux et de simulations sont aussi présentées.

1 Etude du mouvement d'une suspension à un degré de liberté

L'étude effectuée dans cette partie ainsi que dans l'ensemble de ce chapitre repose sur le modèle de quart de véhicule simplifié (cf. 1 §1.5.1). Dans ce modèle, la masse suspendue qui représente le quart de la masse de la caisse du véhicule est montée sur une suspension composée d'un ressort en parallèle avec un amortisseur. On suppose que les excitations auxquelles est soumis le modèle correspondent au mouvement du moyeu de la roue suite aux perturbations provenant de la route. Par conséquent, la suspension est ramenée à un système oscillant à un seul degré de liberté qui est celui de la masse suspendue dont on cherche à étudier le mouvement. Les phénomènes liés au comportement des suspensions telles que la résonance seront détaillés. Sur la base de cette étude, les paramètres de la suspension MR à échelle réduite seront choisis.

1.1 Rappel théorique sur les systèmes oscillants

Le premier cas de figure consiste à étudier la suspension seule soumise uniquement à son poids. Nous étudions le mouvement de la masse suspendue et l'évolution temporelle de son amplitude suite à une excitation donnée. L'axe du mouvement est l'axe des altitudes z orienté positivement vers le haut.

Initialement le système ressort-amortisseur est libre sans aucune charge et la longueur du ressort est l_0 . Après l'ajout de la masse m , le système va se comprimer jusqu'à atteindre un équilibre statique. La longueur du ressort devient alors l_1 (voir figure 4.1). Les forces appliquées à la masse m sont son propre poids et la force exercée par le ressort qui contrebalance le poids, la force d'amortissement est nulle car la vitesse est nulle. D'après la deuxième loi de Newton

nous pouvons écrire :

$$\begin{aligned}\vec{F}_r + \vec{P} &= \vec{0} \\ k(l_0 - l_1) - mg &= 0 \\ k(l_0 - l_1) &= mg\end{aligned}\quad (4.1)$$

g étant l'accélération de la pesanteur et k la raideur du ressort..

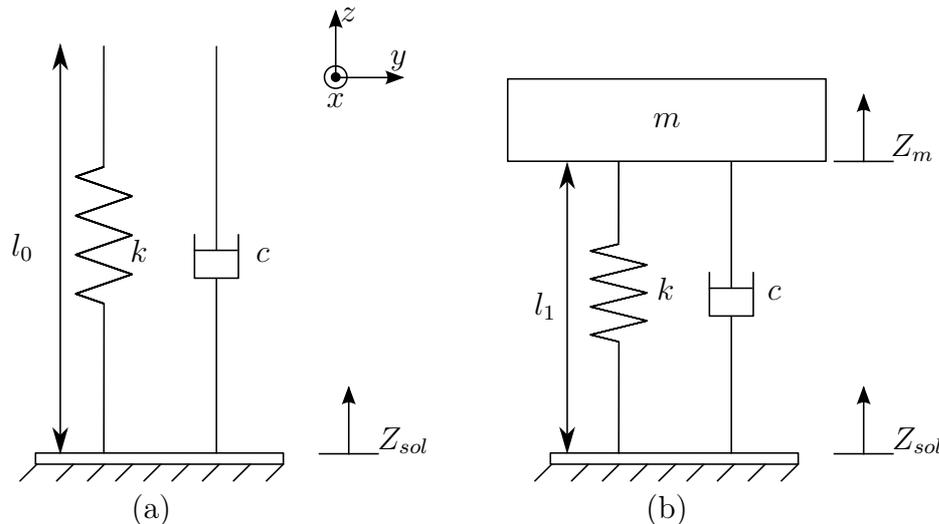


Figure 4.1 - (a) le système ressort-amortisseur à vide de hauteur initiale l_0 et (b) le système masse-ressort-amortisseur de hauteur l_1

Afin d'étudier le mouvement oscillatoire du système, on le comprime légèrement puis à $t = 0$ on le lâche (voir figure 4.2) ; par suite le système commence à osciller. Ici, il n'y a pas d'excitations provenant du sol, le déplacement, la vitesse et l'accélération du sol sont donc nuls. Dans le bilan des forces appliquées à la masse m on a maintenant trois forces :

- une force conservative proportionnelle au déplacement relatif de la masse, c'est la force de rappel du ressort :

$$F_r = -k\Delta z \quad (4.2)$$

où Δz est l'élongation totale du ressort due au déplacement relatif z_m de la masse m par rapport à sa position d'équilibre. $\Delta z = z_m - (l_0 - l_1)$ et peut être positive ou négative. A l'équilibre on a $z_m = 0$.

- une force dissipative opposée au mouvement de la masse qui est la force d'amortissement donnée par :

$$F_a = -c\Delta\dot{z} = -c\dot{z}_m \quad (4.3)$$

- le poids de la masse m :

$$P = -mg \quad (4.4)$$

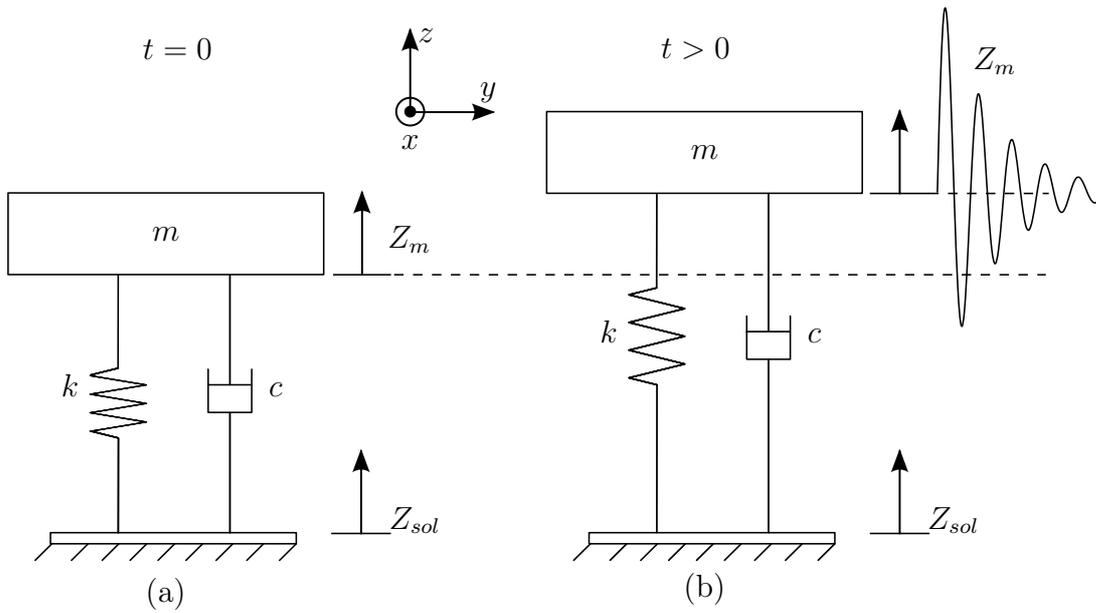


Figure 4.2 - Illustration de la réponse du système suite à une excitation donnée : à $t=0$ le système est légèrement comprimé puis relâché à $t>0$

L'application de la deuxième loi de Newton permet d'écrire la relation :

$$-mg - k[z_m - (l_0 - l_1)] - c\dot{z}_m = m\ddot{z}_m \quad (4.5)$$

qui d'après l'équation 4.1 se réduit à :

$$m\ddot{z}_m + c\dot{z}_m + kz_m = 0 \quad (4.6)$$

en posant $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ la pulsation propre ou de résonance du système et $2\delta = \frac{c}{m}$, l'équation 4.6 se réécrit :

$$\ddot{z}_m + 2\delta\dot{z}_m + \omega_0^2 z_m = 0 \quad (4.7)$$

C'est une équation différentielle linéaire du second ordre à coefficients constants, pour laquelle on recherche des solutions de la forme :

$$z_m = e^{rt} \quad (4.8)$$

En remplaçant dans l'équation canonique 4.7, on obtient l'équation caractéristique :

$$r^2 + 2\delta r + \omega_0^2 = 0 \quad (4.9)$$

Les solutions de cette équation algébrique dépendent du signe du discriminant réduit Δ' :

$$\Delta' = \delta^2 - \omega_0^2 \quad (4.10)$$

Cas où le discriminant est négatif : régime oscillant (pseudo-périodique)

Quand le discriminant réduit est négatif, ω_0^2 est supérieur à δ^2 . Comme ω_0 est, de par sa définition même, liée à la raideur k du ressort, et δ au coefficient d'amortissement de la force visqueuse, alors, dans cette situation, la force de rappel conservative domine la force visqueuse dissipative.

Dans un tel cas de discriminant négatif, la solution de l'équation algébrique 4.9 comporte deux racines r complexes conjuguées l'une de l'autre. Ces racines valent :

$$r_{\pm} = -\delta \pm i\sqrt{(\omega_0^2 - \delta^2)} \quad (4.11)$$

en posant $\omega_p = \sqrt{(\omega_0^2 - \delta^2)}$:

$$r_{\pm} = -\delta \pm i\omega_p \quad (4.12)$$

En reportant dans l'équation 4.9, la solution générale de l'équation différentielle 4.7 est une combinaison linéaire des deux solutions particulières (en raison du caractère linéaire de cette équation différentielle). On trouve :

$$z_m(t) = e^{-\delta t}(Ae^{i\omega_p t} + Be^{-i\omega_p t}) \quad (4.13)$$

ou bien encore :

$$z_m(t) = Ce^{-\delta t} \cos(\omega_p t + \varphi) \quad (4.14)$$

les constantes d'intégration peuvent être déterminées à partir des conditions initiales du lancement du mouvement qui sont dans ce cas : $z_m(t=0) = 0$ et $\dot{z}_m = 0$. On trouve :

$$C = \frac{z_0}{\cos\varphi} \quad (4.15)$$

$$\varphi = \arctan\left(-\frac{\delta}{\omega_p}\right) \quad (4.16)$$

Sur la figure 4.3.a nous représentons le tracé de l'évolution temporelle de l'amplitude de la masse régie par l'équation 4.14. L'amplitude des oscillations diminue exponentiellement avec le temps, avec une constante de temps $\tau = \frac{1}{\delta}$. Cette décroissance des oscillations est entièrement due aux forces dissipatives par l'intermédiaire du coefficient d'amortissement visqueux c .

Puisque l'amplitude diminue avec le temps, le phénomène n'est plus périodique au sens strict du terme. Ainsi, on parle de mouvement pseudo-périodique, caractérisé par une pseudo-période $T = \frac{2\pi}{\omega_p}$, avec ω_p la pseudo-pulsation définie précédemment.

Le facteur de qualité Q qui mesure la prééminence des forces conservatives sur les forces dissipatives est donné par :

$$Q = \pi \frac{\tau}{T} = \frac{\omega}{2\delta} \quad (4.17)$$

Cas où le discriminant est nul : régime critique

Ici l'équation caractéristique 4.9 admet donc une racine double $r_{\pm} = -\delta$. Une solution particulière de l'équation 4.7 est :

$$z_m(t) = e^{rt} \quad (4.18)$$

On applique ensuite la méthode générale, c'est à dire qu'on pose $z_m(t) = e^{rt}g(t)$ qu'on remplace dans l'équation 4.7. Ce qui nous permet d'obtenir la solution générale suivante :

$$z_m(t) = (A + Bt)e^{-\delta t} \quad (4.19)$$

Aussi, les constantes d'intégration A et B peuvent être déterminées à partir des conditions initiales. Ce cas est connu comme le régime critique. La figure 4.3.b illustre un fonctionnement en régime critique.

Cas où le discriminant est positif : régime apériodique

Le discriminant réduit $\Delta' = \delta^2 - \omega_0^2$ est positif, ce qui signifie que $\delta^2 > \omega_0^2$. Dans cette situation, la force visqueuse dissipative domine la force de rappel conservative. Les effets oscillatoires du mouvement sont de second ordre. En suivant la même démarche que précédemment pour le calcul des racines de l'équation caractéristique, on trouve :

$$r_{\pm} = -\delta \pm \sqrt{(\delta^2 - \omega_0^2)} \quad (4.20)$$

Ce sont deux racines réelles strictement négatives. La solution générale de l'équation différentielle 4.7 est :

$$z_m(t) = Ae^{r_+t} + Be^{r_-t} \quad (4.21)$$

Les constantes d'intégration A et B peuvent être calculées à partir des conditions initiales. Chacune de ces exponentielles a un exposant réel négatif, chacune est donc monotone. Il n'y a ainsi pas d'oscillation, ce qui est normal dans ce système où dominent les forces dissipatives. Le fonctionnement est connu comme le régime apériodique (voir figure 4.3.c).

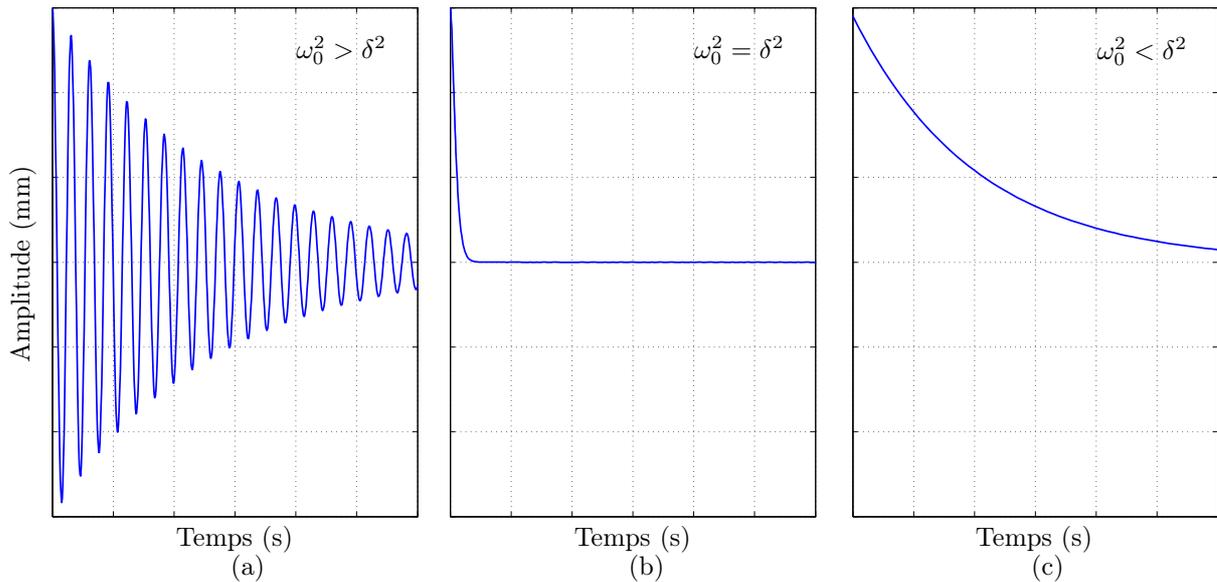


Figure 4.3 - Illustration de la réponse d'une suspension : (a) régime pseudo-périodique où la force de rappel du ressort domine la force dissipative de l'amortisseur, (b) régime critique le système revient très vite dans sa position d'équilibre, (c) régime apériodique qui correspond à un amortissement fort, la suspension n'effectue aucune oscillation et revient lentement à son état d'équilibre.

En conclusion de cette étude, nous déduisons que les régimes critique et apériodique assurent le retour à l'équilibre le plus rapide des systèmes susceptibles d'osciller. Ils sont à préconiser quand on cherche un retour rapide à l'équilibre. Ainsi, la suspension des véhicules automobiles doit fonctionner au voisinage de ces régimes. Le choix des paramètres de la suspension doit assurer un fonctionnement dans ces deux régimes.

1.2 Suspension soumise à une force périodique permanente

Dans la réalité, la suspension est soumise à des perturbations et excitations provenant de la route et qui représentent les irrégularités de la chaussée. Ces perturbations se décomposent comme une somme de sinusoïdes de différentes fréquences. Ainsi Une excitation sinusoïdale permet de comprendre le comportement de la suspension. On supposera donc que la route présente des ondulations de profil sinusoïdal comme le montre la figure 4.4. Ici les forces d'amortissement et du ressort ne dépendent plus de la position absolue de la masse mais plutôt du déplacement relatif entre la masse et la roue supposée solidaire de la route. La position de la roue sera notée z_r et l'équation du mouvement de la masse devient dans ce cas :

$$m\ddot{z}_m + c(\dot{z}_m - \dot{z}_r) + k(z_m - z_r) = 0 \quad (4.22)$$

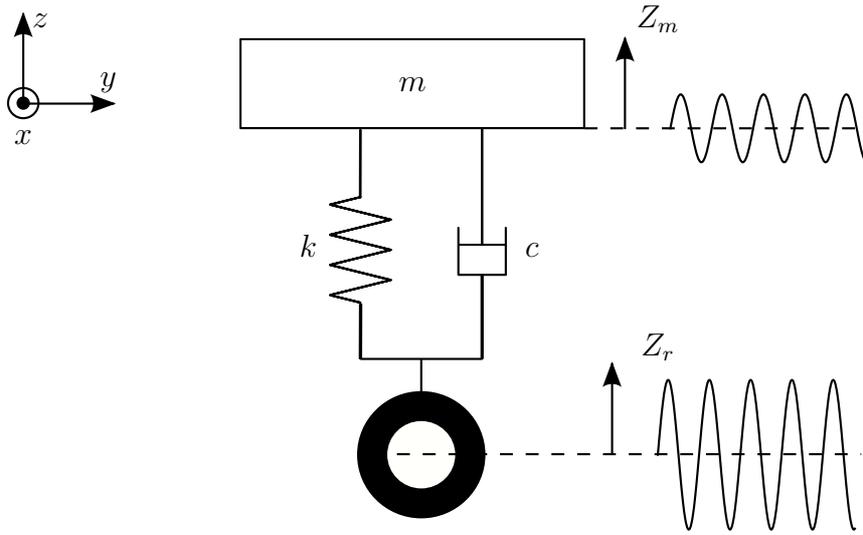


Figure 4.4 - Suspension soumise à un profil sinusoïdal.

que nous pouvons écrire :

$$m\ddot{z}_m + c\dot{z}_m + kz_m = c\dot{z}_r + kz_r \quad (4.23)$$

La position de la roue est donnée par :

$$z_r = Z_r \sin(\omega t) \quad (4.24)$$

ω étant la pulsation du mouvement de la roue et Z_r son amplitude. En remplaçant z_r par son expression, on obtient :

$$m\ddot{z}_m + c\dot{z}_m + kz_m = \omega c Z_r \cos(\omega t) + k Z_r \sin(\omega t) \quad (4.25)$$

La solution de cette équation différentielle du second ordre est égale à la somme de la solution de l'équation sans second membre (ou solution homogène) z_{mH} et d'une solution particulière de l'équation avec second membre z_{mP} . D'après le paragraphe précédent la solution de l'équation sans second membre contient dans tous les cas le terme exponentiel $e^{-\delta t}$. Après un temps t supérieur à $\frac{3}{\delta}$ ou $\frac{4}{\delta}$, le terme $e^{-\delta t}$ devient très petit et la solution homogène est alors pratiquement nulle. Il ne subsistera que la solution particulière de l'équation avec second membre. A la fin du régime transitoire commence l'intervalle de temps pour lequel la solution homogène est quasi-nulle et pour lequel la solution $z_m \simeq z_{mP}$; ce régime est appelé régime permanent ou stationnaire.

On démontre aisément qu'une solution particulière qui vérifie l'équation 4.43 peut être :

$$z_m(t) = Z_m \cos(\omega t + \Phi) \quad (4.26)$$

avec Z_m l'amplitude et Φ un déphasage. Pour résoudre l'équation 4.43 et déterminer l'amplitude du mouvement de la masse, on applique la méthode de la représentation complexe :

$$\begin{cases} z_m(t) = \mathcal{Z}_m e^{j\omega t} \text{ avec } \mathcal{Z}_m = Z_m e^{j\Phi} \\ z_r(t) = \mathcal{Z}_r e^{j\omega t} \end{cases} \quad (4.27)$$

L'équation différentielle se transforme en une simple équation algébrique en fonction de l'amplitude complexe \mathcal{Z}_m :

$$\mathcal{Z}_m(2j\delta\omega + \omega_0^2 - \omega^2) = \mathcal{Z}_r(\omega_0^2 + 2j\delta\omega) \quad (4.28)$$

dont la solution est :

$$\mathcal{Z}_m = \mathcal{Z}_r \frac{\omega_0^2 + 2j\delta\omega}{\omega_0^2 - \omega^2 + 2j\delta\omega} \quad (4.29)$$

D'où l'on tire l'amplitude Z_m et la phase Φ :

$$Z_m = Z_r \frac{\sqrt{\omega_0^4 + 4\delta^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}} \quad (4.30)$$

$$\Phi = -\arctan \frac{2\delta\omega}{\omega_0^2 - \omega^2} \quad (4.31)$$

La fonction de transfert qui mesure le rapport entre l'amplitude d'entrée et de la sortie de la suspension est donnée par :

$$H(\omega) = \frac{|z_m|}{|z_r|} = \frac{\sqrt{\omega_0^4 + 4\delta^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}} \quad (4.32)$$

Pour un δ donné, le maximum de la fonction de transfert est obtenu pour la valeur de ω qui annule $\frac{dH}{d\omega}$. Cette pulsation correspond à la pulsation de résonance ω_r en régime périodique permanent (contrairement à ω_0 qui est celle du système non amorti), elle vaut $\omega_r = \sqrt{\omega_0^2 - 2\delta^2}$ et elle n'existe que si $\omega_0^2 > 2\delta^2$. L'étude des variations de l'amplitude et de la phase en fonction de la pulsation de l'excitation ω permet de tracer les courbes de résonance en amplitude comme le montre la figure 4.5. Sur cette figure on visualise le rapport entre l'amplitude du mouvement de la masse suspendue et celle du mouvement de la roue. A mesure que la raideur du ressort augmente, l'amplitude du mouvement devient de plus en plus grande et le maximum d'amplitude a lieu pour $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - 2\delta^2}$, dans ce cas on atteint la résonance du système.

Afin d'évaluer l'influence de l'amortissement sur la réponse de la suspension suite à une excitation, on introduit le taux d'amortissement $\xi = \frac{\delta}{\omega_0}$ dans l'expression de la fonction de

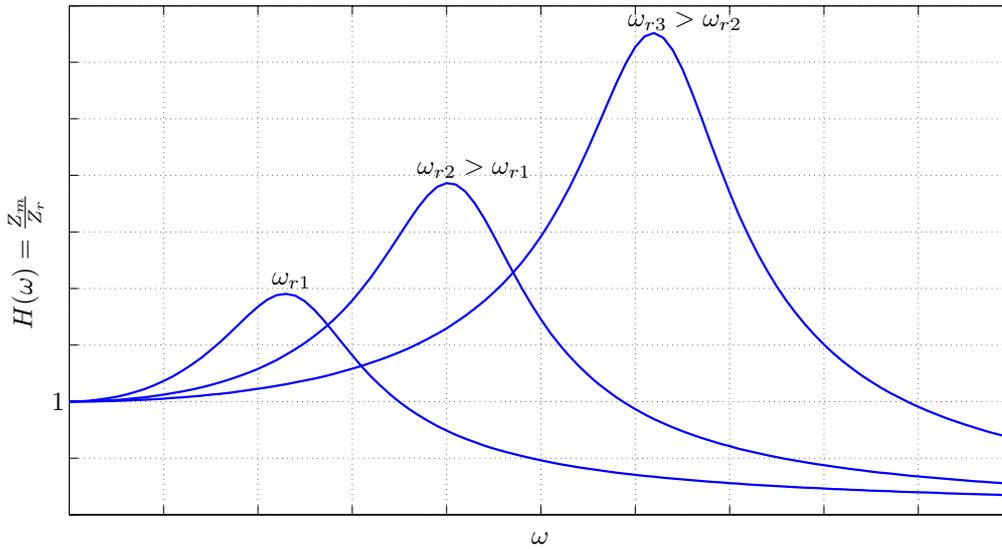


Figure 4.5 - Variation de l'amplitude des oscillations de la masse d'une suspension en fonction de la pulsation et pour des valeurs croissantes de raideur du ressort.

transfert, qui s'écrit alors :

$$H(\omega) = \frac{\sqrt{\omega_0^4 + 4\xi^2\omega_0^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\xi^2\omega_0^2\omega^2}} \quad (4.33)$$

La figure 4.6 montre l'évolution de l'amplitude de la masse suspendue pour des cas correspondant à des taux d'amortissement différents. Sur cette figure on voit qu'à mesure que le coefficient d'amortissement augmente (donc le taux d'amortissement), l'amplitude du mouvement, à la résonance, devient de moins en moins grande. Ce qui est normal vu que les forces visqueuses de freinage deviennent plus importantes. En se plaçant à la résonance $\omega = \omega_r$, d'après l'équation 4.33, on note que pour un amortissement très élevé, c'est-à-dire lorsque ξ tend vers l'infini, $H(\omega_r)$ tend vers 1. Donc dans ce cas, l'augmentation de l'amortissement permet de réduire l'amplitude de la masse suspendue jusqu'à une limite qui correspond à l'amplitude du mouvement excitateur.

Enfin, la figure 4.7 représente la variation de la phase Φ en fonction de la pulsation d'excitation. On note que pour la valeur de $\omega_r = \omega$ l'amplitude Z_m de la masse est en retard de $\frac{\pi}{2}$ par rapport à celle de la roue.

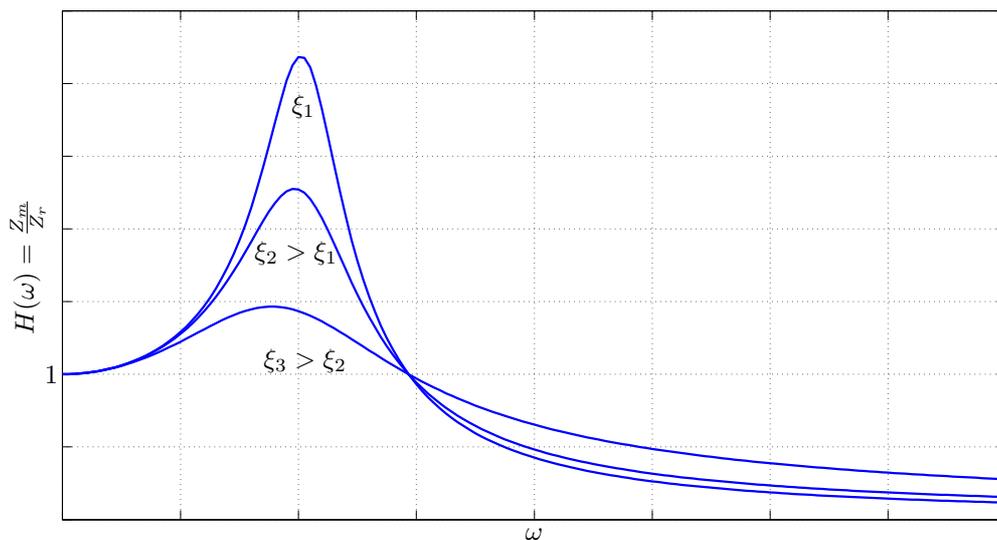


Figure 4.6 - Variation de l'amplitude des oscillations de la masse en fonction du taux d'amortissement.

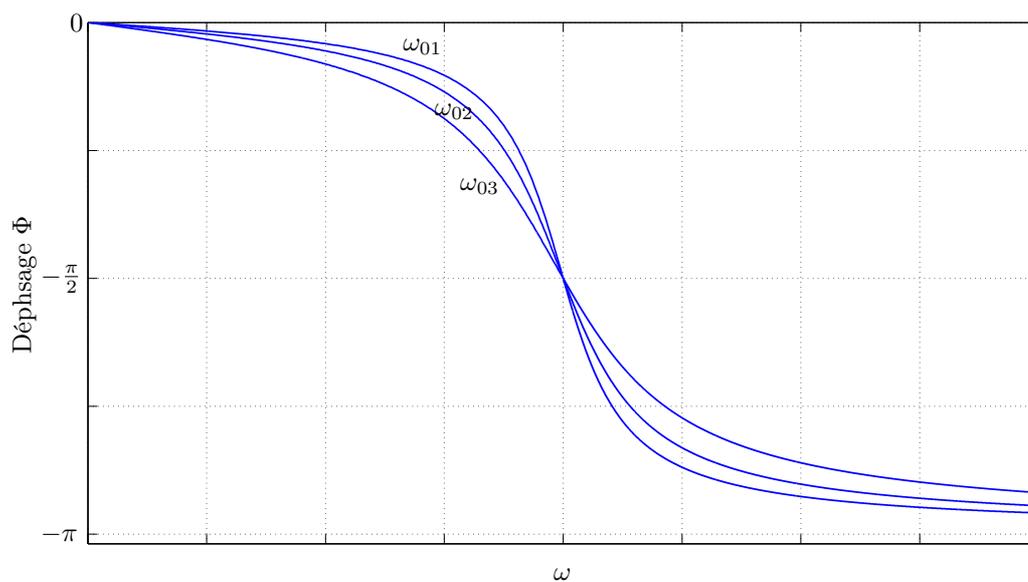


Figure 4.7 - Variation de la phase de l'élongation de la masse en fonction de la pulsation ω .

2 Caractérisation et modélisation de la suspension MR

Sur la base de l'étude réalisée dans la section précédente, le choix des paramètres de la suspension MR à échelle réduite sera fait. Ces paramètres sont la raideur k du ressort et la masse suspendue m . Une étude expérimentale sur le comportement de la suspension sera proposée.

Cette étude aura pour but de montrer le rôle de la suspension et l'influence de l'effet MR sur la diminution et le filtrage des oscillations. Une modélisation sous forme de représentation énergétique macroscopique de l'ensemble de la suspension sera établie. Ensuite, se basant sur cette représentation, nous proposerons un modèle numérique de la suspension. Dans ce qui suit, la suspension MR désigne le système masse-ressort-amortisseur à échelle réduite monté sur le banc de test.

2.1 Choix des paramètres de la suspension MR à échelle réduite

Les paramètres de la suspension que nous cherchons à étudier sont la masse suspendue m , la raideur du ressort k et le coefficient de viscosité de l'amortisseur c . Ce dernier a été déterminé durant la conception et le choix des dimensions de l'amortisseur MR. La caractérisation expérimentale de l'amortisseur à courant nul donne $c_{visc} = c = 55 \text{ N.s.m}^{-1}$. D'après l'étude de la suspension soumise à une excitation périodique, nous avons vu que l'amplitude et la pulsation de résonance changent en fonction de la pulsation propre $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ du système, or d'après le paragraphe §1.1 du premier chapitre, nous savons que les fréquences les plus néfastes en suspension automobile sont celles situées dans la gamme de 4 à 8 Hz. Sachant que $\omega = 2\pi f$ où f est la fréquence, nous choisissons une pulsation ω_0 pour laquelle la résonance est atteinte pour une fréquence f_0 comprise dans le même intervalle 4 à 8 Hz. Ce choix permet d'amplifier les phénomènes d'oscillations et par conséquent de bien visualiser l'action de l'amortisseur MR sur la suspension surtout lors des perturbations mettant en jeu des fréquences pour lesquelles l'on cherche à minimiser les effets. Le contrôle sera testé pour cette fréquence de résonance. On admet que si le contrôle est efficace à la résonance, alors il le sera pour toute autre fréquence pour laquelle les perturbations ont moins d'influence.

Un ressort de raideur $k = 6027 \text{ N.m}^{-1}$ et une masse $m = 3.6 \text{ kg}$ sont choisis. Dans ce cas la fréquence de résonance du système est égale à :

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 6.5 \text{ Hz} \quad (4.34)$$

Pour cette suspension, la figure 4.8 représente l'amplitude théorique du mouvement de la masse suspendue soumise à une excitation sinusoïdale pour des fréquences allant de 0 à 20 Hz.

2.2 Caractérisation expérimentale de la suspension MR

On considère la suspension montée sur le banc de test en tenant compte des valeurs expérimentales des coefficients de viscosité et de raideur mais aussi la présence de la force MR et les frottements de joints. L'excitation sinusoïdale est produite par le moteur linéaire. Ainsi, comme

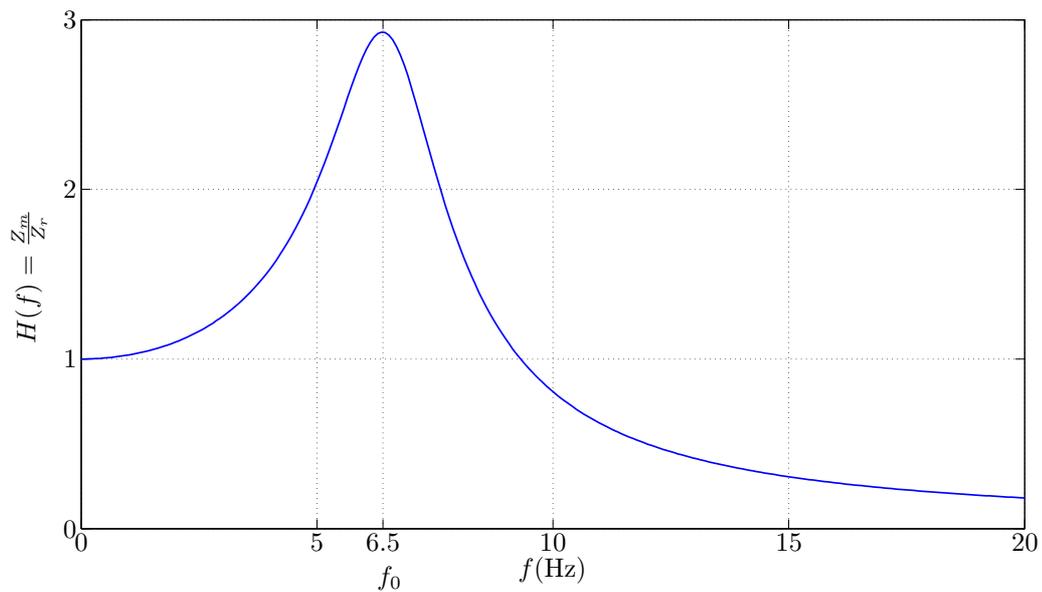


Figure 4.8 - Evolution de l'amplitude du mouvement de la masse suspendue en fonction de la fréquence. À la fréquence de résonance égale à 6.5 Hz, cette amplitude atteint sa valeur maximale.

le montre la figure 4.9, le déplacement de l'axe du moteur est l'équivalent du déplacement de la roue et le déplacement de la masse suspendue l'équivalent de celui du châssis de véhicule. La position du moteur sera notée z_r et l'équation du mouvement devient dans ce cas :

$$m\ddot{z}_m + c(\dot{z}_m - \dot{z}_r) + k(z_m - z_r) + F_{MR} + f_{joint} = 0 \quad (4.35)$$

Les expressions de F_{MR} et F_{joint} ont été établies expérimentalement (cf. chapitre 3 §1.6 et §1.7). Pour la partie linéaire de l'évolution de la force MR correspondant à des valeurs de courant comprises entre 0 et 0.6 A, on a :

$$F_{MR} = 49I \quad (4.36)$$

avec I l'intensité du courant dans l'amortisseur ; quant à l'expression de la force des frottements de joints elle est donnée par :

$$f_{joint} = (9.65 - 2.4e^{-0.1|\dot{z}_m|})\text{sgn}(\dot{z}_m) + 0.0035\dot{z}_m \quad (4.37)$$

Afin de mettre en évidence l'influence de l'effet MR, nous allons comparer l'amplitude du mouvement de la masse suspendue par rapport à celle du mouvement excitateur du moteur. Le profil du mouvement produit par le moteur est une sinusoïde d'amplitude 10 mm et de fréquences comprises entre 0 et 20 Hz. Pour chaque niveau de courant dans l'amortisseur, on varie la fréquence d'excitation et on trace le rapport des deux amplitudes en question. Ce qui

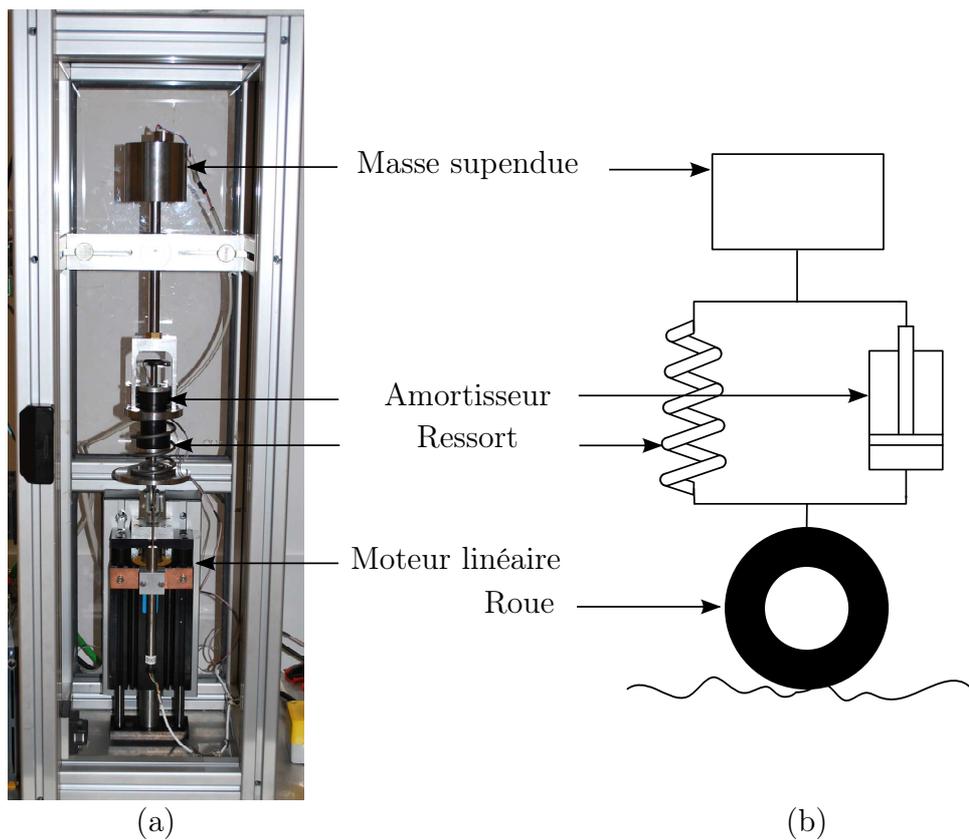


Figure 4.9 - (a) Photographie du banc de test sur lequel est montée une suspension MR et (b) identification avec un modèle de quart de véhicule.

permet d'obtenir le diagramme de Bode de la suspension tracé en échelle linéaire pour plus de visibilité (voir figure 4.10). Le tracé logarithmique manquerait de clarté étant donné qu'on reste à des fréquences relativement basses.

Sur la figure 4.10 on note bien que la fréquence de résonance est de l'ordre de 7 Hz valeur très proche de la valeur théorique choisie. Pour les fréquences quasi-nulles, le rapport des amplitudes est égale à 1. Ceci signifie que la masse suit le mouvement imposé par le moteur. Ensuite au fur et à mesure que la fréquence augmente, l'amplitude du mouvement de la masse s'amplifie pour atteindre sa valeur maximale à la résonance. Au delà de cette fréquence, l'amplitude commence à s'atténuer pour devenir inférieure à l'amplitude du mouvement excitateur. Ainsi, la suspension se comporte comme un filtre passe-bas du second ordre.

Par rapport à l'intensité du courant électrique dans l'amortisseur, il est notable que l'amplitude à la résonance a tendance à diminuer pour des valeurs de courant plus élevées. Ce qui montre l'intérêt de l'effet MR dans la diminution des perturbations. Cependant au delà d'une fréquence de l'ordre de 9 Hz, on a une tendance inversée dans le sens où les perturbations avec un courant électrique moins élevé sont les mieux filtrés. En d'autres termes au delà de 9 Hz, le mouvement de la masse pour un courant plus faible est mieux amorti que celui correspondant

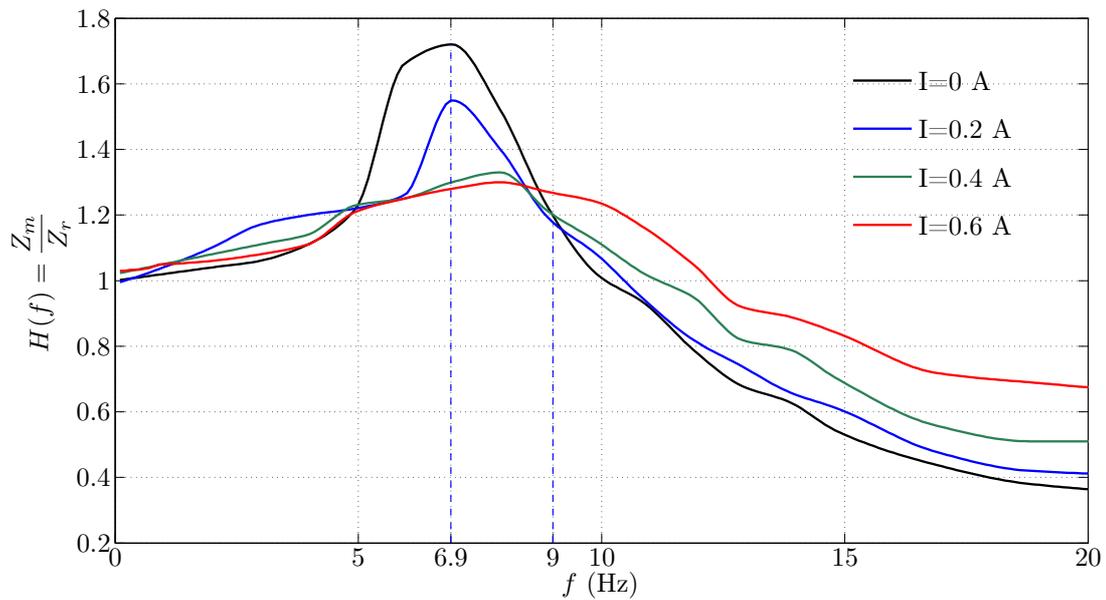


Figure 4.10 - Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude de mouvement entre la masse et le moteur. Pour chaque niveau de courant dans l'amortisseur, la fréquence d'excitation du moteur varie de 0 à 20 Hz.

à un courant plus élevé. Grâce à cette caractérisation nous voyons donc que pour certaines perturbations il faut augmenter le courant et pour certaines autres on doit le diminuer d'où l'importance du contrôle de la suspension en temps réel et en fonction des grandeurs instantanément mesurables telles que l'accélération, la vitesse et la position. La fréquence n'est pas une grandeur rapidement mesurable, il faut passer par un traitement du signal d'excitation qui nécessite un temps supplémentaire dans la boucle de réglage, ceci peut nuire à la rapidité du contrôle.

2.3 Représentation énergétique macroscopique (REM) de la suspension MR

La suspension MR est représentée par le modèle de quart de véhicule (figure 4.11). On néglige les effets des mouvements latéraux et longitudinaux. Comme nous l'avons déjà mentionné, le mouvement du moteur linéaire représente celui du moyeu de la roue supposée en adhésion rigide avec le sol. Par rapport à la REM du banc de test (cf. chapitre 1 §1.4), on ne représentera par les éléments de liaison mécanique tels que les roulements et la rotule, car l'objectif de cette représentation est de faire ressortir les principaux éléments dynamiques qui influencent le comportement de la masse suspendue. Ces éléments seront utiles dans la description de la chaîne de réglage et de contrôle de la suspension. Afin d'établir le modèle REM, nous écrivons les équations de mouvement et d'interaction entre les composants de la suspension. Ces équations

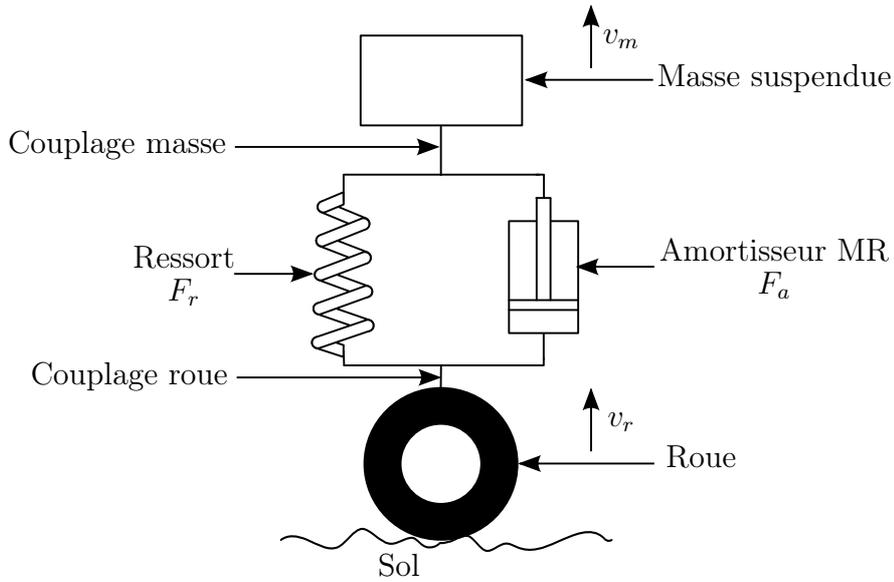


Figure 4.11 - Illustration de la suspension d'un modèle quart de véhicule. La masse du quart du véhicule est montée sur l'ensemble ressort-amortisseur. Le mouvement de la roue entraîne l'ensemble de la suspension.

tions seront écrites en respectant la causalité naturelle intégrale et en mettant en évidence les grandeurs énergétiques telles que la vitesse. L'équation de la dynamique appliquée à la masse permet d'écrire :

$$v_m = \int (F_r + F_a - mg) dt \quad (4.38)$$

Le couplage entre la masse et le reste de la suspension donne :

$$\begin{cases} v_m \text{ commun} \\ F_{tot} = F_a + F_r \end{cases} \quad (4.39)$$

Pour la force de l'amortisseur et du ressort on a respectivement :

$$F_a = c(v_m - v_r) + F(I)\text{sgn}(v_m - v_r) + F_{joints} \quad (4.40)$$

et

$$F_r = k \int (v_m - v_r) dt \quad (4.41)$$

Enfin, en considérant le couplage entre la roue et le reste de la suspension, on obtient :

$$\begin{cases} v_r \text{ commun} \\ F_{tot} = F_a + F_r \end{cases} \quad (4.42)$$

A partir de ces équations, de l'architecture du modèle de quart de véhicule, et en utilisant les pictogrammes appropriés à chaque éléments de la suspension (cf. annexe C), on aboutit à la REM de la suspension représentée sur la figure 4.12.

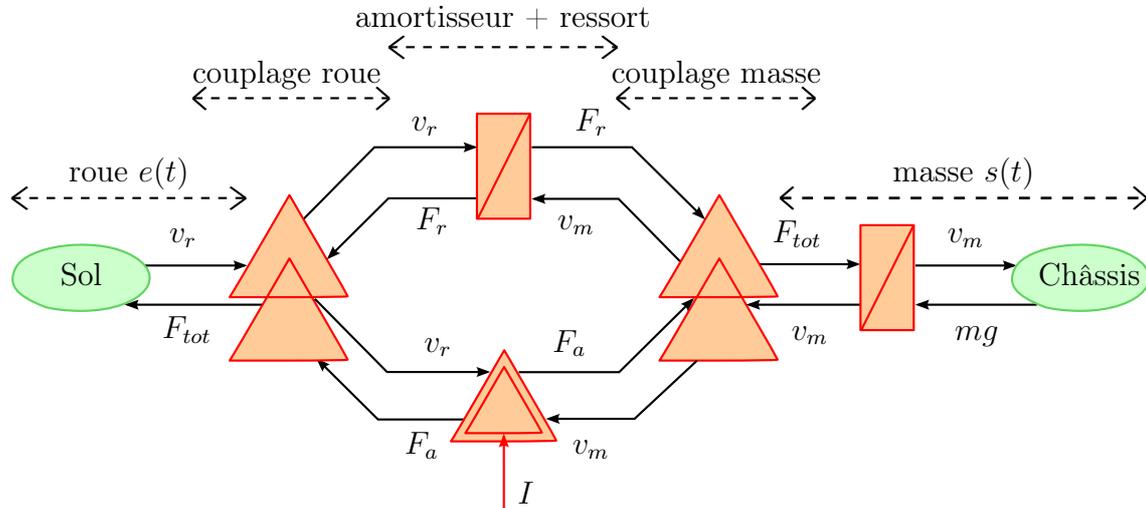


Figure 4.12 - REM de la suspension MR d'un quart de véhicule.

Sur cette figure on a de gauche à droite le sol qui est à l'origine des perturbations. Ensuite la roue transmet ces perturbations à l'ensemble de la suspension, c'est l'entrée dynamique du système $e(t)$. L'amortisseur est considéré comme un convertisseur mécano-mécanique non linéaire (double triangle) piloté par le courant I . Le ressort (rectangle barré) est un accumulateur d'énergie. Ces deux composants reçoivent en entrée la différence entre la vitesse de la masse et celle de la roue, ils délivrent en sortie la force d'amortisseur F_a et de rappel F_r . La masse quant à elle subit l'action de l'amortisseur, du ressort et de son propre poids et possède comme vitesse v_m , elle représente la sortie $s(t)$ qui est la réponse du système suite aux perturbations provenant de l'entrée $e(t)$. Cette REM du système permet de rendre compte les transferts énergétiques entre le moteur (source de mouvement) et la suspension (dissipateur d'énergie).

2.4 Identification du modèle de simulation

Pour déduire un modèle de simulation de la suspension, sa Représentation Énergétique Macroscopique est implantée dans l'outil de simulation numérique Simulink™. Un des principaux objectifs de cette partie vise à valider la modélisation ce qui permettra, dans une autre perspective, de déduire le comportement d'une suspension MR à d'autres échelles.

Afin de régler les paramètres du modèle, des résultats issus de la simulation ont été confrontés à des résultats expérimentaux. Pour réaliser cette comparaison, on injecte la valeur expérimentale de la position du moteur dans le modèle de simulation, ensuite on compare le mouvement de la masse réelle et celui obtenu par simulation. Suite à ces essais, de légères modifications

dans les valeurs des paramètres ont été apportées, notamment la raideur de l'amortisseur a été changée pour $k = 6200 \text{ N.m}^{-1}$ au lieu de $k = 6027 \text{ N.m}^{-1}$ (donnée fabricant de tolérance $\pm 15\%$).

A titre d'exemple, la figure 4.13 présente les chronogrammes de position, de vitesse et d'accélération de la masse pour les résultats expérimentaux et ceux issus de la simulation. Le mouvement excitateur de la suspension est un mouvement alternatif (dont la consigne est un profil sinusoïdale) d'amplitude $\pm 5 \text{ mm}$ et de fréquence 7 Hz correspondant à la fréquence de résonance du système. L'amortisseur est alimenté par un courant de 0.2 A . Les courbes montrent

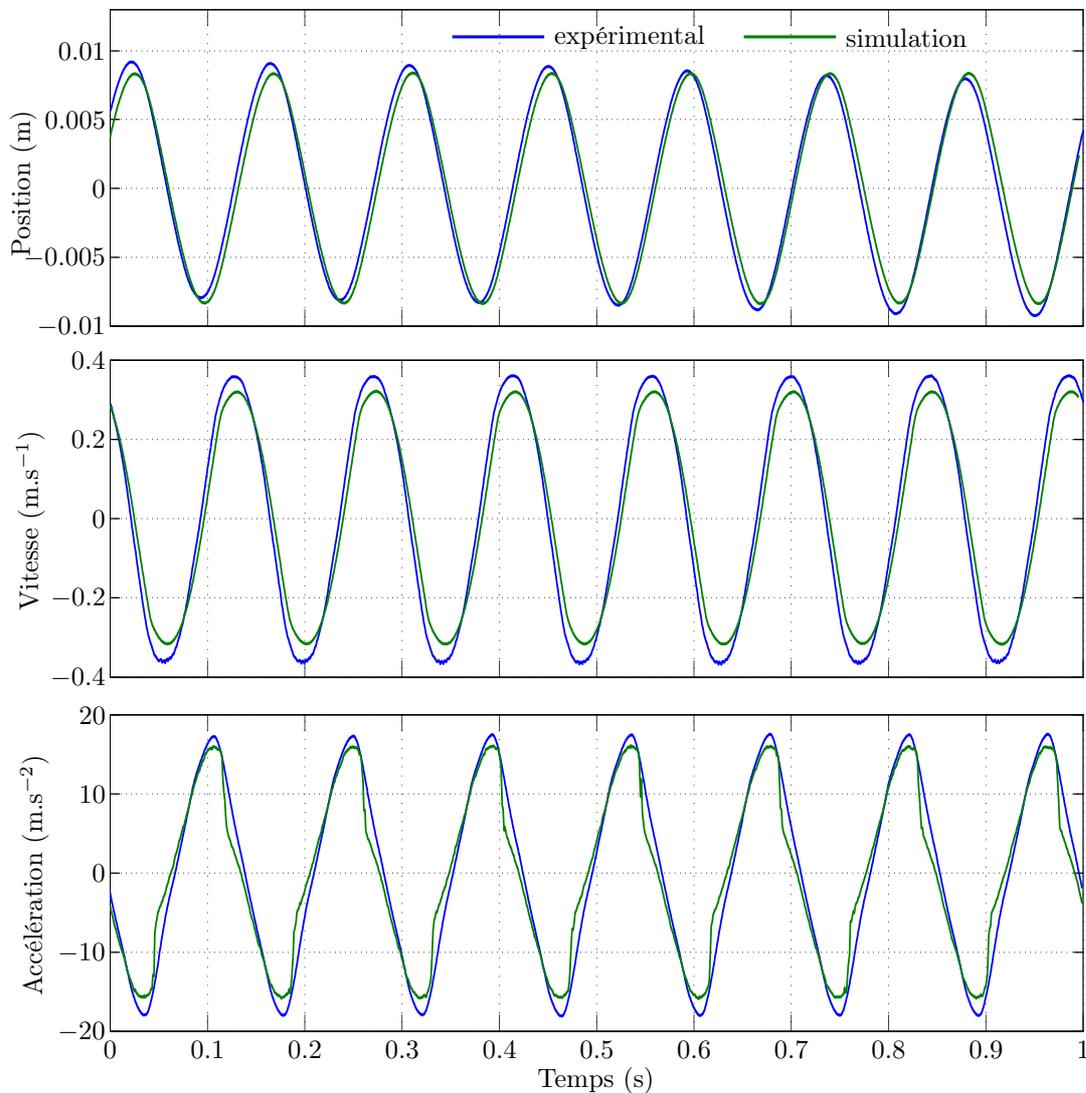


Figure 4.13 - Comparaison des courbes expérimentales et de simulation de la position, vitesse et accélération de la masse en fonction du temps. Le signal d'entrée est un mouvement alternatif (dont la consigne est un profil sinusoïdale) d'amplitude $\pm 5 \text{ mm}$ et de fréquence 7 Hz . L'amortisseur est alimenté par un courant de 0.2 A .

une conformité satisfaisante entre les deux résultats. Cependant, on remarque de petites différences au niveau de la vitesse et de l'accélération. De plus, on relève la présence d'un déphasage temporel entre les résultats, précisément les courbes de simulation sont en retard d'environ 3.5 ms (0.15 rad) par rapport à l'expérience. Ces différences peuvent être imputées aux erreurs induites par les divers algorithmes de calcul utilisés par le modèle de simulation (Runge-Kutta d'ordre 4). Ajoutons que près de la pulsation de résonance, la phase (qui se traduit en terme de délai) varie très rapidement. Ainsi, l'excitation expérimentale peut-être positionnée légèrement à côté de la pulsation de résonance. On note toutefois que ces différences sont minimes et qu'on peut considérer que le modèle de simulation est validé. D'autres études pour un courant de 0.4 A ont été réalisées, les résultats de comparaison ont été aussi satisfaisants.

3 Commande d'une suspension semi-active MR

Cette partie concerne un des axes principaux du travail présenté dans ce mémoire. Nous présenterons les lois et les stratégies de contrôle appliquées à la suspension MR de quart de véhicule à échelle réduite, ainsi qu'une étude comparative des différents résultats. La description complète des moyens et du matériel utilisés sera aussi détaillée. Cette partie sera introduite par un rappel des objectifs du contrôle des suspensions en automobile et par un bref état de l'art des lois de commande des suspensions semi-actives.

3.1 Objectifs du contrôle des suspensions en automobile

L'intérêt du contrôle des suspensions en automobile revêt divers aspects. Comme nous l'avons vu au premier chapitre, la principale fonction des suspensions est d'assurer un meilleur confort aux passagers et de garantir une bonne tenue de route. Pour affronter les aspérités et les perturbations provenant de la chaussée ou des manœuvres de conduite, la suspension doit s'adapter continuellement au changement des conditions de la route. D'où l'avantage d'équiper les suspensions de contrôleurs qui permettent de modifier et de régler leurs propriétés en fonction des irrégularités.

En pratique, les éléments constituant la suspension du véhicule disposent d'un débattement limité. Il est donc important de prendre en compte le débattement maximal des suspensions dans la synthèse des lois de commande afin d'éviter les chocs qui surviennent lorsqu'elles arrivent en fin de course. Cependant, le débattement est nécessaire pour réaliser l'objectif de confort de la caisse. Le but est donc de le contraindre à rester dans un certain intervalle. Par conséquent, les niveaux d'accélérations verticales se trouvent eux aussi réduits d'où un meilleur confort.

Parallèlement on exige, pendant le développement des suspensions, de réduire la réponse et le mouvement de la caisse par des systèmes de contrôle efficaces et en même temps fiables. D'où l'intérêt d'utiliser les suspensions mettant en œuvre les fluides MR : ces systèmes, de par leur nature semi-active n'injectent pas d'énergie dans le processus et restent par nature stables.

3.2 Etat de l'art sur le contrôle semi-actif

Comme nous l'avons déjà indiqué, l'idée principale du contrôle semi-actif consiste à changer, en temps réel, les caractéristiques des dispositifs passifs de dissipation d'énergie et ce changement ne nécessite qu'une source minimale d'énergie. En général la batterie du véhicule suffit. L'action de contrôle, pour une approche de type semi-actif, se réalise à travers le réglage, en temps réel, des paramètres mécaniques de dissipation. La modalité de réglage de ces paramètres est déterminée, sur la base d'un choix d'algorithme de contrôle, en fonction de l'excitation et/ou de la réponse du châssis [Ben Mekki 06]. Pour les suspensions automobiles à base de fluides MR, le contrôle semi-actif consiste à modifier le taux de dissipation d'énergie en modifiant le coefficient d'amortissement par la modification de la viscosité du fluide MR dans l'amortisseur. Cette modification se fait en réglant l'intensité du courant dans la bobine.

Différentes méthodes ont déjà été utilisées pour concevoir un contrôleur de suspension semi-active. Cependant, en raison de leur relative nouveauté, un nombre très limité de ces lois de contrôles a été appliqué aux suspensions MR automobiles. Dans ce qui suit nous présentons quelques unes de ces lois.

3.2.1 Contrôle à boucle ouverte

Dans le cas du contrôle en boucle ouverte aucune rétroaction n'est nécessaire et même si une stratégie de choix est fixée a priori, aucune connaissance de variable d'état est nécessaire [Marazzi 02]. Cela veut dire que la suspension MR peut être considérée comme un élément passif dans lequel les propriétés dissipatives peuvent varier d'une valeur à une autre. Dans quelques cas les différents niveaux d'amortissement sont choisis par l'utilisateur. C'est le cas par exemple des suspensions MR de la nouvelle Ferrari 599 GTB [Delphi 09] : en fonction des conditions d'adhérence et de l'environnement (circuit sécurisé ou route publique), le contrôleur propose au pilote de sélectionner un des 4 programmes de conduite (correspondant chacun à une valeur de courant dans l'amortisseur) : sol glissant, conduite normale, sportive ou compétition.

3.2.2 Contrôle Sky-hook

Le principe de cette commande est d'obtenir un comportement de la suspension identique à celui d'un système fictif dans lequel la caisse serait « accrochée au ciel » par un amortisseur.

La commande Sky-hook d'un modèle de quart de véhicule à 1ddl consiste à enlever l'amortisseur qui se trouve entre la roue et la caisse et à en introduire un autre entre la caisse et le ciel. Ce ciel est considéré comme un point d'altitude fixée et se déplaçant à la même vitesse horizontale que le véhicule, de manière à ce que l'amortissement de la caisse ne dépende que de la vitesse de déplacement vertical de la caisse et pas de celle de la roue [Karnopp 74].

Pour introduire ce type de contrôle, on considère tout d'abord la suspension conventionnelle à un seul degré de liberté (figure 4.14.a), dont la masse est reliée à la roue par un ressort de rigidité k et un amortisseur c et dont le mouvement est régi par l'équation suivante (cf. §1.2) :

$$m\ddot{z}_m + c(\dot{z}_m - \dot{z}_r) + k(z_m - z_r) = 0 \quad (4.43)$$

et la fonction de transfert de la suspension est donnée par :

$$H(\omega) = \frac{\sqrt{\omega_0^4 + 4\xi^2\omega_0^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\xi^2\omega_0^2\omega^2}} \quad (4.44)$$

On rappelle que $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ est la pulsation propre et $\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$ est le taux d'amortissement. On

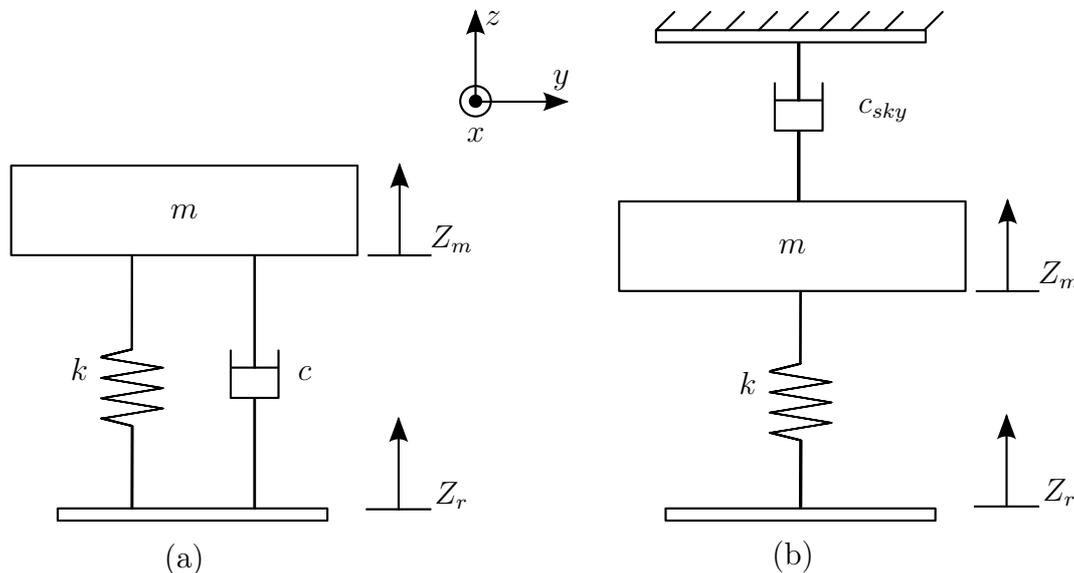


Figure 4.14 - Suspension classique (a) et suspension par application d'un modèle Sky-hook (b)

considère maintenant la suspension dans la configuration Sky-hook ; dans ce cas, l'amortisseur est inséré entre la masse et une référence fixe (figure 4.14.b). Les équations du mouvement et de la fonction de transfert deviennent :

$$m\ddot{z}_m + c_{sky}\dot{z}_m + k(z_m - z_r) = 0 \quad (4.45)$$

$$H(\omega) = \frac{\omega_0^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\xi_{sky}^2 \omega_0^2 \omega^2}} \quad (4.46)$$

où ξ_{sky} est le taux d'amortissement idéal Sky-hook.

Afin de comparer les performances entre l'amortisseur Sky-hook et l'amortisseur classique, on trace sur la figure 4.15 la fonction de transfert $\frac{z_m}{z_r}$, pour les deux systèmes, en fonction de la pulsation ω et pour différentes valeurs du taux d'amortissement. Pour les deux cas, à

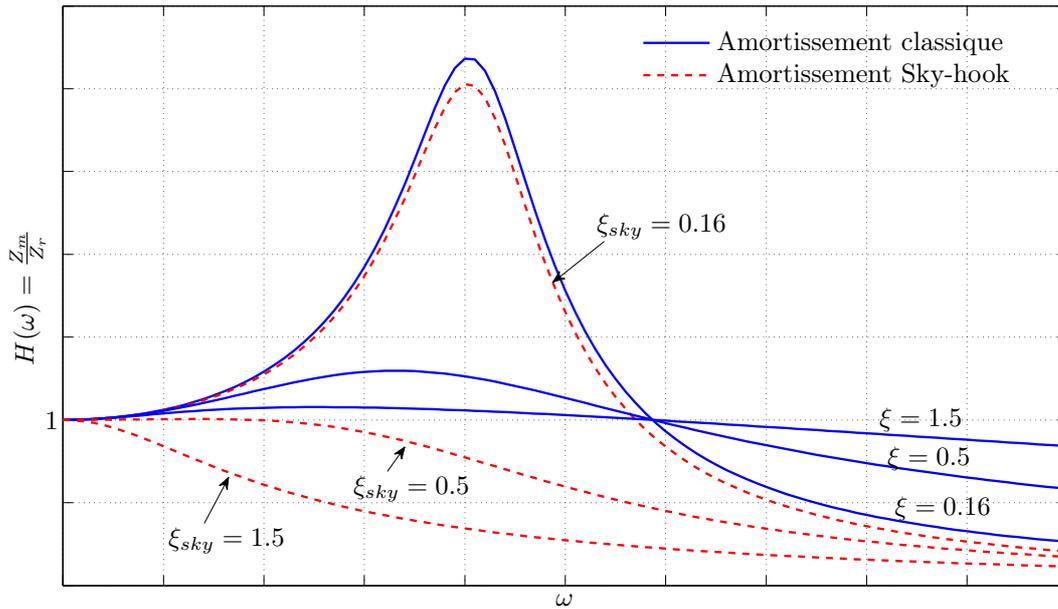


Figure 4.15 - Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et le moteur. Pour chaque niveau de courant dans l'amortisseur, la fréquence d'excitation du moteur varie de 0 à 25 Hz.

faible valeur de $\xi = \xi_{sky} = 0.16$, la fonction de transfert présente une forte amplification à la résonance. Alors que, pour une valeur du taux d'amortissement Sky-hook suffisamment grande, nous pouvons amortir la vibration même à la fréquence de résonance, ce qu'on ne peut pas réaliser avec une configuration classique de suspension. Au-delà de cette fréquence, les deux amortisseurs atténuent la vibration mais dans des proportions différentes ; cependant la suspension Sky-hook, reste nettement plus efficace.

D'un point de vue pratique, il est difficile de reproduire le concept de l'amortisseur Sky-hook dans le cas du contrôle des suspensions de véhicules. Malgré cette contrainte, il existe des systèmes qui peuvent remplacer le système Sky-hook. L'astuce consiste à utiliser une suspension semi-active placée entre la roue et la masse, dont le coefficient d'amortissement varie entre deux valeurs extrêmes. Pour déterminer les valeurs du coefficient d'amortissement, supposons que, pour les deux systèmes (Sky-hook et semi-actif), la caisse de masse m se déplace vers le haut

avec une vitesse V_m positive. Dans cette situation la force appliquée par l'amortisseur Sky-hook à la masse m , est dirigée vers le bas :

$$F_{sky} = -c_{sky}V_m \quad (4.47)$$

Ensuite, nous avons besoin de déterminer si l'amortisseur semi-actif est capable de produire la même force définie par l'équation 4.47. Si la roue et la masse s'éloignent, alors l'amortisseur semi-actif est en traction. Par conséquent, la force semi-active F_{sa} appliquée

$$F_{sa} = c_{sa}(V_m - V_r) \quad (4.48)$$

sur la masse m est dans la direction négative dirigée vers le bas. Le coefficient d'amortissement c_{sa} vérifie, sous l'exigence d'égaliser les deux forces d'amortissement 4.47 et 4.48, la condition suivante :

$$c_{sa} = c_{sky} \frac{V_m}{V_m - V_r} \quad (4.49)$$

Et par suite, si V_m et $(V_m - V_r)$ sont positives, c_{sa} devrait être défini conformément à 4.49. Considérons maintenant le cas où la roue et la masse s'éloignent, mais la masse se déplace vers le bas avec une vitesse V_m négative. Dans la configuration Sky-hook, la force d'amortissement sera appliquée vers le haut. Dans la configuration semi-active, cependant, l'amortisseur est encore en traction, et la force d'amortissement sera encore appliquée vers le bas. Ainsi, puisque la force d'amortissement semi-active ne peut pas être appliquée dans la même direction que la force d'amortissement Sky-hook, elle prendra la valeur minimale possible. Donc, si V_m est négative et $(V_m - V_r)$ est positive, la force d'amortissement semi-active doit être minimisée. Le même raisonnement montre que dans la configuration inverse, si V_m est positive et $(V_m - V_r)$ négative alors la force d'amortissement semi-active devrait être aussi minimisée. En d'autres termes, si V_m et $(V_m - V_r)$ sont de signe opposé, on constate d'après l'équation 4.49 que le coefficient d'amortissement c_{sa} devrait être négatif, ce qui est impossible. On conclut que si V_m et $(V_m - V_r)$ sont de même signe, l'amortisseur semi-actif peut réagir, dans le cas contraire sa force doit être minimisée. Par conséquent, la stratégie de contrôle Sky-hook peut s'écrire mathématiquement comme suit :

$$\begin{cases} \text{si } V_m(V_m - V_r) > 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{max} \\ \text{si } V_m(V_m - V_r) < 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{min} \end{cases} \quad (4.50)$$

Dans le cas d'une suspension MR, le système 4.50 implique que lorsque la vitesse relative $(V_m - V_r)$ et la vitesse absolue de la caisse ont les mêmes signes, le courant dans l'amortisseur doit être maximal. Autrement, il doit être nul.

Une interprétation énergétique découle également de ce raisonnement : l'amortisseur MR réalise la force d'amortissement Sky-hook si le signe de la vitesse relative, $(V_m - V_r)$, est identique à celui de la vitesse absolue, V_m . Dans le cas contraire, l'amortisseur MR doit engendrer un effort de signe opposé à la vitesse relative, ce qui est impossible sans fournir d'énergie au système.

3.2.3 Contrôle Groud-hook

Ce contrôle repose sur un principe semblable au contrôle Sky-hook, à ceci près que la masse à amortir est attachée à la « terre », au lieu du « ciel ». Mais l'essentiel est que la masse reste attachée à une référence fixe. La loi de contrôle est déterminée suivant le signe du produit de la vitesse absolue de la masse à amortir et de la vitesse relative entre les deux solides. Le contrôle Groud-hook, contrairement au contrôle Sky-hook qui est développé pour amortir la vibration de la caisse, est développé pour amortir la vibration du pneu, qui sera attaché à une référence fixe (terre) par un amortisseur appelé souvent un amortisseur idéal comme le schématise la figure 4.16. La vitesse absolue est celle du pneu alors que la vitesse relative est la différence entre les vitesses absolues du pneu et de la caisse de masse m . La loi de contrôle utilisée est

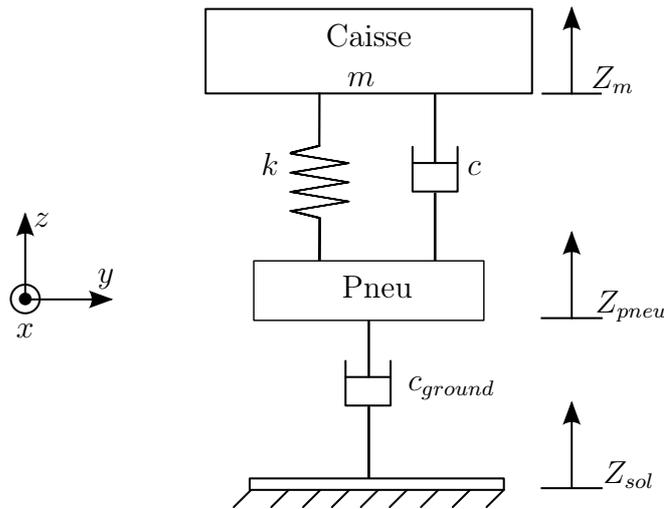


Figure 4.16 - Illustration d'une suspension Groud-hook

équivalente au système 4.50, elle s'écrit :

$$\begin{cases} \text{si } V_{pneu}(V_{pneu} - V_m) > 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{max} \\ \text{si } V_{pneu}(V_{pneu} - V_m) < 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{min} \end{cases} \quad (4.51)$$

En résumé, dans la pratique, le concept en soi des deux lois de contrôles présentées ci-dessus n'est pas réalisable. Cependant, la formulation mathématique du problème approché reste faisable pour les lois Groud-hook ou Sky-hook, cette dernière sera appliquée et testée dans ce travail.

3.2.4 Contrôle par logique floue

Le contrôle par logique floue repose sur une théorie permettant de manipuler des données imprécises. Elle permet de traduire mathématiquement la sensibilité humaine sous la forme de valeurs déterministes à travers l'intuition du concepteur.

Ce contrôle a été appliqué sur des amortisseurs semi-actifs dans une application en génie civil pour les ponts à haubans [Ok 07]. Il peut être considéré comme une loi de contrôle continue. Cependant, dans le contexte des suspensions automobiles les nombreuses configurations de route, les exigences de confort et de stabilité peuvent amener une complexité et un manque de déterminisme du contrôle.

3.3 Matériels et moyens utilisés

Pour réaliser le contrôle de la suspension MR à échelle réduite, nous disposons d'un PC Desktop Dell (Pentium 4, 3 GHz) équipé d'une carte d'acquisition NI-DAQ PCI-6229 programmable avec le logiciel LabVIEW™ et du même circuit d'amplification utilisé dans la partie caractérisation de l'amortisseur MR (cf. chapitre 3 §1.1). Ce circuit alimente la bobine de l'amortisseur, il reçoit en entrée la tension délivrée par la carte NI PCI comme le montre la figure 4.17.

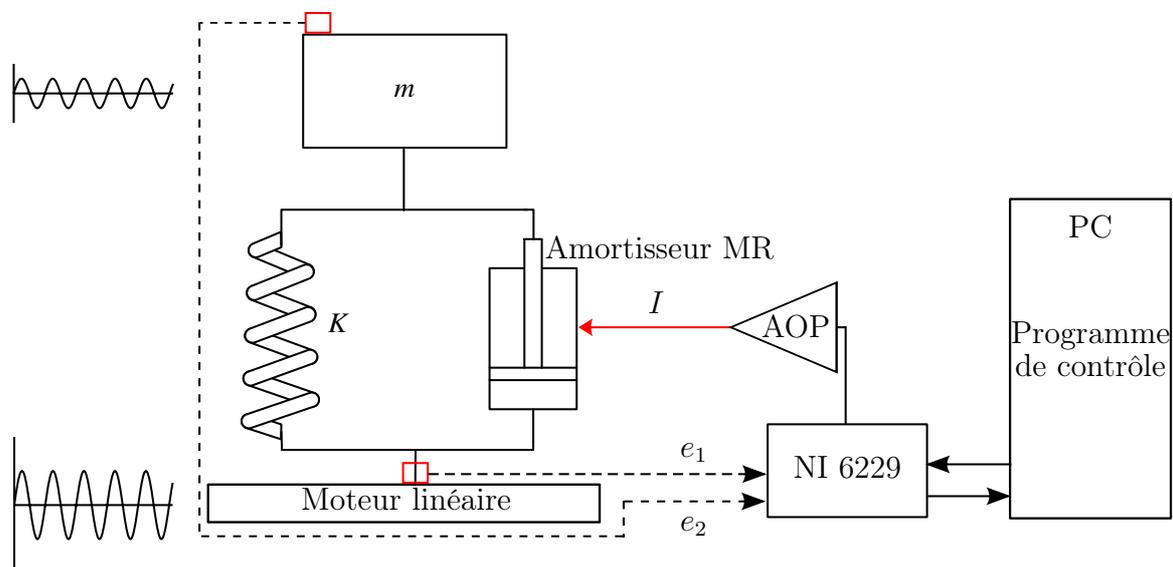


Figure 4.17 - Illustration du montage réalisant le contrôle d'une suspension MR à échelle réduite.

Le contrôle est effectué en « temps réel » ce qui signifie que dans le cas d'un signal arrivant de façon régulière sous forme d'une interruption périodique du système (échantillonnage), les temps d'acquisition et de traitement doivent rester inférieurs à la période de rafraîchissement de cette information. On parle du déterminisme temporel, c'est-à-dire que la tâche donnée doit obligatoirement être exécutée dans les délais impartis, sinon le programme est défaillant.

L'utilisation de la carte NI PCI permet d'utiliser un cadencement matériel pour synchroniser

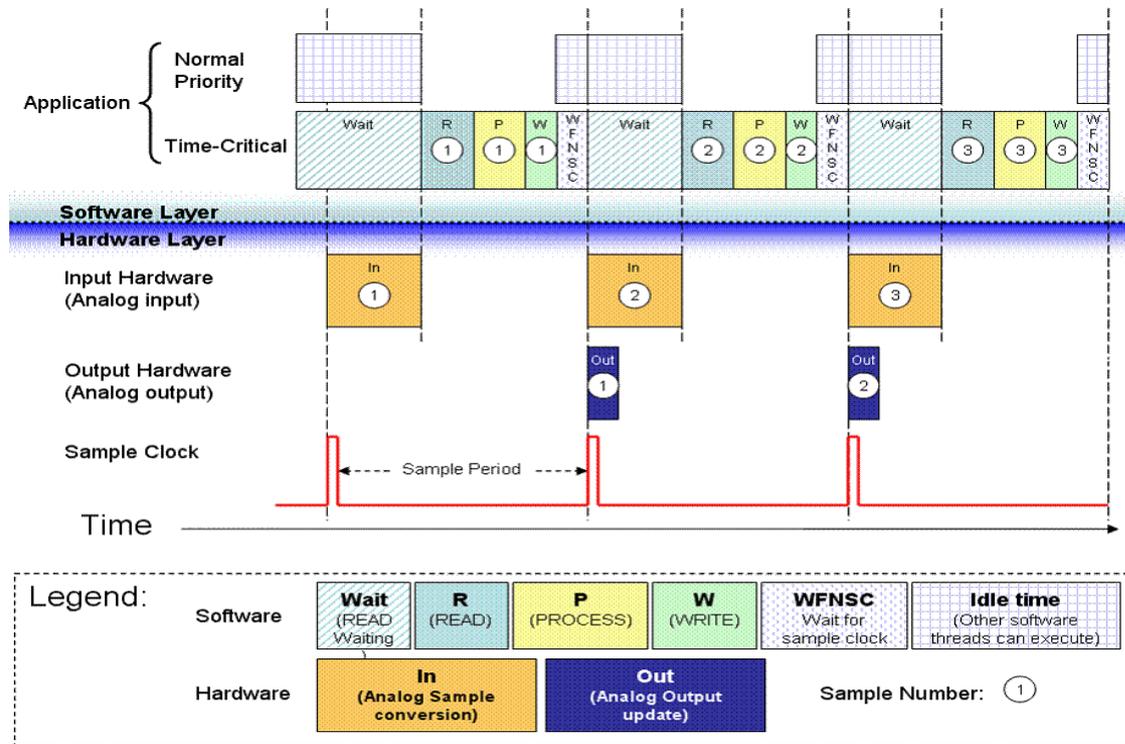


Figure 4.18 - Schéma d'exécution de l'application temps réel avec cadencement matériel [NI 06].

les entrées/sorties.

La figure 4.18 montre le chronogramme de cadencement choisi pour notre application. Le front montant de l'horloge matérielle (*Sample Clock*) définit l'instant de chaque acquisition. Le logiciel attend l'acquisition des données (entrée analogique) nécessaire au processus (*Process*). Le processus calcule la réponse du système à l'excitation mesurée et prépare la sortie analogique. Le logiciel attend (*Wait For Next Sample Clock*) alors le prochain front montant de l'horloge matérielle pour acquérir les entrées et effectuer la sortie analogique de manière synchrone [Lozada 07].

3.4 Schéma du contrôle automatisé

Le programme du système de contrôle temps réel se compose de quatre modules essentiels représentés sur la figure 4.19 et qui fonctionnent dans l'ordre chronologique suivant :

1. Le module acquisition des signaux par l'intermédiaire des entrées de la carte. Cette dernière reçoit les signaux provenant du capteur de position pour le moteur et de l'accéléromètre pour la masse suspendue ;
2. Le module traitement des signaux calcule les grandeurs exploitables, par exemple intégration du signal issu de l'accéléromètre afin d'obtenir la vitesse. Cette partie comporte

- aussi les algorithmes nécessaires pour traiter le déphasage et les constantes d'intégration ;
3. Le module de calcul contenant le modèle de contrôle. En entrée de ce module on a les grandeurs mesurées (vitesse, accélération, etc.) et en sortie le résultat issu de l'application de la stratégie et du modèle de contrôle choisis ;
 4. Le module génération du signal analogique (tension de sortie de la carte) en fonction du résultat issu du modèle de contrôle. Ce module est responsable avec l'amplificateur linéaire de la régulation de l'intensité du courant dans la bobine de l'amortisseur.

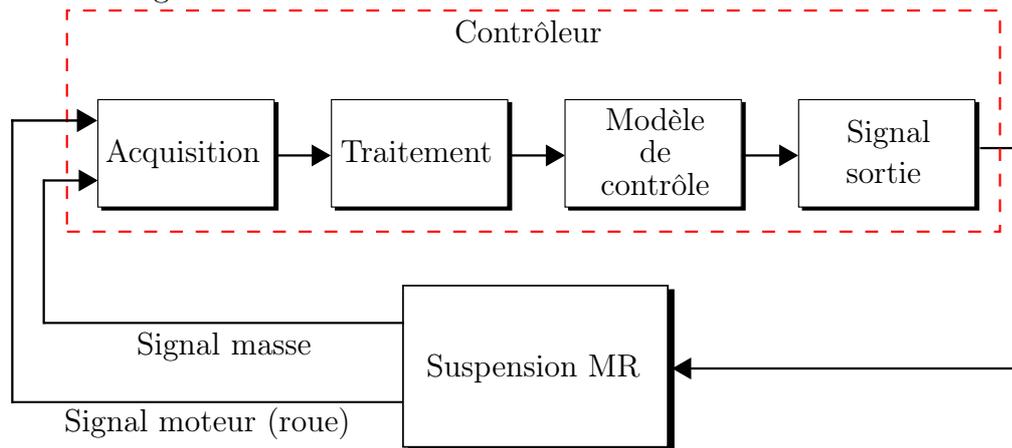


Figure 4.19 - Schéma de principe du contrôle de l'amortisseur MR.

Cette structure est commune à tous les modèles de contrôle appliqués dans la commande de la suspension MR.

Pour vérifier l'aptitude de notre programme à traiter le contrôle en temps réel, nous avons introduit, entre l'entrée et la sortie, un module détecteur de retard qui émet un signal lumineux en cas de non respect de l'équilibre entre temps de calcul et période d'échantillonnage. La fréquence d'échantillonnage choisie est égale à 1 kHz. Pour cette fréquence, la condition temps réel est respectée pour toutes les lois de contrôles employés mais est peut être un peu juste au regard de la constante de temps électrique de la bobine. Un retard a été constaté à partir d'une fréquence d'échantillonnage 1.1 kHz, ce qui nous ne permet pas d'utiliser des fréquences plus élevées avec le matériel disponible. Ainsi, dans notre cas on peut affirmer que toutes les opérations de calcul et les tâches correspondant aux différents modules du programme de contrôle s'exécutent l'une après l'autre dans un temps total qui reste inférieur à 1 ms.

Dans la suite, la caisse représentant le quart du châssis et sa masse m seront confondues.

3.5 Application d'un contrôle Sky-hook

La réalisation d'un contrôle Sky-hook nécessite la détermination des vitesses de la masse et du moteur (roue). La première est déterminée par intégration du signal de l'accéléromètre placé

sur la masse tandis que la deuxième est la dérivée numérique (par la méthode d'Euler) du signal capteur de position du moteur. Comme nous l'avons vu au §3.2.2, le contrôle Sky-hook consiste à activer l'amortisseur lorsque la masse et la roue s'éloignent et à le désactiver pour minimiser la force d'amortissement dans le cas contraire. Pour cela, on appliquera une loi de tout ou rien pour alimenter la bobine. Dès que la condition définie par la stratégie de contrôle est vérifiée, on alimente l'amortisseur par un courant constant quelle que soit l'amplitude du mouvement. Dans le programme de la commande, le bloc « modèle de contrôle » reçoit en entrée les deux vitesses et produit en sortie la valeur du courant d'alimentation selon la stratégie suivante (cf. 4.50) :

$$\begin{cases} \text{si } V_m(V_m - V_r) > 0 & \text{alors } I = I_{max} \\ \text{si } V_m(V_m - V_r) < 0 & \text{alors } I = 0 \end{cases} \quad (4.52)$$

avec V_m la vitesse de la masse, et V_r la vitesse du moteur. L'intensité du courant I_{max} est égale à 0.6 A afin de rester dans la zone de croissance linéaire de la force MR en fonction du courant (cf. 3 1.7.1).

Comme nous l'avons déjà mentionné, pour tester les performances des lois de contrôle, on se place à la résonance, c'est-à-dire dans la situation la plus critique d'un point de vue amplification des perturbations. Le moteur impose à la suspension un mouvement sinusoïdal d'amplitude ± 5 mm et de fréquence égale à 7 Hz (fréquence de résonance du système), puis on relève la position, la vitesse, l'accélération de la masse ainsi que l'intensité du courant dans l'amortisseur. Les grandeurs cinématiques donnent accès à l'évaluation des performances de confort et de filtrage des perturbations de la suspension, tandis que l'intensité électrique permet d'évaluer sa consommation énergétique. La figure 4.20.a montre le résultat de contrôle Sky-hook appliqué à la suspension MR. Sur cette figure, le contrôle démarre à l'instant t_0 . On peut voir qu'avant ce temps, on a un déphasage de $\frac{\pi}{2}$ entre la position de la masse et celle du moteur, de même pour les signaux de vitesse et d'accélération. Ce déphasage correspond à la fréquence de résonance. Ensuite, à partir de ce temps t_0 le déphasage s'annule, le déplacement, la vitesse et l'accélération de la masse sont atténués grâce au contrôle. Le mouvement de la masse se rapproche de celui du moteur, source d'excitation. Notons que d'après le §1.2 et lorsqu'on se place à la résonance, on ne peut pas diminuer l'amplitude du mouvement de la masse en deçà de celle du moteur, car ce contrôle semi-actif influence uniquement le coefficient d'amortissement et non pas la raideur du système. Cette remarque est valable pour l'ensemble des lois et stratégies de contrôle étudiées dans ce mémoire.

Pour évaluer la consommation électrique de l'amortisseur, la figure 4.20.b montre le produit $V_m(V_m - V_r)$ dont le signe déclenche ou pas l'injection du courant dans l'amortisseur. Sur cette même figure on montre aussi l'intensité de ce courant. Nous observons que l'amortisseur n'est

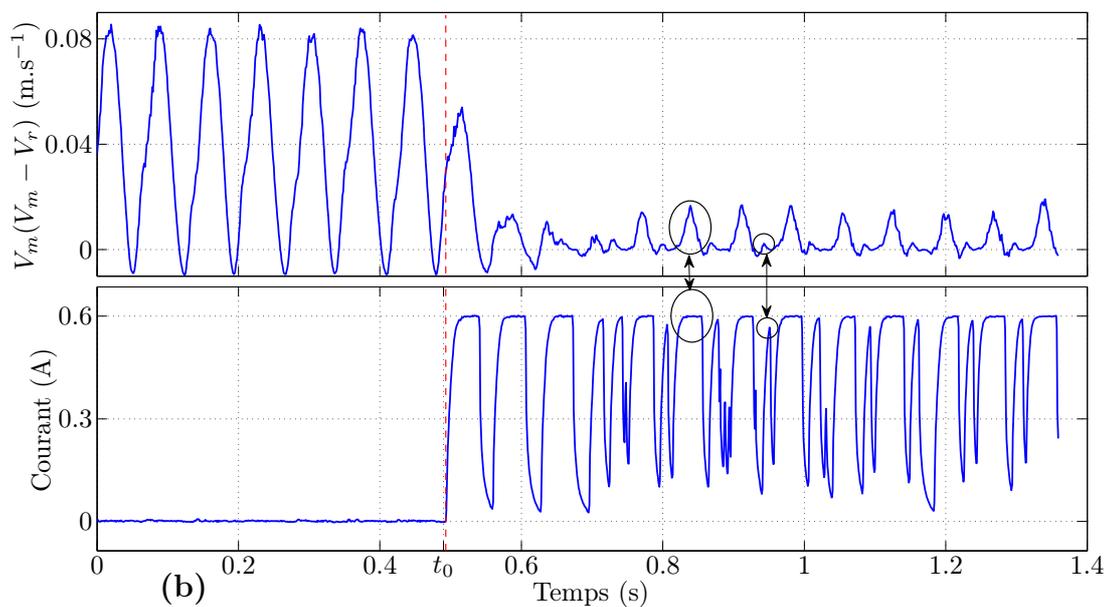
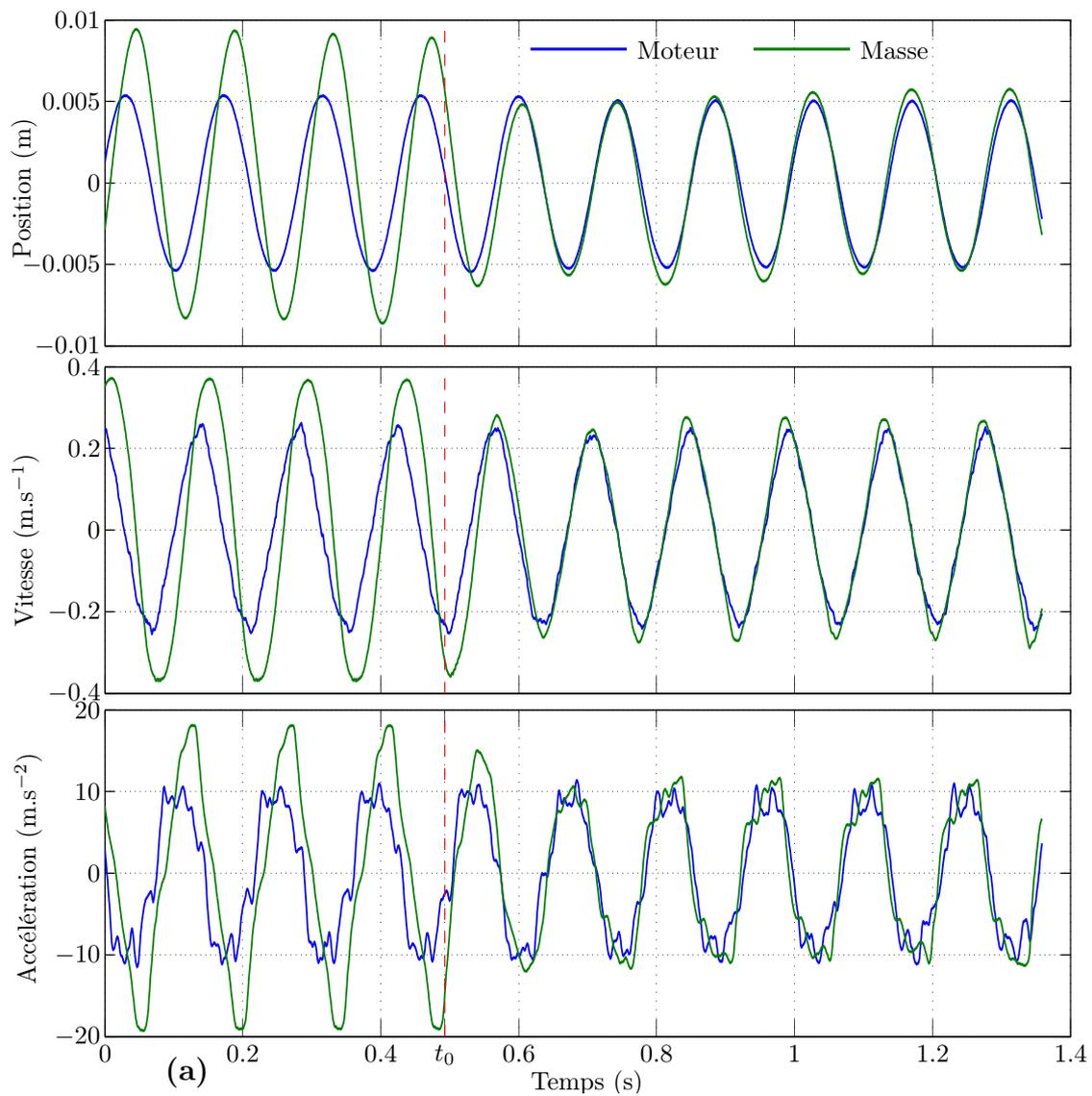


Figure 4.20 - (a) Résultats du contrôle Sky-hook appliqué à la suspension et (b) allure du courant correspondant et comparaison par rapport au rapport $V_m(V_m - V_r)$.

alimenté que lorsque le signe de $V_m(V_m - V_r)$ est positif, ce qui est normal au regard de la stratégie Sky-hook. Aussi, nous remarquons que l'allure du courant suit bien celle de $V_m(V_m - V_r)$, pour les grands pics de vitesse, le courant augmente jusqu'à sa valeur maximale pour se stabiliser tandis que pour les petits pics dont la durée relative est plus courte, le courant augmente mais sans avoir suffisamment le temps pour atteindre son maximum (de 0.6 A) étant donné que le temps de réponse électrique de l'amortisseur en mouvement est de 8.5 ms (cf. chapitre 1 §1.5).

3.6 Application d'un contrôle Sky-hook modifié

Nous proposons ici une loi de commande Sky-hook avec une force d'amortissement proportionnelle à la vitesse absolue de la masse. Ainsi, lorsque l'amortisseur doit être activé selon la stratégie Sky-hook, le courant d'alimentation ne sera plus le courant maximal admissible par l'amortisseur, mais un courant choisi tel que la force de l'amortisseur MR soit proportionnelle à la vitesse de la masse. Soit b ce coefficient de proportionnalité, la stratégie de contrôle s'écrit :

$$\begin{cases} \text{si } V_m(V_m - V_r) > 0 & \text{alors } I \text{ est tel que } F_{sa} = bV_m \\ \text{si } V_m(V_m - V_r) < 0 & \text{alors } I = 0 \end{cases} \quad (4.53)$$

Notons qu'il s'agit bien de la force MR uniquement, car c'est la seule force contrôlable puisque la seconde composante de la force d'amortissement est une force passive qui ne dépend que de la vitesse relative entre la masse et le moteur, donc $F_{sa} = F_{MR}$. En utilisant un modèle de Bingham pour l'amortisseur MR, le courant se calcule comme suit :

$$F_{MR} = c_{MR} I \operatorname{sgn}(V_m - V_r) = bV_m \quad (4.54)$$

ce qui donne pour le courant dans l'amortisseur

$$I = \frac{bV_m \operatorname{sgn}(V_m - V_r)}{c_{MR}} \quad (4.55)$$

Or selon la stratégie de contrôle Sky-hook, l'amortisseur n'est activé que si V_m et $(V_m - V_r)$ sont de même signe. Dans le second cas, il n'y a pas d'activation et le courant est nul. Par conséquent, l'expression finale du courant d'activation à implémenter dans le modèle de contrôle est :

$$I = \frac{b|V_m|}{c_{MR}} \quad (4.56)$$

Dans la programmation du modèle de contrôle, ce dernier reçoit en entrée les vitesses de la masse et du moteur, et en sortie une consigne de courant qui satisfait l'équation 4.56. La constante c_{MR} a été déterminée expérimentalement dans la phase de caractérisation de l'amortisseur

($c_{MR} = 49 \text{ N.A}^{-1}$).

La figure 4.21 représente l'influence du contrôle Sky-hook modifié pour trois valeurs différentes du paramètre de contrôle b . Le mouvement d'excitation du moteur est identique à celui appliqué précédemment (sinusoïde d'amplitude $\pm 5 \text{ mm}$ et de fréquence 7 Hz). Sur cette figure, on visualise à titre d'exemple la vitesse absolue de la masse dans le cas où aucun contrôle n'est appliqué, puis lorsqu'un contrôle Sky-hook modifié est appliqué avec des valeurs de b égales à 500, 1000 et 1500.

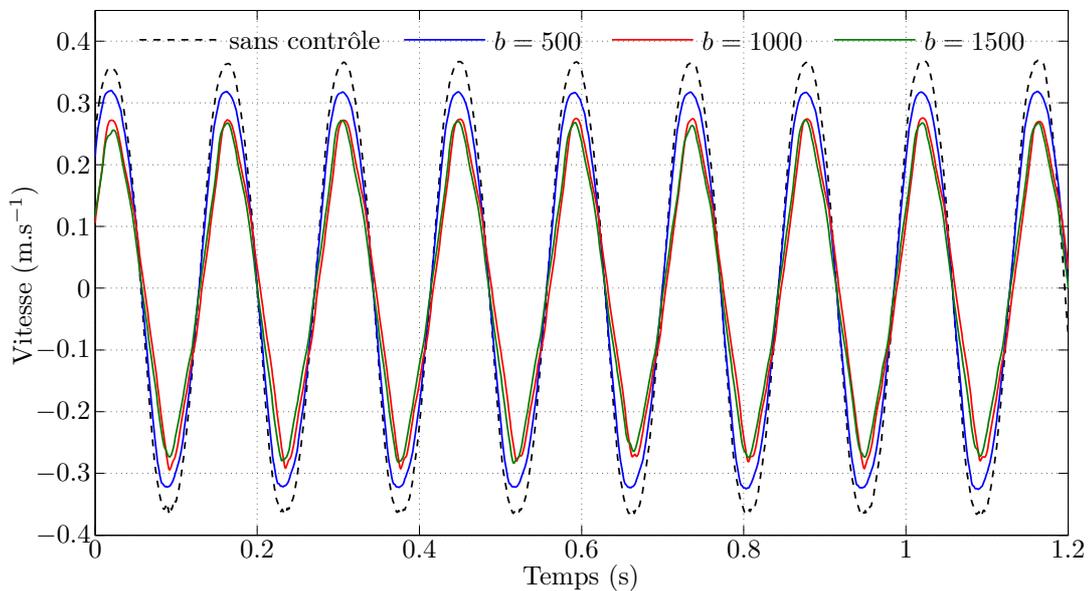


Figure 4.21 - Performances du contrôle Sky-hook modifié : vitesse de la masse. Etude de l'influence du paramètre b .

On peut noter que ce type de contrôle permet de réduire l'amplitude des oscillations de la masse, et que l'augmentation du paramètre b agit sur cette réduction. Cependant, l'influence du paramètre s'avère limitée à une certaine valeur. Dans le cas des tests réalisés, on remarque qu'au delà de $b = 1000$, on ne réduit plus davantage les oscillations. Ceci peut s'expliquer par la saturation dans le circuit magnétique vu que l'intensité du courant est directement proportionnelle à b . Aussi, le fait que nous réalisons un contrôle semi-actif n'agissant que sur l'amortissement du système, on ne peut pas réduire les vibrations en dessous de celle du mouvement du moteur.

Le résultat de performance de ce type de contrôle ressemble à celui d'un contrôle Sky-hook. Cependant, une comparaison plus précise des performances de toutes les lois de contrôle sera étudiée au §3.8.

3.7 Contrôle par inversion du modèle REM

Le système étant représenté par le formalisme REM, sa structure de commande peut se déduire de façon systématique. La commande est basée sur le principe d'inversion qui consiste à définir le réglage de son entrée $e_{reg}(t)$ en fonction de la trajectoire désirée $s_{ref}(t)$ de sa sortie : « trouver la bonne cause pour produire le bon effet ». Ce principe d'inversion est appliqué à chaque sous-système élémentaire (figure C.1). La commande consiste alors à déterminer la fonctionnalité physique inverse du processus considéré [Barre 06b]. Cependant, considérant la causalité globalement intégrale du modèle, se pose alors la question de la faisabilité de cette inversion, et donc de l'algorithme de commande à utiliser. Mathématiquement ceci revient à trouver la fonction inverse f^{-1} de la variable d'état en question qui doit être bijective. L'inversion des relations non bijectives peut être résolue par l'utilisation d'autres critères. Pour une étude détaillée de la REM et du principe de contrôle par inversion, on renvoie les lecteurs à [Hautier 04, Bouscayrol 05, Chen 08] dont nous présentons un résumé en annexe C.

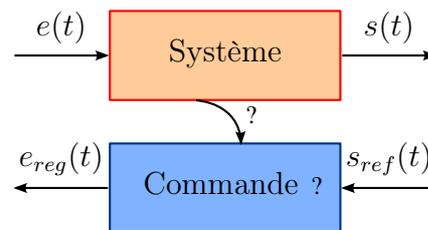


Figure 4.22 - Schéma de principe du contrôle par inversion d'un système [Barre 06a].

3.7.1 Structure maximale de commande (SMC)

La *structure maximale de commande (SMC)* s'obtient par inversion, pas à pas, du système décomposé en sous-systèmes élémentaires. L'obtention de la structure nécessite trois étapes :

1. décomposition en sous-systèmes élémentaires,
2. détermination de la chaîne de réglage,
3. inversion de cette chaîne selon les règles énoncées.

Pour la suspension MR à échelle réduite, le système à contrôler possède un degré de liberté lié à la variable de réglage qui est le courant I dans l'amortisseur. L'objectif est de maîtriser la position de la masse (donc de sa vitesse v_m , en terme énergétique). Un confort idéal serait d'avoir une position fixe de la caisse quelques soient les perturbations, c'est-à-dire une vitesse de référence nulle $v_{m\ ref} = 0$.

Remarque : le choix d'une vitesse de référence nulle nécessite quelques précautions supplémentaires à prendre. En effet, si le véhicule emprunte une forte pente (route montagneuse

par exemple), les accéléromètres placés au niveau de la caisse et de la roue détectent la même accélération verticale donc des vitesses non nulles et égales $v_m = v_r \neq 0$. Ce qui implique que le contrôle s'activera même en absence de perturbation sur la chaussée, induisant une dépense d'énergie inutile. Pour pallier ce problème, il suffit d'ajouter une condition supplémentaire nécessaire à l'activation du contrôle. Cette condition est insérée dans le module du modèle de contrôle, elle s'écrit comme suit :

$$\text{Si } v_m \neq 0 \text{ et } v_m \neq v_r \implies \text{activation du contrôle} \quad (4.57)$$

Le fait que la vitesse soit non nulle $v_m \neq 0$ conduit à deux cas de figure, soit le véhicule rencontre un obstacle, soit il se déplace sur une route avec une pente, or la condition $v_m \neq v_r$ exclut la deuxième possibilité, d'où l'activation du contrôle.

3.7.2 Chaîne de réglage et inversion

On cherche maintenant à déterminer la chaîne de réglage qui lie $I (e_{reg}(t))$ à $v_m (s_{ref}(t))$ en empruntant un chemin causal. Cette chaîne est représentée par des flèches rouges sur la REM de la suspension (partie haute de la figure 4.23). Elle s'écrit comme suit :

$$I \longrightarrow F_a \longrightarrow F_{tot} \longrightarrow v_m \quad (4.58)$$

La partie basse de la figure 4.23 montre la *SMC* de la suspension, elle permet d'inverser les fonctionnalités de la chaîne de réglage, on obtient :

$$I \longleftarrow F_a \text{ ref} \longleftarrow F_{tot \text{ ref}} \longleftarrow v_m \text{ ref} \quad (4.59)$$

Tous les blocs de contrôle sont représentés par des parallélogrammes bleus. La relation de la dynamique caractérise un processeur accumulateur d'énergie cinétique dont la grandeur énergétique, la vitesse v_m ne peut varier instantanément. Pour inverser cette relation, nous procéderons de façon indirecte, ce qui consiste alors à vérifier la justesse du résultat obtenu sur la sortie désirée en comparant à tout instant celle-ci à la sortie réelle (asservissement). Une correction est alors nécessaire, un correcteur proportionnel ou tout autre type de correcteur peuvent être employés.

Sur la partie contrôle, on a de droite à gauche :

- Inversion du châssis qui est un élément accumulateur d'énergie, un correcteur est nécessaire pour obtenir la force totale de référence à partir de la vitesse de masse :

$$F_{tot \text{ ref}} = C(v_m \text{ ref} - v_m) \quad (4.60)$$

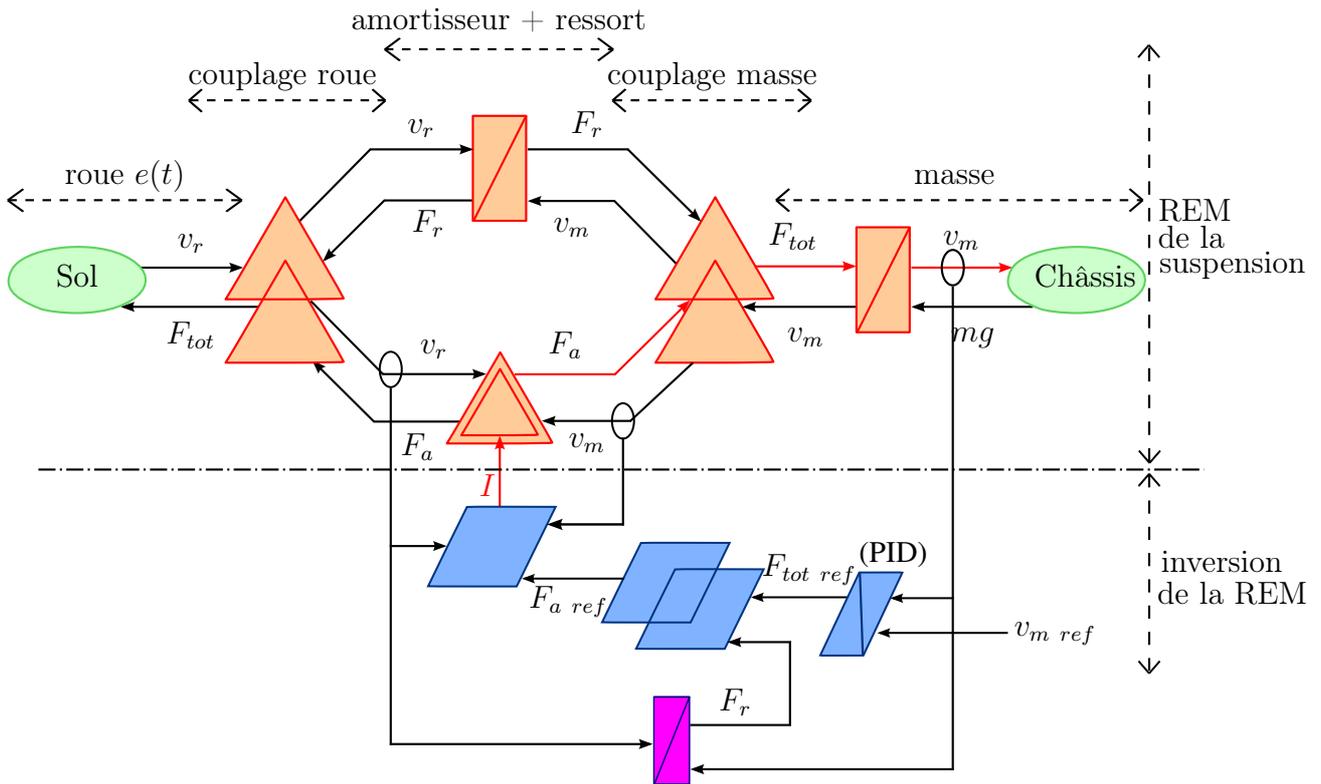


Figure 4.23 - SMC de la suspension MR. La partie haute représente la REM tandis que la partie basse représente l'inversion des fonctionnalités de la chaîne de réglage.

où C est le correcteur (nous choisirons un correcteur proportionnel), $v_{m\ ref} = 0$ et v_m est la valeur de la vitesse de la masse mesurée par le capteur (intégration du signal issu de l'accéléromètre). Sur la figure 4.23, les capteurs sont représentés par des cercles.

- Inversion du couplage avec la masse, à partir de ce bloc on déduit la force d'amortissement de référence $F_{a\ ref}$:

$$\begin{aligned} F_{tot\ ref} &= F_{a\ ref} + F_r \\ \Rightarrow F_{a\ ref} &= F_{tot\ ref} - F_r \end{aligned} \quad (4.61)$$

avec $F_r = k \int (v_m - v_r) dt$ la force du ressort estimée à partir des valeur des vitesses déduites par les capteurs, k est la raideur du ressort.

- Inversion de l'amortisseur, ce dernier bloc permet de boucler la chaîne de contrôle et de calculer le courant nécessaire. En prenant un modèle de Bingham et tenant compte des forces visqueuses et des frottements de joints, on obtient :

$$\begin{aligned} F_{a\ ref} &= c(v_m - v_r) + c_{MR} I \operatorname{sgn}(v_m - v_r) + f_{joints} \\ \Rightarrow I &= \frac{F_{a\ ref} - c(v_m - v_r) - f_{joints}}{c_{MR} \operatorname{sgn}(v_m - v_r)} \end{aligned} \quad (4.62)$$

avec v_r la vitesse du moteur mesurée par dérivation du capteur de position LVDT.

3.7.3 Détermination du correcteur proportionnel

L'expression 4.62 du courant est insérée dans le module de contrôle. Tous les paramètres et entrées de ce module sont connus à l'exception du correcteur C . Pour cela, on représente sur la figure 4.24 le schéma-bloc en boucle fermée du système en introduisant la variable de Laplace « s ».

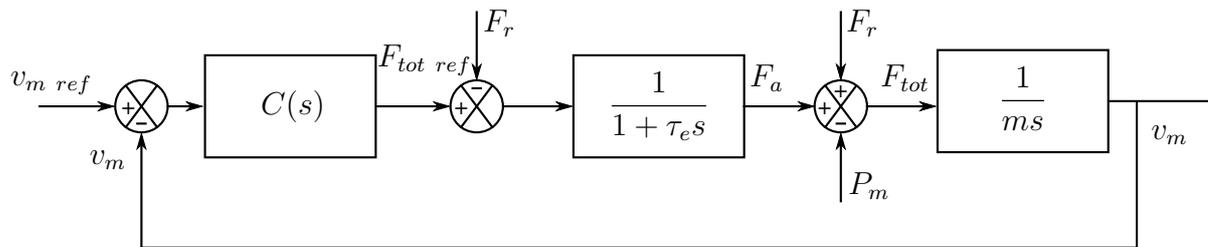


Figure 4.24 - Fonction de transfert en boucle fermée de la suspension MR.

Ce schéma-bloc est basé sur la REM et le modèle de contrôle de la suspension représentés par la figure 4.23. Néanmoins, l'objectif étant d'avoir un guide pour fixer le coefficient proportionnel de notre correcteur, certaines hypothèses sont faites : le schéma-bloc est ainsi simplifié qu'il considère comme seule relation entre la force F_a ref et la force F_a réelle la fonction du premier ordre introduite par le comportement inductif de la bobine d'alimentation. De même, les grandeurs apparaissant dans le schéma-bloc sont physiquement limitées (F_a ne peut être négative par exemple). De gauche à droite, le premier bloc $C(s)$ représente le correcteur. Le deuxième est l'amortisseur, dont on tient compte du temps de réponse électrique τ_e et le dernier bloc représente la masse sur laquelle on applique la loi de Newton. En écrivant la fonction de transfert entre la vitesse de sortie mesurée v_m et celle en entrée v_m ref, on obtient :

$$\frac{v_m}{v_m \text{ ref}} = \frac{\frac{C(s)}{ms(1 + \tau_e s)}}{1 + \frac{C(s)}{ms(1 + \tau_e s)}} = \frac{C(s)}{ms(1 + \tau_e s) + C(s)} \quad (4.63)$$

En choisissant un correcteur proportionnel p , l'équation 4.63 donne :

$$\frac{v_m}{v_m \text{ ref}} = \frac{p}{ms(1 + \tau_e s) + p} = \frac{1}{1 + \frac{m}{p}s + \frac{\tau_e m}{p}s^2} \quad (4.64)$$

l'équation 4.64 est identifiée avec la fonction de transfert d'un système du second ordre de type passe bas :

$$H(s) = \frac{1}{1 + \frac{2\xi}{\omega_0}s + \frac{1}{\omega_0^2}s^2} \quad (4.65)$$

avec ξ le taux d'amortissement et ω_0 la pulsation propre du système (cf. §1.1). Afin d'obtenir un système à amortissement critique, on choisit pour le réglage du correcteur un taux d'amortissement de 0.7, ce qui donne pour le correcteur $p = 113$.

3.7.4 Résultat du contrôle par inversion de la REM

Pour évaluer les performances du contrôle par inversion de la REM, la suspension est soumise aux mêmes conditions d'excitation que dans les cas précédents, à savoir un mouvement sinusoïdal de fréquence 7 Hz et d'amplitude ± 5 mm. La figure 4.25.a montre l'évolution des grandeurs cinématiques de la masse. On peut voir que les amplitudes de ces grandeurs sont réduites au moment du déclenchement du contrôle. La figure 4.25.b montre le courant appelé correspondant. L'allure de la courbe du courant montre des cycles dont la fréquence est identique à la période d'excitation de la suspension, soit 7 Hz.

3.8 Etudes comparatives

3.8.1 Comparaisons entre les différentes lois de contrôles

La comparaison entre les lois de contrôle élaborées dans ce travail concerne deux aspects : le premier est l'étude des performances et de la dynamique de chaque loi, tandis que dans le second aspect on s'intéresse à la consommation électrique, facteur primordial en conception et fabrication automobiles.

Pour étudier les performances, on s'intéressera à une variable dynamique de la masse suspendue, la vitesse par exemple. Rappelons que le but du contrôle est de réduire au maximum le mouvement de la masse sans oublier que de par la nature de la suspension semi-active, on peut au mieux, à la résonance, coller au mouvement d'excitation de la roue v_r (du moteur dans notre cas). Ainsi, on définit la performance d'un point de vue quantitatif, comme une mesure de l'écart entre la vitesse du moteur (excitation) et celle de la masse v_m . L'écart mesuré est l'erreur quadratique définie par :

$$\varepsilon = \frac{(v_r - v_m)^2}{v_r^2} \quad (4.66)$$

Sur la figure 4.26 on trace la vitesse de la masse pour les trois cas de contrôle. L'erreur quadratique est calculée pendant l'activation du contrôle (après le temps t_0) et sur une durée égale à 1 s. Le calcul des erreurs relatives à chaque type de contrôle donne pour :

- la stratégie Sky-hook : $\varepsilon = 0.19$
- la stratégie Sky-hook modifiée : $\varepsilon = 0.17$
- le contrôle par inversion de la REM : $\varepsilon = 0.26$

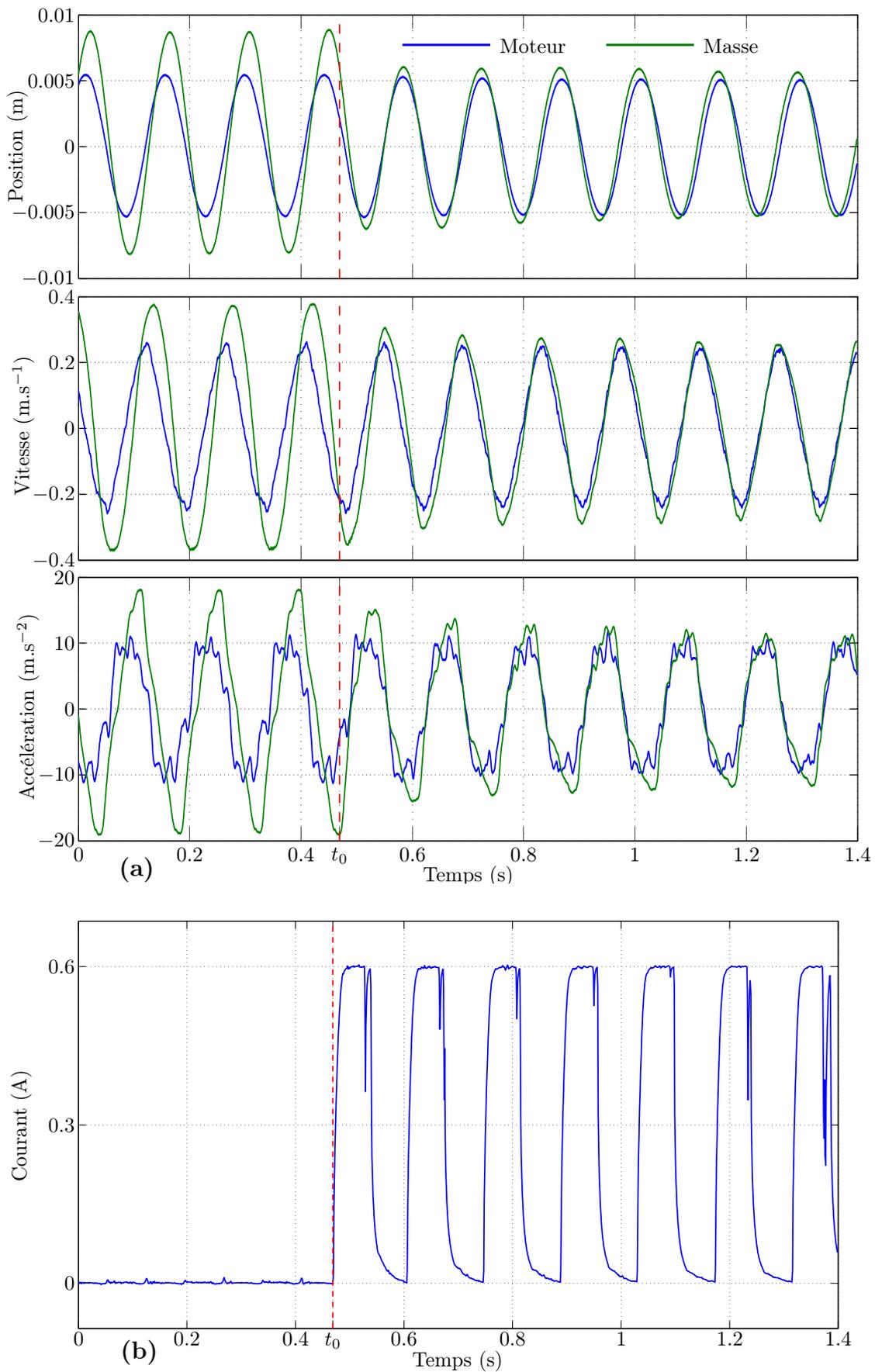


Figure 4.25 - (a) performances du contrôle par inversion de la REM et (b) courant électrique de l'amortisseur.

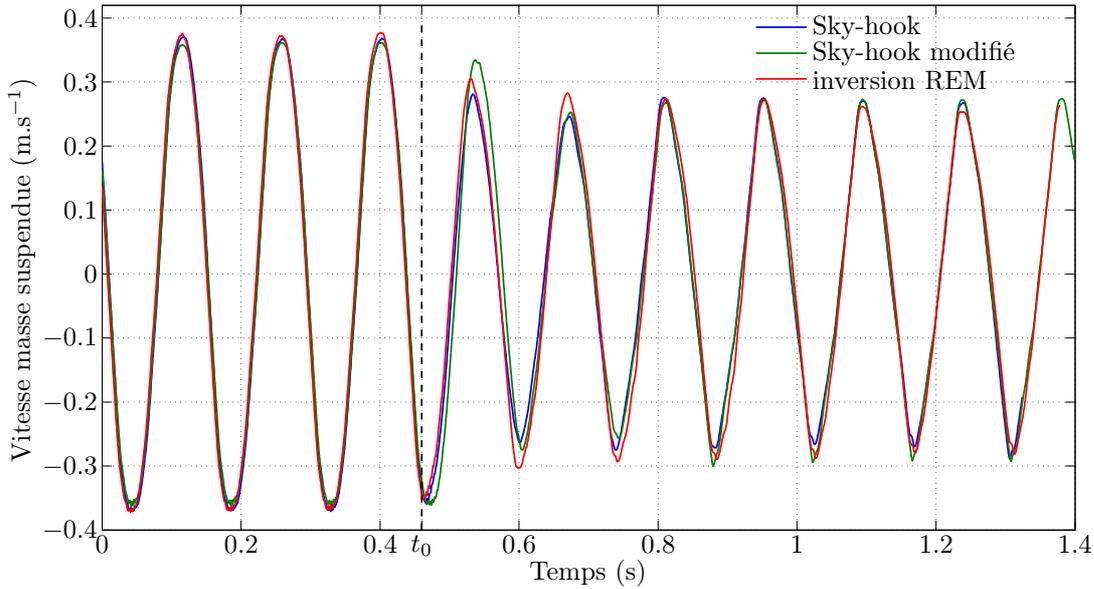


Figure 4.26 - Comparaison des vitesses de la masse suspendue lors du contrôle Sky-hook, Sky-hook modifié et contrôle par inversion de la REM.

A partir de ce calcul et selon le critère de performance susmentionné, on constate que la stratégie de contrôle Sky-hook modifiée est celle dont la vitesse de la masse se rapproche le plus de la vitesse de la roue. Toutefois, d'après la figure 4.26, on voit bien que les différences entre les vitesses pour les trois lois de contrôle sont minimales et n'ont pas un effet significatif sur les performances de chaque loi. On déduit que les trois lois de contrôle ont des performances quasi-identiques.

Pour le second aspect lié à la consommation énergétique, on calculera tout d'abord la puissance instantanée électrique $P(t)$ dans l'amortisseur. Elle est identique à la puissance dissipée par la bobine d'inductance $L = 14.5$ mH et de résistance $R = 1.7$ Ω (cf. chapitre 3 §1.5). La puissance instantanée est définie par :

$$P(t) = u(t)i(t) \quad (4.67)$$

avec $u(t)$ la tension aux bornes de la bobine et $i(t)$ le courant. En régime dynamique, cette tension s'écrit :

$$u(t) = L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) \quad (4.68)$$

et par conséquent la puissance devient :

$$P(t) = L \frac{di(t)}{dt} i(t) + Ri^2(t) \quad (4.69)$$

Sur la figure 4.27 on visualise le courant d'alimentation de l'amortisseur utilisé dans chacune

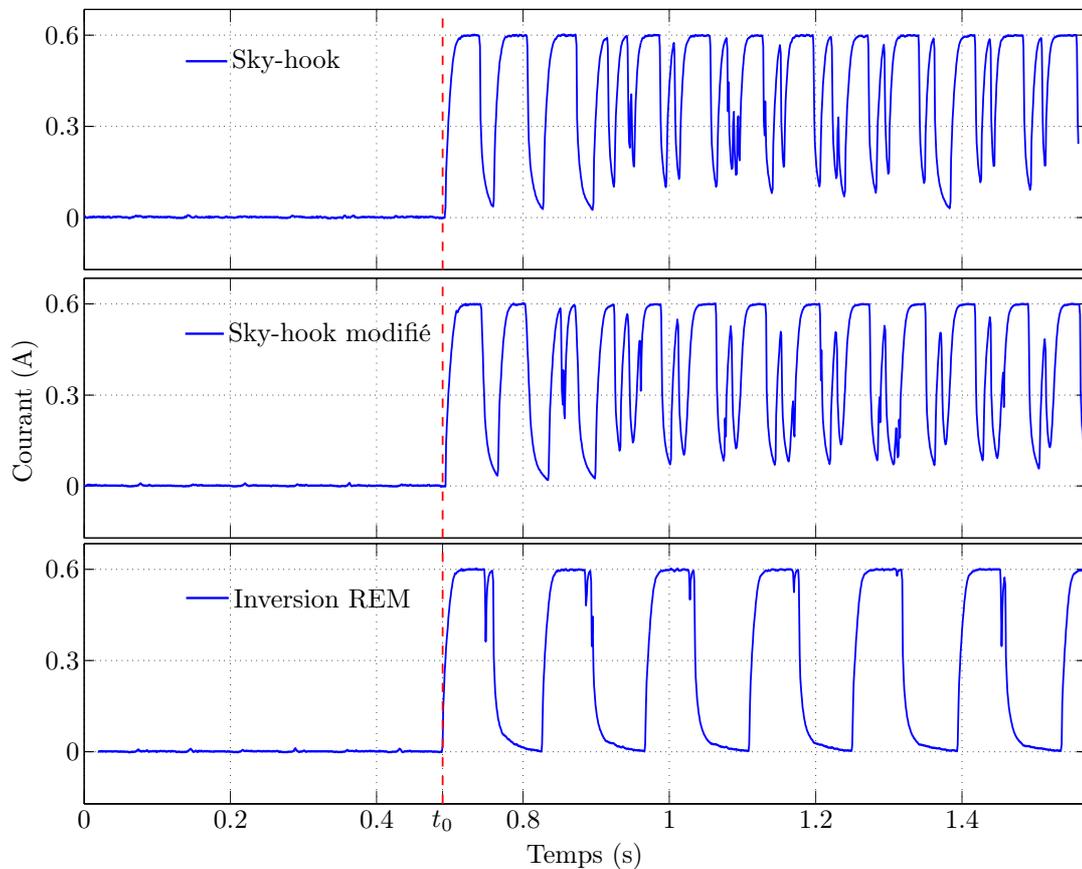


Figure 4.27 - Allure des courants dans l'amortisseur lors des contrôles Sky-hook, Sky-hook modifié et contrôle par inversion de la REM.

des lois de contrôle. On peut constater d'après l'allure de ces courbes que le contrôle par inversion de la REM est celui qui nécessite le moins d'énergie électrique. Pour une évaluation quantitative, nous calculons la puissance moyenne dissipée durant une seconde :

$$P_m = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt \quad (4.70)$$

où T est la période égale à 1 seconde. La puissance moyenne calculée donne :

- Sky-hook : $P_m = 0.51$ W
- Sky-hook modifiée : $P_m = 0.44$ W
- contrôle par inversion de la REM : $P_m = 0.31$ W

On voit bien que parmi les trois stratégies de contrôle mis en place, le contrôle par inversion de la REM est celui qui nécessite le moins d'énergie électrique. La loi Sky-hook consomme 40% de plus tandis que la loi Sky-Hook modifiée 20% de plus. Ce critère de consommation électrique avantage considérablement la loi basée sur l'inversion de la REM.

3.8.2 Comparaison simulations/expériences

Le but de cette partie est de valider et de comparer les résultats issus du modèle de simulation complet de la suspension (modélisation+contrôle) avec les résultats expérimentaux. La procédure de comparaison consiste à injecter en entrée du modèle numérique la position du moteur mesurée expérimentalement et à comparer dans les deux cas (expériences et simulations) les grandeurs dynamiques de la masse ainsi que la consommation électrique (cf. figure 4.28). Nous rappelons que l'intégralité du modèle numérique et son contrôle ont été réalisés avec l'outil Simulink™.

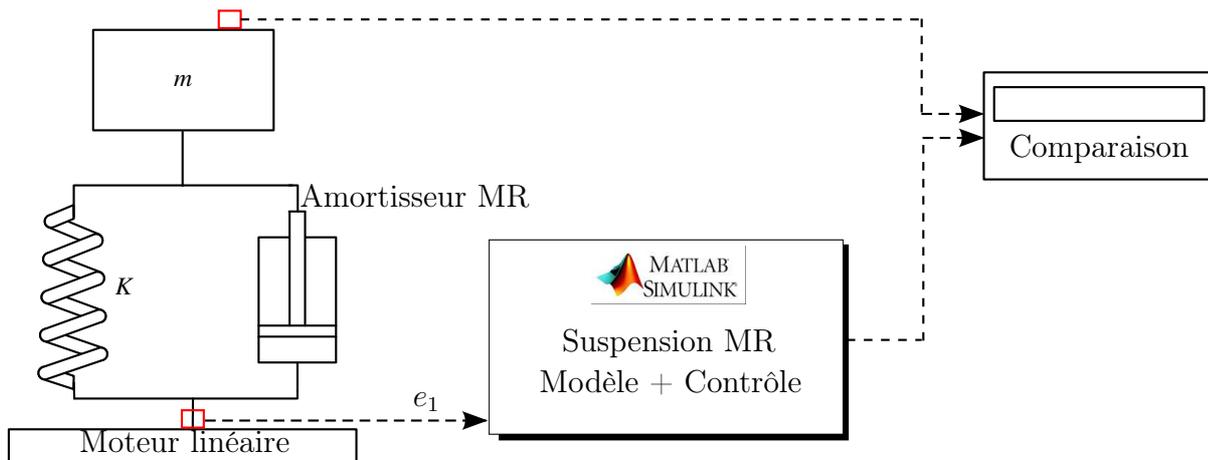


Figure 4.28 - Schéma de principe pour la procédure de comparaison des résultats de simulations et de l'expérience.

Sur la figure 4.29 on montre une comparaison entre l'expérience et la simulation du contrôle Sky-hook modifié. Par rapport aux performances dynamiques, notamment le déplacement et la vitesse de la masse, on observe une bonne similitude entre les deux résultats. Pour l'accélération, des écarts sont plus visibles surtout dans les zones extrémales de l'accélération. En ce qui concerne l'allure du courant prévue par le modèle de simulation, celle-ci présente quelques différences avec l'expérience. Les petits pics de courant ne sont pas prédits par la simulation.

La comparaison expérience/simulation pour le contrôle par inversion de la REM est synthétisée par la figure 4.30. Cette figure permet d'observer une assez bonne prédiction par la simulation du comportement de la masse et de l'allure du courant électrique. La comparaison des variables cinématiques montre une meilleure similitude des deux résultats par rapport au modèle précédent de Sky-hook. Toutefois, on note la présence d'une légère instabilité numérique de l'accélération au moment du changement de signe (négatif à positif). Par rapport au courant, le modèle numérique prédit bien qualitativement et quantitativement son évolution. Nous pouvons déduire que la modélisation par la REM de la suspension et de son contrôle est la plus apte à reproduire le comportement réel par le modèle numérique. Ceci peut être expliqué

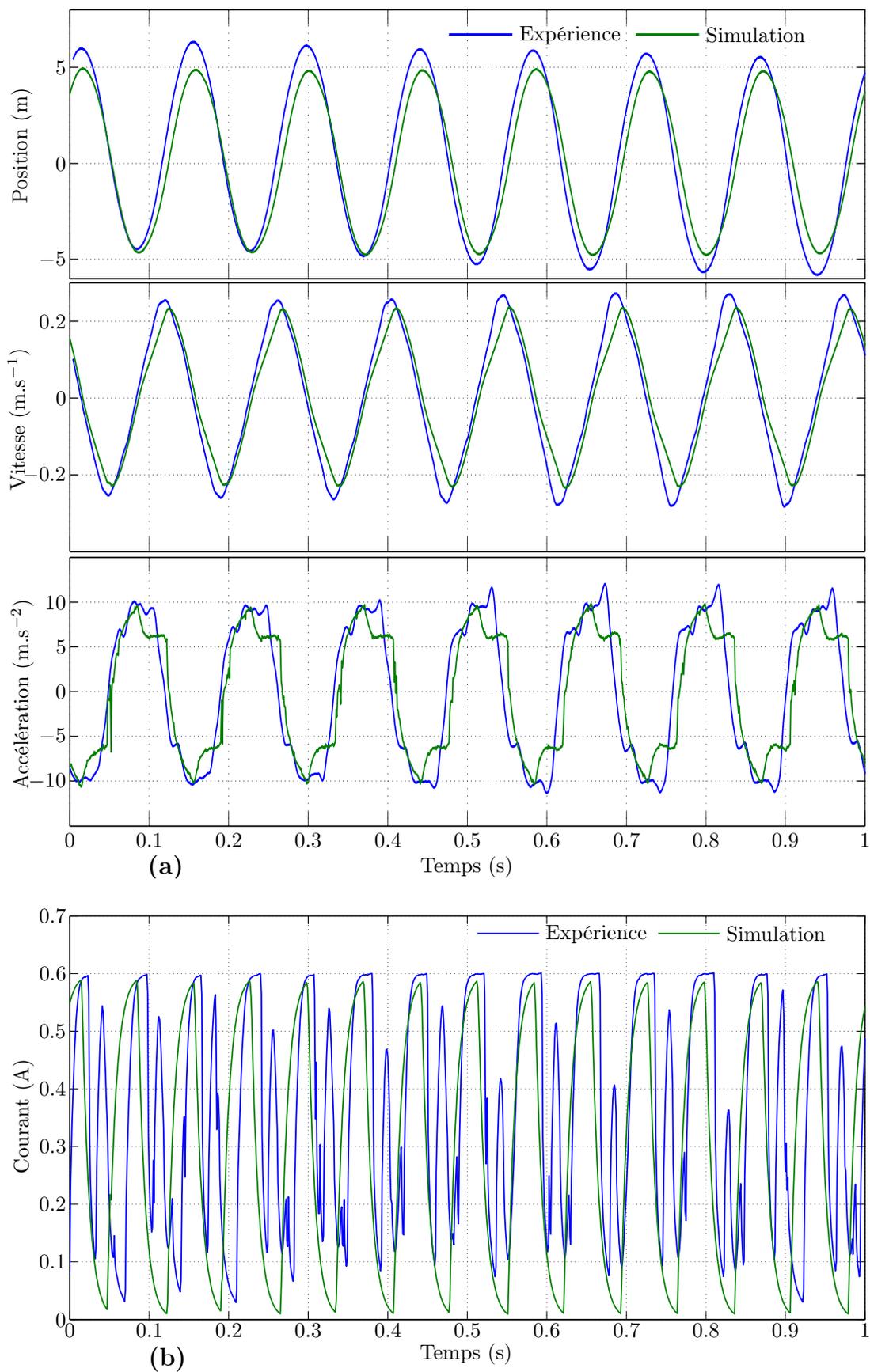


Figure 4.29 - (a) comparaison des résultats expérimentaux et des simulations du contrôle Skyhook modifié. (b) Comparaison par rapport à l'allure du courant électrique.

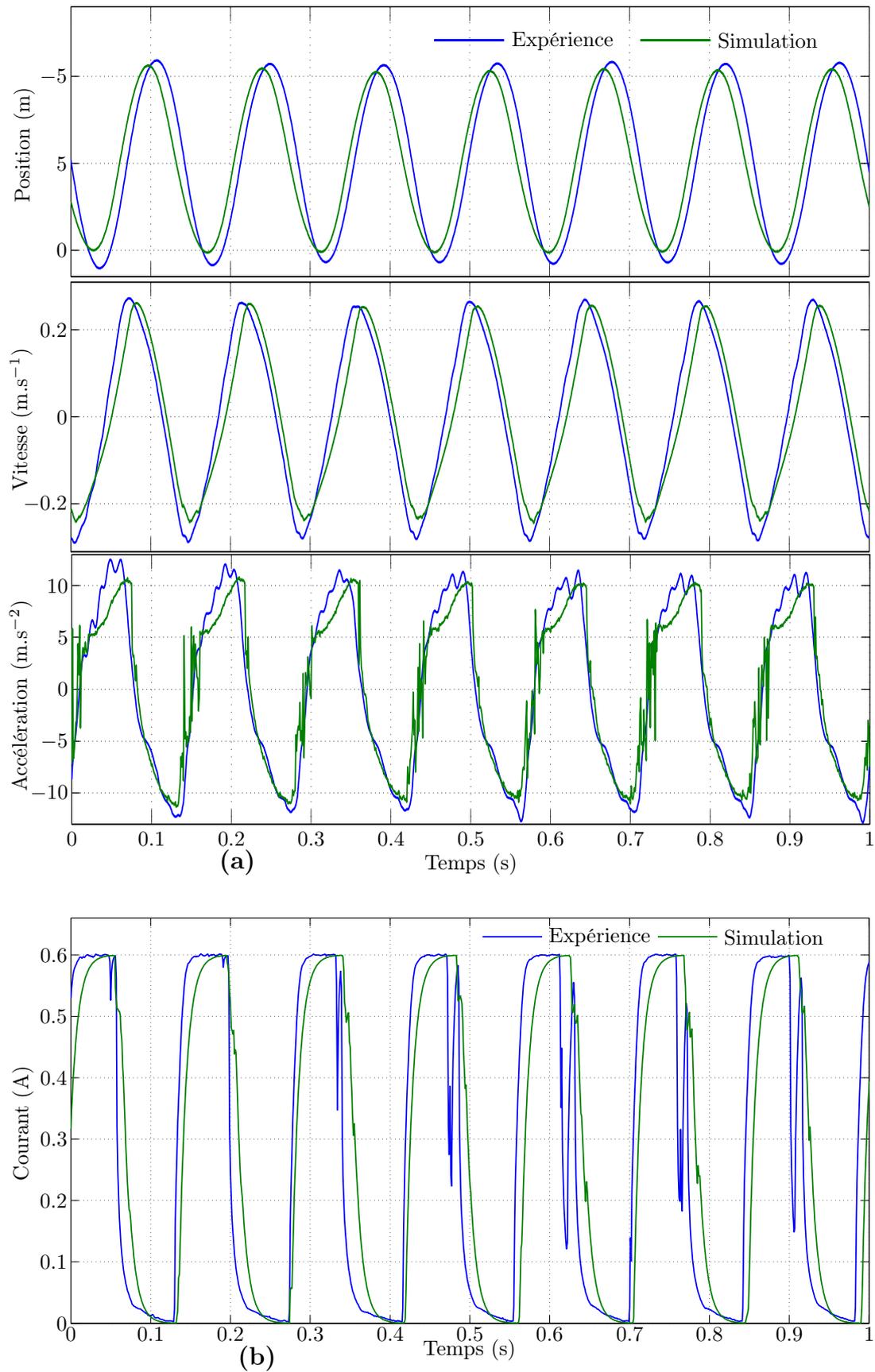


Figure 4.30 - (a) Comparaison des résultats expérimentaux et des simulations du contrôle REM. (b) Comparaison par rapport à l'allure du courant électrique.

par le fait que la modélisation et le contrôle par inversion de la REM ne font pas intervenir des conditions nécessitant des changements brutaux entre les valeurs minimales et maximales du courant par exemple. Au contraire, la régulation du courant s'adapte continuellement à l'évolution de la vitesse de la masse.

4 Conclusion partielle

Dans ce chapitre nous avons mis en place des lois de contrôle pour les systèmes de suspensions semi-actives à base de fluide MR : Sky-hook, Sky-hook modifié et le contrôle par inversion de la REM. Ces lois de contrôle ont été testées et validées expérimentalement à l'aide d'un banc de test spécifique. Ce banc reproduit un modèle de quart de véhicule à échelle réduite. La comparaison entre les performances dynamiques des différentes lois montre une similitude des performances avec un léger avantage pour le contrôle Sky-hook modifié. L'étude de la consommation électrique induite par chaque loi indique par contre un avantage du contrôle par inversion de la REM. Le correcteur conçu avec la REM a été dimensionné pour obtenir un facteur d'amortissement de l'ordre de 0.7, alors que les autres lois de commande tendent à maximiser ce terme. Ceci peut expliquer le fait qu'on a moins d'atténuation des oscillations avec le contrôle par inversion de la REM mais aussi une moindre consommation de puissance par rapport aux autres approches qui demandent des commutations de courant inutiles .

Par rapport à la modélisation globale du système (suspension + commande) sous Simulink™, le modèle REM et son contrôle possèdent les meilleurs résultats de comparaisons entre la simulation et l'expérience. Pour le contrôle Sky-hook, nous avons remarqué l'existence expérimentalement de petites oscillations de courant dont le modèle de simulation ne rend pas compte. Ces oscillations supplémentaires pourraient être expliquées par l'instabilité engendrée par le changement très rapide dans la régulation de la valeur du courant dans l'amortisseur. En effet, l'activation du contrôle dépend du signe de $V_m(V_m - V_r)$, cette condition porte sur le passage par zéro du produit des vitesses ce qui fait qu'on peut commuter très rapidement d'un état à l'autre si on travaille près du zéro. Une solution serait de rajouter un hystérésis dans la condition de commutation des modes amortisseur alimenté ou non.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Dans cette thèse, nous avons étudié les systèmes de suspension à base de fluides MR. Trois études complémentaires ont été réalisées. La première concerne la conception, la caractérisation et le développement expérimental; la deuxième est une modélisation de l'amortisseur et de l'ensemble du système de suspension, la dernière étude est la mise en place d'un outil de contrôle réalisant ainsi une étude mécatronique complète d'une suspension MR.

Nous avons conçu et dimensionné un amortisseur MR à échelle réduite. Le dimensionnement de l'amortisseur est basé sur l'optimisation de ses paramètres géométriques et électriques permettant de maximiser le rapport entre la force active et passive. Cet amortisseur a été intégré à un banc de test aussi développé durant la thèse. Ce banc permet la caractérisation statique et dynamique de l'amortisseur ainsi que le test et la validation des lois de contrôle appliquées à une suspension MR à échelle réduite.

Les expérimentations ont permis une caractérisation mécanique et électromagnétique détaillée de l'amortisseur. La caractérisation des forces passives et MR a été réalisée. Il s'agit du comportement de la force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston et du courant dans la bobine. Des phénomènes d'hystérésis et de saturation magnétique ont été observés. En particulier, le tracé de la force à vitesse constante et courant variable a mis en évidence un phénomène d'hystérésis. En perspective, ces résultats expérimentaux doivent être comparés à ceux obtenus pour les amortisseurs MR classiques à échelle 1. De cette comparaison on déduira les règles d'une modélisation permettant de passer d'une échelle à l'autre. Le but de cette modélisation sera de mieux comprendre l'influence des dimensions sur le comportement de l'amortisseur MR. Ajoutons qu'un tel modèle peut avoir un intérêt d'ordre économique et

pratique car la mise en œuvre des bancs de test et de caractérisation des grands amortisseurs est très onéreuse.

En quasi-statique, nous avons vu que le modèle rhéologique de Bingham est en accord avec l'expérience pour les vitesses supérieures à 120 mm.s^{-1} , tandis que pour les vitesses inférieures, le modèle présente des limites. Il ne tient pas en compte la croissance non linéaire de la force. L'exploration plus détaillée des phénomènes de lubrification et des frottements de joints doit donner une meilleure compréhension du comportement de la force d'amortissement totale notamment à faible vitesse. Pour la partie dynamique, le modèle de Bouc-Wen modifié concorde bien avec les résultats expérimentaux pour des faibles fréquences d'excitation. Pour les hautes fréquences (supérieures à 10 Hz), ce modèle ne prend plus en compte certains phénomènes tels que la forte hystérésis pour la courbe force-vitesse. L'amélioration du modèle pourrait se faire par adjonction des termes inertiels. Cependant, pour une meilleure performance, il faudra trouver un modèle à partir des phénomènes physiques mis en jeu dans l'amortisseur, car le modèle de Bouc-Wen modifié reste un modèle empirique. Il faut s'intéresser à la rhéologie du fluide à travers des modèles issus de la mécanique des fluides non newtoniens.

Nous avons mis en œuvre plusieurs lois de contrôle existantes et nouvelles. Ces lois de contrôle ont été étudiées et validées sur un banc de test représentant un quart de véhicule à échelle réduite. Le contrôle basé sur l'inversion du modèle REM a prouvé une nette réduction de la consommation énergétique de l'amortisseur pour des performances quasiment identiques à celles obtenues par les autres lois de contrôle (Sky-hook et Sky-hook modifiée). Ce qui est très intéressant car les nouvelles applications en industrie automobile sont soumises à des critères drastiques en termes de consommation électrique. Pour l'ensemble de l'étude, la fréquence d'excitation est égale à la fréquence de résonance du système. Nous avons supposé que si une loi est valide et efficace à la résonance, qui est la fréquence critique pour le système, alors elle le sera pour les autres fréquences. La suite de cette étude consiste à valider cette hypothèse en réalisant des essais à d'autres fréquences. Aussi, grâce au même montage expérimental, de nouvelles lois de commande pourront être testées utilisant d'autres profils d'excitations.

La caractérisation expérimentale et la modélisation de l'amortisseur doivent être complétées par une étude thermique de l'amortisseur. Lors de la conception du système, l'idée initiale d'insérer des capteurs thermiques à l'intérieur de l'amortisseur s'est avérée très onéreuse et technologiquement très complexe vu la taille de l'amortisseur. Une camera infrarouge pourrait être utilisée pour visualiser et étudier l'évolution thermique de l'amortisseur. Il s'agit d'étudier l'évolution de la force d'amortissement en fonction de la température du système. Le facteur thermique sera pris en compte dans le contrôle des suspensions MR.

Dans la perspective de réalisation d'un contrôle plus avancé en boucle ouverte, on se propose d'identifier en temps réel les routes en fonction de leurs fréquences et amplitudes d'oscillations, puis adapter systématiquement le niveau de courant approprié afin de modifier la viscosité du fluide. Une partie de ce travail a déjà été initiée par Unimore¹, un des partenaires du projet, qui a développé des algorithmes programmés sous SimulinkTM permettant de classer les routes en 12 catégories selon les critères de fréquences et d'amplitudes. La suite de ce travail consisterait alors à trouver la loi de contrôle qui déterminerait le courant adaptée pour chaque catégorie et de mettre en place une commande des suspensions MR qui gère l'utilisation des lois de contrôles en fonction des irrégularités de la route. On pourrait aussi tester la robustesse de la commande vis-à-vis d'incertitudes sur le modèle d'amortisseur ou de paramètres qui varient à cause du vieillissement.

1. <http://www.unimore.it>

BIBLIOGRAPHIE

- [Alexandridis 07] **Alex A. Alexandridis.** *The MagneRide™ System.* In Vehicle Dynamics EXPO, Novi, Michigan, 2007.
- [Armstrong 95] **B Armstrong et C C de Wit.** Friction modeling and compensation, the control handbook. 1995.
- [Barre 06a] **P. J. Barre, A. Bouscayrol, P. Delarue, E. Dumetz, F. Giraud, J. P. Hautier, X. Kestelyn, B. Lemaire-Semail et E. Semail.** *Com-mande par inversion pour entraînements électromécaniques, principe et applications.* In CIFA, 2006.
- [Barre 06b] **PJ Barre, A. Bouscayrol, P. Delarue, E. Dumetz, F. Giraud, JP Hautier, X. Kestelyn, B. Lemaire-Semail et E. Semail.** *Inversion-based control of electromechanical systems using causal graphical descriptions.* In Proc. of IEEE-IECON, volume 6, pages 5276–5281, 2006.
- [BASF 09] **BASF.** The chemical company. <http://www.basf.com>, 2009.
- [Ben Mekki 06] **O. Ben Mekki.** «*Amortissement semi-actif des structures flexibles*». Thèse de doctorat, Université de Rome Tor Vergata, Italie et l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, France, 2006.
- [Biedermann 09] **Motech Biedermann.** <http://www.biedermann.com>, 2009.
- [BMW 10] **BMW.** The international bmw website. <http://www.bmw.com/>, 2010.

- [Bouc 71] **R. Bouc.** *Modèle mathématique d'hysteresis.* Acustica, vol. 24, n° 3, pages 16–25, 1971.
- [Bouscayrol 03a] **A. Bouscayrol.** Formalismes de représentation et de commande des systèmes électromécaniques multimachines multiconvertisseurs. Habilitation à Diriger les Recherches de l'Université de Sciences et Technologies de Lille, 2003.
- [Bouscayrol 03b] **A. Bouscayrol, B. Davat, B. De Fornel, B. François, JP Hautier, F. Meibody-Tabar, E. Monmasson, M. Pietrzak-David, H. Razik, E. Semail et others.** *Control structures for multi-machine multi-converter systems with upstream coupling.* Mathematics and Computers in Simulation, vol. 63, n° 3-5, pages 261–270, 2003.
- [Bouscayrol 05] **A. Bouscayrol, G. Dauphin-Tanguy, R Schoenfeldand A. Pennamen, X. Guillaud et G.-H. Geitner.** *Different energetic descriptions for electromechanical systems.* In EPE'05, Dresden (Germany), (article conjoint de L2EP Lille, LAGIS Lille et University of Dresden), 2005.
- [Capacity 09] **Cubic Capacity.** <http://www.cubiccapacity.com>, 2009.
- [Carbibles 09] **Carbibles.** <http://www.carbibles.com>, 2009.
- [Carlson 98a] **J. D. Carlson.** *Low-cost MR fluid sponge devices.* In Proc. 6th Int. Conf. on New Actuators ed H Borgmann, pages 417–421, Bremen : Messe Bremen GmbH, 1998.
- [Carlson 98b] **J. D. Carlson.** *NEW cost effective braking damping and vibration control devices made with magnetorheological fluids.* Mater. Technol., vol. 13, pages 96–99, 1998.
- [Carlson 02] **J.D. Carlson.** *What makes a good MR fluid?* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 13, n° 7, pages 431–436, 2002.
- [Carpentier 06] **Raphaël Carpentier.** Expérimentation d'un amortisseur à fluide magnéto rhéologique. Master's thesis, Ecole de Technologie Supérieure Université du Québec, 2006.
- [Chen 08] **K. Chen, Y. Cheng, A. Bouscayrol, C. Chan, Berthon et Shumei Cui.** *nversion-based control of a Hybrid Electric Vehicle using a Split Electric Variable Transmission.* In VPPC'08, Harbin, China, 2008.
- [Chevalier 03] **A. Chevalier.** Guide du dessinateur industriel. Hachette Technique, Paris, 2003.

- [Chrzan 01] **M.J. Chrzan et J.D. Carlson.** *MR fluid sponge devices and their use in vibration control of washing machines.* In in SPIE 8th Annual Symposium on Smart Structures and Materials, Newport Beach., 2001.
- [Cros 10] **Christophe Cros.** Modélisation d'un amortisseur à base de fluide magnéto-rhéologiques. Master's thesis, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers-Lille, 2010.
- [Delphi 09] **Corporation Delphi.** <http://www.delphi.com>, 2009.
- [Demersseman 09] **Richard Demersseman.** *Caractérisation et modélisation causale d'un frein à liquide magnétorhéologique en vue de sa commande.* Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieurs d'Arts et Métiers, 2009.
- [Dixon 96] **John C. Dixon.** Tires, suspension and handling. Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA, 1996.
- [Eurostat 05] **Eurostat.** *Conférence Européenne des Ministres des transports (CEMT) et statistiques nationales.* Moscou, 2005.
- [Gamota 91] **Dr Gamota et Fr Filisko.** *Dynamic mechanical studies of electrorheological materials : moderate frequencies.* Journal of rheology (New York, NY), vol. 35, n° 3, pages 399–425, 1991.
- [Goncalves 06] **F.D. Goncalves, M. Ahmadian et JD Carlson.** *Investigating the magnetorheological effect at high flow velocities.* Smart Materials and Structures, vol. 15, n° 1, pages 75–85, 2006.
- [Gosselin-Brisson 06] **Samuel Gosselin-Brisson.** Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile. Master's thesis, UNIVERSITE DU QUEBEC, 2006.
- [Guan 06] **X. Guan, J. Li, B. Wu et J. Ou.** *An experimental study of magnetorheological fluid dampers for vibration control of one offshore platform.* In Smart Structures and Materials, volume 6169, pages 123–129, 2006.
- [Guo 06] **Shuqi Guo, Shaopu Yang et Cunzhi Pan.** *Dynamic Modeling of Magnetorheological Damper Behaviors.* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 17, pages 3–14, 2006.
- [Hautier 96] **JP Hautier et J. Faucher.** *Le graphe informationnel causal.* Bulletin de l'Union des Physiciens, vol. 90, pages 167–189, 1996.
- [Hautier 04] **J. P. Hautier et P. J. Barre.** *The causal ordering graph - A tool for modelling and control law synthesis.* Studies in Informatics and Control

- Journal, vol. 13, n° 4, pages pp. 265–283, December 2004.
- [Herschel 26] **WH Herschel et R. Bulkley.** *Model for time dependent behavior of fluids.* In Proc. American Society of Testing Materials, volume 26, page 621, 1926.
- [Hrovat 81] **D. Hrovat et HUBBARD.** *Optimum Vehicle Suspensions Minimising RMS Rattlespace, Sprung-Mass Acceleration and Jerk.* In Transactions of the ASME, volume Vol. 103, pages pp. 228–236, 1981.
- [Iwasaki 94] **Y. Iwasaki et H.A. Simon.** *Causality and model abstraction.* Artificial Intelligence, vol. 67, n° 1, pages 143–194, 1994.
- [Jolly 00] **M.R. Jolly, J.W. Bender et J.D. Carlson.** *Properties and applications of commercial magnetorheological fluids.* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 10, n° 1, pages 5–13, 2000.
- [Jung 03] **H.J. Jung, B.F. Spencer Jr et others.** *Control of seismically excited cable-stayed bridge employing magnetorheological fluid dampers.* Journal of Structural Engineering, vol. 129, page 873, 2003.
- [Karnopp 74] **D. Karnopp, MJ Crosby et RA Harwood.** *Vibration control using semi-active force generators.* Journal of Engineering for Industry, vol. 96, n° 2, pages 619–626, 1974.
- [Kotrane 06] **Asma Kotrane.** Conception, rÉalisation et caractÉrisation dynamique d'un amortisseur magnÉto-rhÉologique. Master's thesis, École de Technologie Supérieure, 1100, Rue Notre-Dame West, Montréal, QC, H3C1K3, Canada, 2006.
- [Kropac 05] **O. Kropac et P. Mucka.** *Be careful when using the International Roughness Index as an indicator of road unevenness.* Journal of sound and vibration, vol. 287, pages 989–1003, 2005.
- [Laun 07] **H.M. Laun et C. Gabriel.** *Measurement modes of the response time of a magneto-rheological fluid (MRF) for changing magnetic flux density.* Rheologica Acta, vol. 46, n° 5, pages 665–676, 2007.
- [Lord 99] **Lord.** *Engineering Note : Designing with MR Fluids.* Rapport technique, Lord Materials Division (www.lord.com), 1999.
- [Lord 01] **Corporation Lord.** *Rheonetic RD-1005-3 MR damper.* Rapport technique, product bulletin, 2001.

- [Lord 06] **Lord.** *Lord Rheonetic Magnetically Responsive Technology, Hydrocarbon-Based MR Fluid MRF-132DG.* Rapport technique, Product Bulletin, 2006.
- [Lord 09] **Corporation Lord.** <http://www.lord.com>, 2009.
- [Lozada 07] **José Lozada.** *Modélisation, contrôle haptique et nouvelles réalisations de claviers musicaux.* Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique, 2007.
- [Mandara 06] **Mandara, A. Durantea, G. Spinaa, S. Amedurib et A. Conciliob.** *Seismic protection of civil historical structures by MR dampers.* In Smart Structures and Materials, volume 6169, 2006.
- [Marazzi 02] **F. Marazzi.** *Semi-active control of civil structures : implementation aspects.* Thèse de doctorat, Ph. D. dissertation, Department of Structural Mechanics, University of Pavia, Italy, 2002.
- [Milliken 95] **W.F. Milliken et D.L. Milliken.** Race car vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [Nelder 65] **JA Nelder et R. Mead.** *A simplex method for function minimization.* The computer journal, vol. 7, n° 4, page 308, 1965.
- [NI 06] **NI.** National Instruments. Ni-daqmx key concepts, labview 8 help édition, 2006.
- [Ok 07] **S.Y. Ok, D.S. Kim, K.S. Park et H.M. Koh.** *Semi-active fuzzy control of cable-stayed bridges using magneto-rheological dampers.* Engineering Structures, vol. 29, n° 5, pages 776–788, 2007.
- [Pacejka 02] **Hans B. Pacejka.** Tires and vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc, Warrendale, USA, 2002.
- [Park 99] **J. H. Park et Y. S. Kim.** *h_{∞} controller for active suspension and its robustness based on a full car model.* In 14th world conference of IFAC, pages 503–508, Beijing, China, 1999.
- [Paulides 06] **J.J.H. Paulides, L. Encica, E.A. Lomonova et A.J.A. Vandemput.** *Design considerations for a semi-active electromagnetic suspension system.* IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS MAG, vol. 42, n° 10, page 3446, 2006.
- [Philips 69] **R W Philips.** *Engineering applications of fluids with variable yield stress.* Thèse de doctorat, California, Berkeley, CA, 1969.

- [Phulé 01] **P.P. Phulé.** *Magnetorheological (MR) fluids : Principles and applications.* Smart Materials Bulletin, vol. 2001, n° 2, pages 7–10, 2001.
- [Rabinow 48] **J. Rabinow.** *The magnetic fluid clutch.* Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, vol. 67, n° 2, pages 1308–1315, 1948.
- [Rosenfeld 04] **N.C. Rosenfeld et N.M. Wereley.** *Volume-constrained optimization of magnetorheological and electrorheological valves and dampers.* Smart Materials and Structures, vol. 13, n° 6, pages 1303–1313, 2004.
- [Sammier 01] **Damien Sammier.** *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles.* Thèse de doctorat, Laboratoire d'automatique de Grenoble, France, 2001.
- [Satoriseal 09] **Satoriseal.** <http://www.satoriseal.com>, 2009.
- [Shulman 84] **Z. P. Shulman, V.I. Kordonski et E.A. Zaltsgendler.** *Dynamic and physical properties of ferrosuspensions with a structure rearrangeable by the external magnetic field.* In Magnitnaya Gidrodinamika, volume 20, pages 30–38, 1984.
- [Smith 00] **J. H. Smith.** An introduction to modern vehicle design. 2000.
- [Spencer 97] **BF Spencer, SJ Dyke, MK Sain et J.D. Carlson.** *Phenomenological model for magnetorheological dampers.* Journal of Engineering Mechanics, vol. 123, n° 3, pages 230–238, 1997.
- [Spencer 98] **Jr. Spencer, B.F., G. Yang, J.D. Carlson et M.K. Sain.** *Smart dampers for seismic protection of structures : a full-scale study.* In Proceedings of the Second World Conference on Structural Control, volume 1, pages 417–426. Kyoto, 1998.
- [Tamboli 99] **J. A. Tamboli et S. G. Joshi.** *Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations.* Journal of sound and vibration, vol. 219, pages 193–205, 1999.
- [Türkay 05] **S. Türkay et H. Akçay.** *A study of random vibration characteristics of the quarter-car model.* Journal of sound and vibration, vol. 282, pages 111–124, 2005.
- [Tsymberov 96] **Anatoly Tsymberov.** *An Improved Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus with Means to Determine the Condition of the Dampers.* In SAE Paper 960735, 1996.

- [Wang 01] **J. Wang et G. Meng.** *Magnetorheological fluid devices : principles, characteristics and applications in mechanical engineering.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L : Journal of Materials : Design and Applications, vol. 215, n° 3, pages 165–174, 2001.
- [Wang 03] **En Rang Wang, Xiao Qing Ma, S. Rakheja et C. Y. Su.** *Semi-active Control of Vehicle Vibration with MR-dampers.* In Conference on Decision and Control, volume 3, pages 2270–2275, 2003.
- [Wang 05] **J. Wang, G. Meng, N. Feng et EJ Hahn.** *Performance and control of squeeze mode MR fluid damper-rotor system.* Smart Materials and Structures, vol. 14, pages 529–539, 2005.
- [Wen 76] **Y. Wen.** *Method for random vibration of hysteretic systems.* Journal of the engineering mechanics division, vol. 102, n° 2, pages 249–263, 1976.
- [Wenger 02] **L. Wenger et F. Borrelli.** *ha application of constrained optimal control to active automotive suspensions.* In Proc. of the 41st IEEE Conference on Decision and Control, Las Vegas, page 881, 2002.
- [Wong 93] **J.Y. Wong.** Theory of ground vehicles. Wiley-Interscience, 1993.
- [Yang 01] **G. Yang.** *Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation : modeling, testing and control.* Thèse de doctorat, Department of Civil Engineering and Geological Sciences Notre Dame, Indiana, 2001.
- [Yang 02] **G. Yang, BF Spencer, JD Carlson et MK Sain.** *Large-scale MR fluid dampers : modeling and dynamic performance considerations.* Engineering structures, vol. 24, n° 3, pages 309–323, 2002.
- [Yao 02] **GZ Yao, FF Yap, G. Chen, WH Li et SH Yeo.** *MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system.* Mechatronics, vol. 12, n° 7, pages 963–973, 2002.
- [Yoshimura 01] **T. Yoshimura, A. Kume, M. Kurimoto et J. Hino.** *Construction of an active suspension system of a quarter car model using the concept of sliding mode control.* Journal of Sound and Vibration, vol. 239, n° 2, pages 187–199, 2001.
- [Zin 04] **A. Zin, O. Sename et L. Dugard.** *Contrôle du châssis d'un modèle non linéaire de véhicule bicyclette.* Proc. of the CIFA, Douz, 2004.
- [Zin 05] **Alessandro Zin.** *Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis.* Thèse de doctorat, Institut National

Polytechnique de Grenoble, 2005.

[Zipser 01]

L. Zipser, L. Richter et U. Lange. *Magnetorheologic fluids for actuators.* Sensors & Actuators : A. Physical, vol. 92, n° 1-3, pages 318–325, 2001.

APPLICATIONS DES AMORTISSEURS MAGNÉTORHÉOLOGIQUES

1 Industrie automobile

Des systèmes d'amortissement semi-actifs ont également été employés pour d'autres types de suspensions dans le domaine automobile, il s'agit des sièges de véhicule agricole et poids lourds. Dans les études entreprises conjointement entre le laboratoire de dynamique de véhicule de Virginia Tech et Lord Corporation, le dispositif MR le plus réussi d'un point de vue commercial est le RD-1005-3 [Lord 01]. L'amortisseur est monotube, avec une longueur de 200 mm en détente et de 150 mm en compression. Il est capable d'avoir une force d'amortissement de 1500 N pour des vitesses supérieures à 200 mm.s^{-1} et pour un courant de 1 A, soit une puissance dissipée de 300W, sous une tension et un courant d'alimentation de 12 V et 1 A, soit une puissance absorbée de 12 W. Lorsque le courant n'est pas appliqué, l'amortisseur a une force inférieure à 750 N à 200 mm.s^{-1} . L'amortisseur RD-1005-3 est employé dans un système de suspension de siège appelé *Motion Master semi-active damping system*. Le système de contrôle d'amortissement est composé d'un contrôleur avec sonde intégrée, un commutateur et un microprocesseur. L'algorithme est conçu pour fournir de faibles amortissements lorsque le déplacement détecté est faible. Sur des routes relativement lisses, l'amortisseur est actionné en mode passif en n'actionnant pas le champ magnétique. Quand la suspension rencontre des mouvements relativement grands, l'algorithme détecte la position relative du siège et de son changement par rapport au temps, et produit une commande en courant appropriée. Un commutateur à trois positions est

également intégré dans la conception ; cela permet au conducteur d'ajuster la commande en plaçant l'amortissement à l'une de ces trois positions : faible, moyen, ou fort [Kotrane 06].

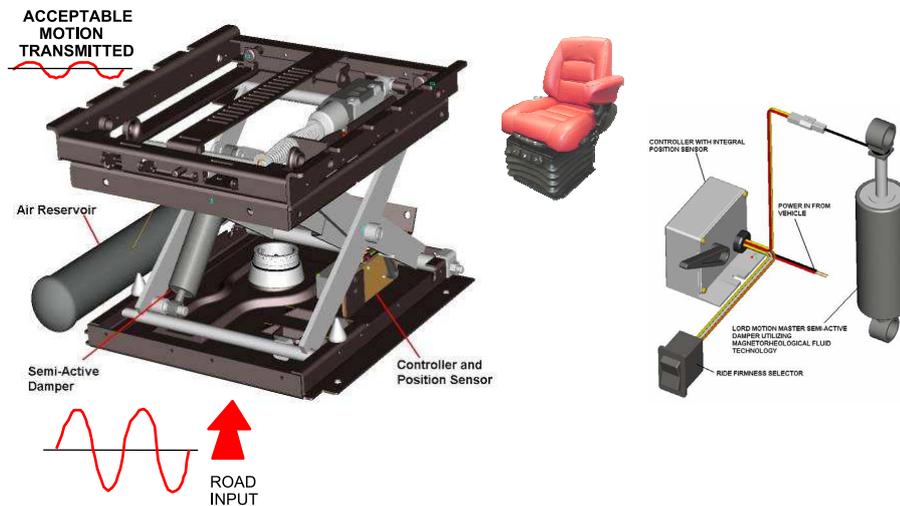


Figure A.1 - Schéma d'installation de l'amortisseur de siège de poids lourd le RD-1005-3.

Toujours dans le domaine de l'automobile, Des études en cours de développement sont entreprises sur les possibilités offertes par les amortisseurs MR en terme de dissipation d'énergie, de faiblesse d'encombrement et de rapidité de réaction permettant l'avènement de systèmes «intelligents» de protection des passagers lors des accidents de véhicules. L'idée évoquée est d'intégrer structurellement des amortisseurs MR à plusieurs éléments «critiques» dans les transferts d'énergie mécanique (pare-chocs, colonne de direction, sièges et ceintures de sécurité, etc.). Le système serait piloté par un contrôleur qui ajusterait en temps réel les forces d'amortissement à partir de la mesure des caractéristiques du choc mais également d'autres paramètres tels que la taille, le poids et la position des passagers. Sur la figure A.2 l'amortisseur MR nommée MagneLok™ du fabricant Lord Corporation™ peut être placé à divers endroits nécessitant une adaptation précise au mouvement durant le choc.

2 Domaine médical

Dans le domaine médical, des tests ont été effectués sur des prothèses de jambe équipées d'un amortisseur MR au niveau de l'articulation du genou (cf. figure A.3). Le produit a été développé par Lord™ et Biedermann Motech™ [Biedermann 09], un fabricant allemand de prothèses. Cette technologie a été mis au point pour améliorer considérablement la stabilité, l'équilibre de la démarche et l'efficacité énergétique des amputés. La rapidité du temps de réponse de la technologie MR permet de lancer le mouvement pour l'utilisateur dans un temps de réaction

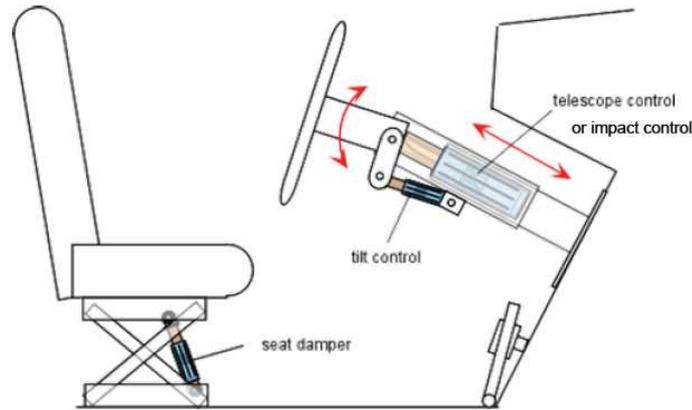


Figure A.2 - Implantation de l'amortisseur MR MagneLok™ à l'intérieur d'un véhicule sur la colonne du volant et sous le siège du conducteur.

qui est comparable à la réaction neuronale de l'humain. Autrement dit, la nouvelle prothèse imite de plus près le processus de pensée naturelle et du mouvement que les autres conceptions prothétiques. L'amortisseur MR est conçu pour fonctionner en combinaison avec des capteurs et un logiciel qui calcule les changements de la vitesse de marche, du mouvement ascendant ou descendant, les charges lourdes ou faibles, les plans inclinés, les escaliers et les modifications de terrain. Le système analyse la démarche du patient pour adapter le mouvement du genou adéquatement et lui donner un contrôle plus fin comme le montre le diagramme de contrôle de la figure A.3.b.

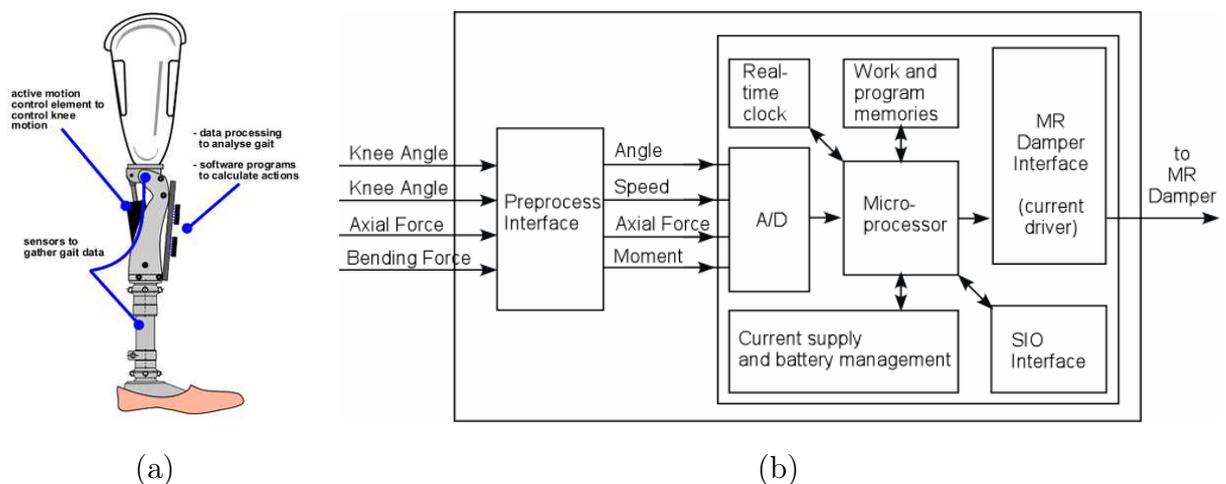


Figure A.3 - Prothèse de jambe Smart Magnetix commercialisée par Biederman Motech (a) et diagramme de l'algorithme de contrôle s'adaptant aux différents modes de marche (b).

3 Génie civil

Les amortisseurs MR sont aussi utilisés en construction dans le but de protéger les bâtiments et les ouvrages d'art lors d'évènements sismiques en contrôlant la dissipation de l'énergie mécanique à la base, sur le toit ou à l'intérieur des structures. Ces amortisseurs sont très fiables parce qu'ils n'ont pas de valves mécaniques à manipuler et ils peuvent être propulsés par de simples piles. Les applications de ce type d'amortisseur dans le domaine de structure sont nombreuses et sont encore un sujet de recherche. Le Génie civil est jusqu'à présent un des domaines qui ont bénéficié le plus de la technologie MR. Aujourd'hui, un des défis principaux dans la technologie structurale est de développer des concepts de construction innovateurs pour protéger mieux les grandes structures et bâtiments civils et leurs occupants contre les risques naturels tels que les vents forts et tremblements de terre. Pour cela des systèmes d'isolement, plus précisément, des amortisseurs MR sont placés entre les pièces ou dans les fondations d'une structure. Ces amortisseurs fonctionnent en absorbant ou reflétant une partie de l'énergie mécanique. Un exemple typique de ces amortisseurs est représenté par la figure A.4, il a été développé en collaboration entre LORD CorporationTM et le SDC/EEL¹ de University of Notre Dames² [Yang 01]. Il soutient une force maximum de 200 kN. L'amortisseur emploie une géométrie particulièrement simple constituée d'un piston et d'un cylindre à double entrées (amortisseur bitube) comme le montre la figure A.4. L'amortisseur a un diamètre intérieur de 20.3 cm et une course ± 8 cm. Les bobines sont enroulées dans trois sections sur le piston, ayant pour résultat quatre régions efficaces de valve durant l'écoulement du fluide dans l'entrefer. L'amortisseur réalisé a approximativement 1 m de long et une masse de 250 kg, il contient environ 5 l de fluide MR. La quantité de fluide activée par le champ magnétique est évaluée à 90 cm³, ce dispositif fonctionne avec une puissance d'entrée inférieure à 50 W.

1. Structural Dynamics and Control/Earthquake Engineering Laboratory
2. Notre Dame, Indiana, États Unis.

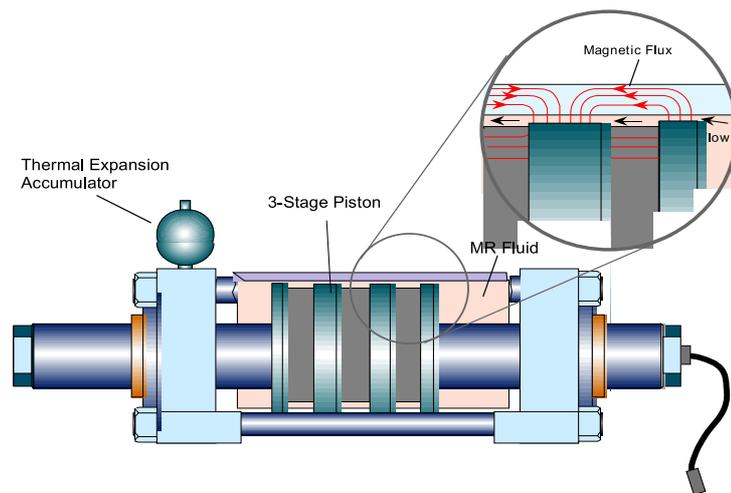


Figure A.4 - Structure de l'amortisseur sismique MR de référence MR-180 kN Damper commercialisé par Lord Corporation™.

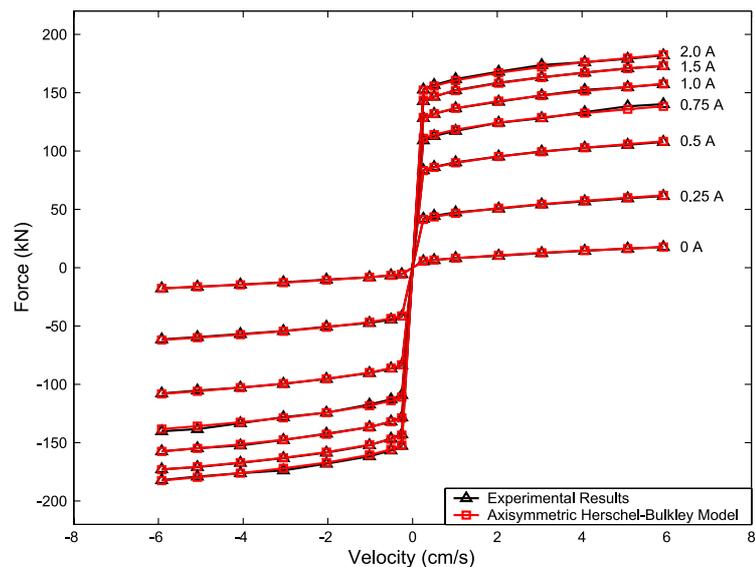


Figure A.5 - Caractéristiques force/vitesse de l'amortisseur MR-180 kN pour différents courants d'alimentation en régime permanent. D'après [Yang 01].

Les amortisseurs MR ont également été récemment employés dans un autre type d'ouvrage : les ponts à haubans. Les câbles sont connectés au pont via des amortisseurs MR qui assurent la stabilité en cas de vents et tempêtes. La figure A.6 montre l'exemple d'un pont entièrement équipé par ce système de suspension. Les résultats préliminaires indiquent que les oscillations de câbles ont été réduites par un facteur de dix, des valeurs d'amplitudes de 2 m avant l'installation des amortisseurs à juste 20 cm après.



Figure A.6 - Installation d'un amortisseur MR sur un pont à haubans en Croatie

4 Application diverses

Dans [Carlson 98a, Carlson 98b], une nouvelle façon d'utiliser les fluides MR a été développée. Dans ce dispositif, le fluide est contenu dans une structure absorbante telle qu'une éponge et qui contraint le fluide par capillarité à s'imbiber dans les pores de celles-ci. L'éponge qui est une mousse de polyuréthane maintient le fluide dans la zone active de l'amortisseur lorsque le champ magnétique est appliqué. L'utilisation de cette structure poreuse minimise le volume du fluide MR à exploiter dans un mode de cisaillement direct, il n'y a pas un réservoir ou un cylindre d'amortisseur qui contient du fluide mais l'éponge est saturée de 3 mm de fluide MR entourant le piston (voir figure A.7). Elle ne nécessite pas de joints ni autres pièces mécaniques de précision et de guidage. De plus, l'aspect le plus intéressant de cette application réside dans le fait que les éponges ne sont pas sensibles à la gravitation ou la sédimentation des particules dans les suspensions à fluide MR. Ce type d'amortisseur est développé essentiellement pour la réduction des vibrations des machines telles que les machines à laver. Les résultats ont montré une réduction considérable des vibrations transmises tout en consommant très peu d'énergie électrique [Chrzan 01]. La figure A.7 montre les résultats issus des tests sur le bruit d'une machine à laver moyennant des stratégies d'amortissement variées. A la résonance caractérisée par un pic sur la courbe de force en fonction de la vitesse de rotation du tambour, l'amortisseur MR à base d'éponge réduit largement la force transmise et par conséquent filtre le mieux les vibrations. Ce type de contrôle est de nature fréquentielle, c'est à dire l'intensité du courant électrique dans l'amortisseur va dépendre de la fréquence de vibrations. Pour chaque fréquence on associe une valeur de courant électrique. Cette méthode de commande simple et robuste n'est pas adaptée au domaine de l'automobile car les vibrations issues de la chaussée sont de nature très aléatoire et peuvent changer de caractéristique instantanément ou presque, d'où la nécessité de concevoir des lois et stratégies de commande mieux adaptées aux changements

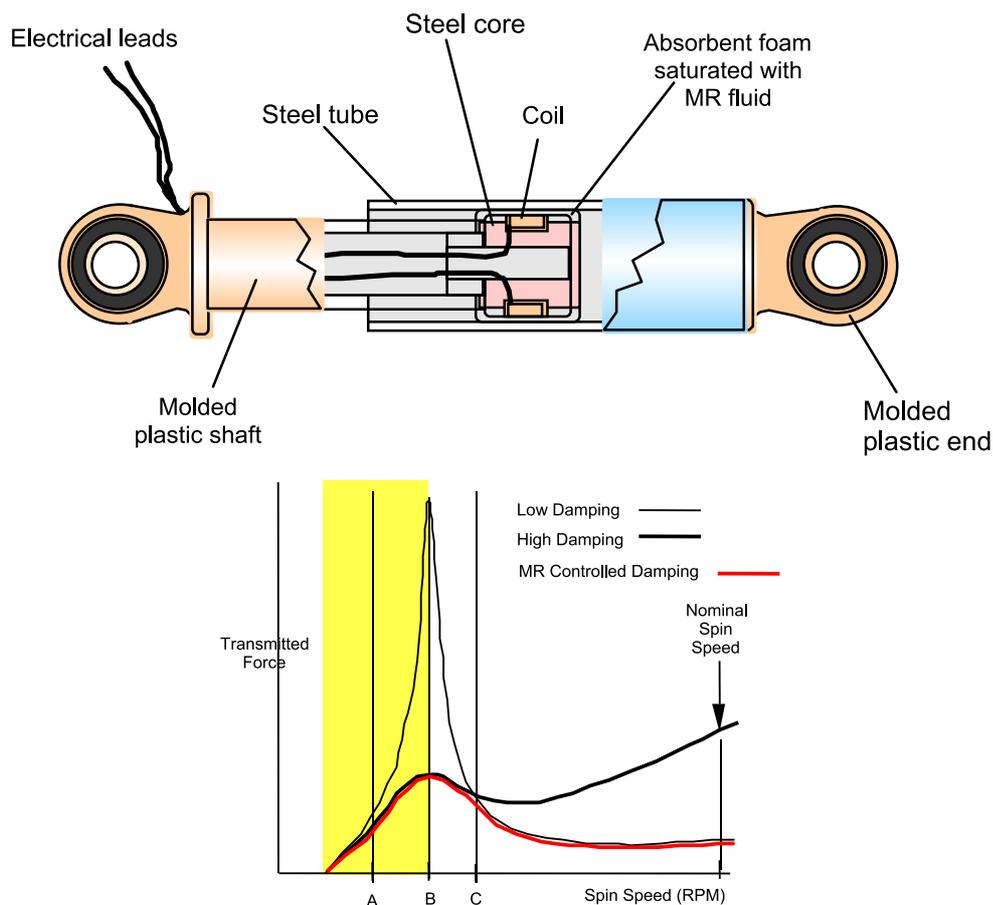


Figure A.7 - Schéma d'un amortisseur de machine à laver utilisant comme technologie d'amortissement une éponge saturée de fluide MR en haut et courbes montrant la réduction de l'effort transmis au bâti de la machine grâce à l'utilisation des amortisseurs MR en bas. D'après [Lord 09].

brusques des vibrations et perturbations.

EXPRESSION DE LA FORCE MAGNÉTORHÉOLOGIQUES

1 Etablissement de la force d'amortissement en régime statique

Le but de cette partie est de déterminer analytiquement l'expression de la force d'amortissement, lors des déplacements du piston de l'amortisseur à vitesse constante. A partir des équations de Navier-Stokes de l'écoulement du fluide, du calcul du débit volumique et gradient de pression, un système de trois équations à 3 inconnues sera dégagé. Ces inconnues sont les rayons de limite r_1 et r_2 de la zone *Plug flow* et le gradient de pression le long de la valve du piston. La force sera déduite en multipliant le gradient de pression par l'aire de la surface effective du piston.

1.1 Equations de l'écoulement du fluide MR

L'écoulement du fluide à travers le piston de l'amortisseur est assimilé à un écoulement axisymétrique dans une conduite annulaire cylindrique qui est la valve du piston. Ce dernier est animé d'une vitesse constante V_0 imposée par le moteur linéaire. D'après les équations de Navier-Stokes, le mouvement du fluide est régi par l'équation de bilan de la quantité de

mouvement donnée par :

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{u} \otimes \vec{u}) \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{F} \quad (\text{B.1})$$

Dans cette équation $\vec{u} = \vec{u}(u, v, w)$ est le champ de vitesse de l'écoulement du fluide, p la pression hydraulique, $\vec{\tau} = (\tau_{i,j})_{i,j}$ est le tenseur des contraintes visqueuses, $(\tau_{i,j})$ est la i ème composante du tenseur suivant la direction j . \vec{F} la résultante des forces massiques s'exerçant sur le fluide, dans notre cas la force gravitationnelle est la seule force extérieure en présence. En raison de la révolution cylindrique du système, l'écoulement sera traité en coordonnées polaires (O, r, θ, z) . La composante de l'équation B.1 suivant l'axe des z qui correspond à la direction du mouvement du fluide dans l'amortisseur donne :

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r u_z u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z^2}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \tau_{zr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (\text{B.2})$$

L'écoulement est stationnaire, sans rotation et invariant suivant la direction du mouvement z , ce qui implique que les termes en $\frac{\partial}{\partial t}$, $\frac{\partial}{\partial \theta}$ et $\frac{\partial}{\partial z}$ sont nuls. Etant donné qu'il n'y pas d'écoulement radiale alors $u_r = 0$. Les contraintes τ_{zz} et $\tau_{z\theta}$ sont nulles car il n'y a pas de cisaillement du fluide dans ces deux directions. De plus, on suppose que les forces de frottement et d'hydraulique sont dominantes par rapport à la force de gravité (ρg_z négligeable). Ainsi, l'équation B.2 devient :

$$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zr}(r)}{\partial r} + \frac{\tau_{zr}(r)}{r} = 0 \quad (\text{B.3})$$

Puisque la pression p ne dépend pas de la coordonnée radiale r , l'équation B.3 devient une équation différentielle à variables séparables :

$$\frac{d\tau(r)}{dr} + \frac{\tau(r)}{r} = \frac{dp}{dz} = cte \quad (\text{B.4})$$

1.2 Calcul du profil de vitesse :

Le modèle rhéologique attribué au fluide sera celui de Herschel-Bulkley [Herschel 26] (cf. chapitre 1 §2.2) donné par l'équation suivante :

$$\tau = \left(\tau_0(H) + \eta |\dot{\gamma}|^{\frac{1}{m}} \right) \text{sgn}(\dot{\gamma}) \quad (\text{B.5})$$

où $\dot{\gamma} = \frac{d}{dr} u_z(r)$. Pour alléger l'écriture des équations on écrira u au lieu de u_z . L'intégration de l'équation B.4 donne :

$$\tau(r) = \frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} \quad (\text{B.6})$$

où D_1 est une constante. Pour calculer cette constante, on se place dans la région centrale de l'écoulement *Plug flow*. Sur les limites de cette zone qui correspondent à $r = r_1$ et $r = r_2$, on a :

$$\tau(r_1) = \tau_0(r_1) \quad \text{et} \quad \tau(r_2) = \tau_0(r_2) \quad (\text{B.7})$$

On admet que la répartition du champ magnétique H est indépendante de r , donc la contrainte seuil de cisaillement τ_0 ne dépend que de H . Ainsi, pour une valeur bien connue de H dans l'entrefer, on a :

$$\tau_0(r_1) = \tau_0(r_2) = \tau_0(H) \quad (\text{B.8})$$

En écrivant l'équation B.4 aux limites r_1 et r_2 de la région (II), on trouve l'expression de la constante d'intégration D_1 :

$$D_1 = \frac{r_1 r_2 \tau_0(H)}{r_2 - r_1} \quad (\text{B.9})$$

Dans la région (I) de la figure B.1 décrivant les zones d'écoulement du fluide, on a :

$$\tau(r) = \tau_0(H) + \eta \left(\frac{du}{dr} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad \text{car} \quad \frac{du}{dr} > 0 \quad (\text{B.10})$$

en remplaçant τ par son expression dans l'équation B.4 et en supposant des conditions aux limites d'adhésion du fluide aux parois de l'entrefer ($u(R_1) = u(R_2) = V_0$), on obtient une intégrale qui donne le profil de vitesse $u(r)$ dans cette zone :

$$u(r) = \int_{R_1}^r \left[\frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} - \tau_0(r) \right) \right]^m dr - V_0, \quad \text{pour} \quad R_1 \leq r \leq r_1 \quad (\text{B.11})$$

En procédant de la même manière que précédemment, on trouve que pour la région (III) dans laquelle $\frac{du}{dr} < 0$, l'expression suivante de la vitesse :

$$u(r) = \int_r^{R_2} \left[-\frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} + \tau_0(r) \right) \right]^m dr - V_0, \quad \text{pour} \quad r_2 \leq r \leq R_2 \quad (\text{B.12})$$

Dans la région (II), la vitesse est constante tout au long. Ainsi, les bords de cette zone vérifient $u(r_1) = u(r_2)$ et d'après les deux équations précédentes, on a l'égalité suivante :

$$\int_{R_1}^{r_1} \left[\frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} - \tau_0(r) \right) \right]^m dr = \int_{r_2}^{R_2} \left[-\frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} + \tau_0(r) \right) \right]^m dr \quad (\text{B.13})$$

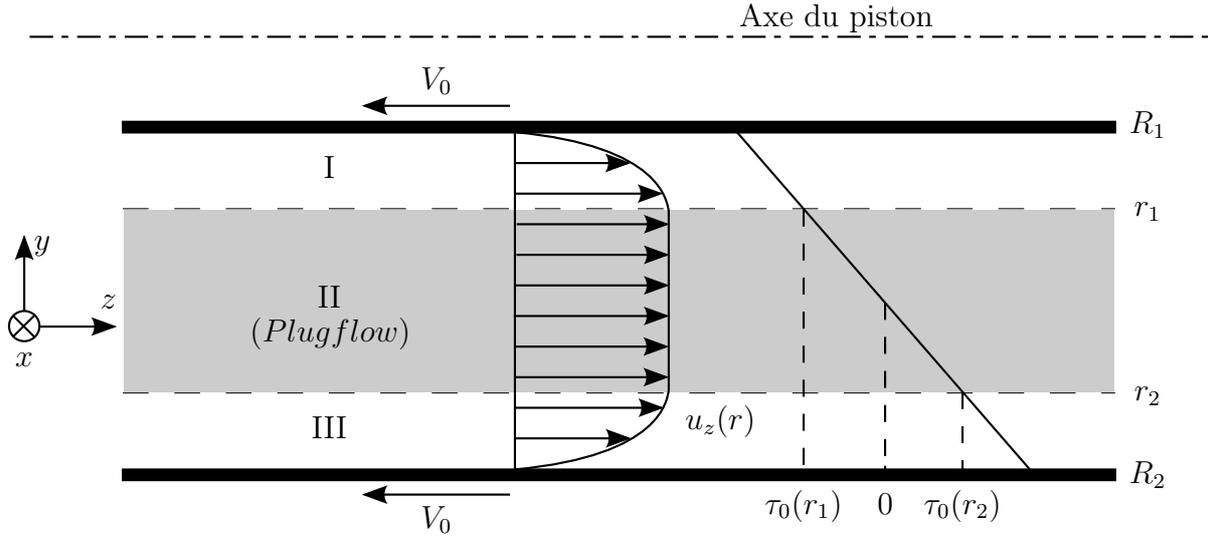


Figure B.1 - *Ecoulement plug flow d'après [Yang 02].*

1.3 Calcul du débit volumique :

Le calcul du débit volumique donne accès à une autre équation mettant en relation les trois inconnus, ce débit est égale au volume de fluide déplacé par le section effective du piston :

$$Q = Q_p = (S_p - S_v)V_0 = Q_{valve} = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r u dr \quad (\text{B.14})$$

La décomposition de l'intégrale donne :

$$Q = 2\pi \int_{R_1}^{r_1} r u(r) dr + 2\pi \int_{r_1}^{r_2} r u dr + 2\pi \int_{r_2}^{R_2} r u dr \quad (\text{B.15})$$

Le fait que $\frac{du}{dr} = 0$ pour $R_1 \leq r \leq R_2$, l'intégration par parties de toutes les intégrales dans l'équation B.15 donne :

$$\begin{aligned} Q &= S_v V_0 - \pi \int_{R_1}^{r_1} r^2 \frac{du}{dr} dr - \pi \int_{r_2}^{R_2} r^2 \frac{du}{dr} dr \\ &= (S_p - S_v) V_0 \end{aligned} \quad (\text{B.16})$$

1.4 Détermination du gradient de pression

Considérons un élément de volume compris entre r_1 et r_2 comme le schématise la figure B.2. Il s'agit d'un volume annulaire cylindrique de rayon interne r_1 et externe r_2 et longueur δz .

Appliquons la loi de Newton sur ce volume élémentaire :

$$\sum d\vec{F} = dm \vec{a} \quad (\text{B.17})$$

dm est la masse de ce volume et \vec{a} son accélération qui est nulle dans notre cas étant donné que l'on travaille en régime statique (vitesse constante). La force totale appliquée à ce volume

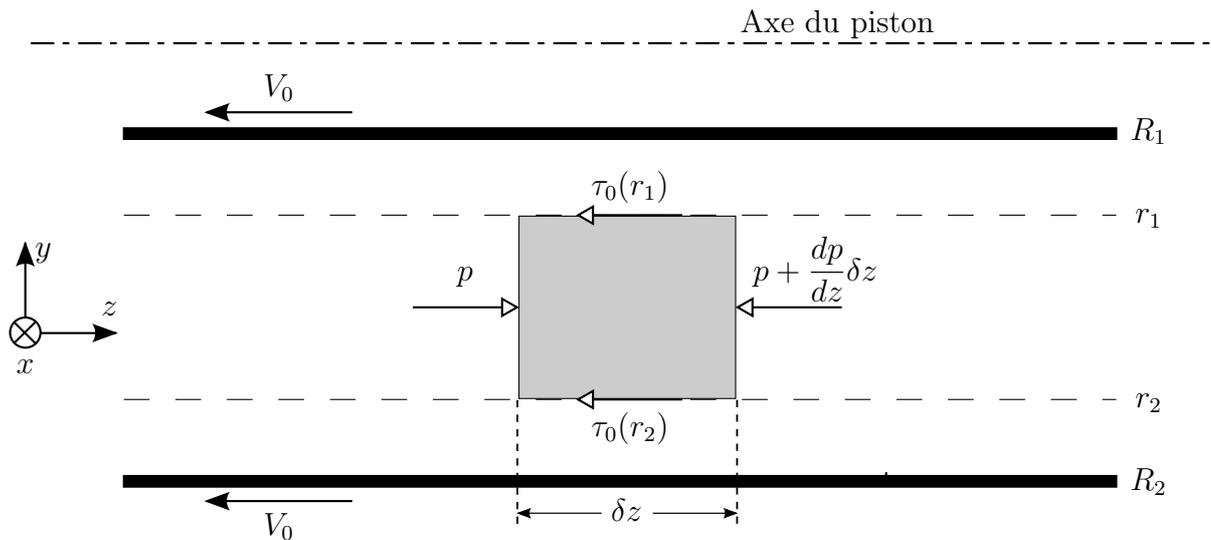


Figure B.2 - Elément du volume d'épaisseur δz dans la zone de Plug flow et illustration des forces exercées sur ce volume élémentaire. D'après [Yang 02].

de fluide provient de la différence de pression de part et d'autre ainsi que des frottements dus aux cisaillements avec les couches du fluide en contact avec les parois de ce volume. Soit donc :

$$dF = \underbrace{\tau_0(r_1)S_{\text{parois } 1} + \tau_0(r_2)S_{\text{parois } 2}}_{\text{cisaillement}} + \underbrace{\left(p + \frac{dp}{dz}\delta z\right)S_{\text{face}} - pS_{\text{face}}}_{\text{pression}} \quad (\text{B.18})$$

en développant les expressions des surfaces latérales et celle de face, il vient :

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dz}\pi(r_2^2 - r_1^2)\delta z + 2\pi r_2\tau_0\delta z + 2\pi r_1\tau_0\delta z &= 0 \\ \implies \frac{dp}{dz}(r_2 - r_1) + 2\tau_0(H) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{B.19})$$

Finalement, la modélisation de l'écoulement du fluide MR dans l'amortisseur selon un comportement rhéologique de type Herschel-Bulkley aboutit au système d'équations différentielles

suivant :

$$\int_{R_1}^{r_1} \left[\frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} - \tau_0(r) \right) \right]^m dr - \int_{r_2}^{R_2} \left[-\frac{1}{\eta} \left(\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{D_1}{r} + \tau_0(r) \right) \right]^m dr = 0 \quad (\text{B.20})$$

$$\pi \int_{R_1}^{r_1} r^2 \frac{du}{dr} dr + \pi \int_{r_2}^{R_2} r^2 \frac{du}{dr} dr + (S_p - 2S_v) V_0 = 0 \quad (\text{B.21})$$

$$\frac{dp}{dz} (r_2^2 - r_1^2) + 2\tau_0(r_2 + r_1) = 0 \quad (\text{B.22})$$

Le problème se résout numériquement moyennant une méthode de moindre carrée à contraintes non-linéaires et des polynômes cubique d'interpolations et d'extrapolations. Les intégrales du système sont quand à elles résolues par la méthode Newton-Cotes [Yang 01]. Le calcul de la force s'obtient par :

$$F = \Delta p (S_p - s_v) \quad (\text{B.23})$$

avec $\Delta P = l \frac{dp}{dz}$ et $l = 2h$ est la longueur totale de l'entrefer car dans la valve on suppose que la différence de pression au niveau de la bobine est négligeable par rapport à celle au niveau de l'entrefer où le phénomène MR est créé.

PRINCIPES DE LA COMMANDE PAR INVERSION ET FORMALISMES ASSOCIÉS

Cette annexe est consacrée aux principes de la commande par inversion, dont les détails sont fournis dans [Hautier 96] et [Bouscayrol 03a], synthèse présentée dans [Barre 06b].

1 Modélisation causale

Le système est caractérisé par une (ou des) entrée(s) et une (ou des) sortie(s). La modélisation du système consiste à exprimer la sortie (effet) en fonction de l'entrée (cause).

Notion de causalité physique - Les processus physiques se composent de dissipateurs, de transformateurs d'énergie d'une part, d'éléments accumulateurs d'énergie d'autre part. Dans les premiers objets, les effets sont simultanés aux causes qui les provoquent (typiquement le courant lié à la tension appliquée à une résistance idéale), l'énergie est dissipée ou transférée. Dans les seconds, le volume de l'énergie stockée à un instant donné dépend de(s) entrée(s) mais également du temps, donc nécessairement de son évolution antérieure. Aussi, toute modélisation d'un processus physique peut s'appuyer sur des équations différentielles traduisant une formulation intégrale [Iwasaki 94, Hautier 96].

Cette notion de causalité intégrale est également sous-jacente à la définition des variables d'état. Certes, les formulations en causalité dite « dérivée » sont possibles et d'ailleurs utilisées dans certaines approches, par exemple les Bond Graph. Cette causalité présente un sens mathéma-

tique incontestable mais n'a plus de genèse physique. Pouvant être opportune dans l'approche analytique des processus complexes, son utilisation abusive risque de faire perdre la notion de correspondance énergétique entre le processus étudié et le modèle. De plus, l'utilisation de la causalité dérivée requiert des temps de calcul importants pour la résolution des équations différentielles du modèle. Dans ce mémoire de thèse, la notion de causalité suppose la représentation uniquement intégrale des phénomènes.

Décomposition en sous-systèmes élémentaires - Afin de mettre en exergue les réservoirs d'énergie et les grandeurs associées, les dissipateurs et les transformateurs idéaux, le système est en fait décomposé en sous-systèmes élémentaires, interconnectés au travers de leurs entrées et sorties.

Relations élémentaires - Deux relations élémentaires sont alors à prendre en compte entre les entrées et les sorties. Pour une relation atemporelle (indépendante du temps), les sorties évoluent instantanément avec les entrées. Les entrées et sorties peuvent être interchangeables : la causalité du sous système est imposée par son environnement extérieur. Pour une relation causale, selon la définition de la causalité naturelle adoptée, les sorties sont des fonctions intégrales des entrées : une sortie suit les entrées avec un temps de retard (temps de réponse) [Hautier 96]. Les entrée et sortie ne sont donc pas interchangeables.

2 Principe d'inversion

La modélisation du système consiste à exprimer la sortie $s(t)$ en fonction de l'entrée $e(t)$. Sa commande consiste à définir le réglage $e_{reg}(t)$ de son entrée en fonction de la trajectoire désirée $s_{ref}(t)$ de sa sortie : « trouver la bonne cause pour produire le bon effet » (figure C.1).

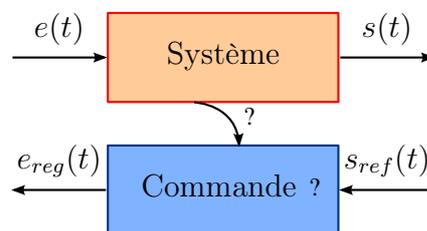


Figure C.1 - Schéma de principe du contrôle par inversion d'un système [Barre 06a].

La commande revient alors à déterminer la fonctionnalité physique inverse du processus considéré. Cependant, considérant la causalité globalement intégrale du modèle, se pose alors la question de la faisabilité de cette inversion, et donc de l'algorithme de commande à utiliser. De plus, une seconde question intervient : quelles variables doit-on mesurer (ou estimer) pour

assurer des performances satisfaisantes ? Ce principe d'inversion est appliqué à chaque sous-système élémentaire. Trois inversions de base sont à considérer.

Inversion d'une relation atemporelle mono-entrée - Cette relation s'inverse directement si la relation entrée - sortie est bien connue. Par exemple :

$$s(t) = ke(t) \longrightarrow e_{reg} = \frac{1}{k} s_{ref}(t) \quad (C.1)$$

La commande ne requiert alors ni mesure ni asservissement pour définir e_{reg} à partir de la grandeur de référence s_{ref} .

Inversion d'une relation atemporelle multi-entrées - Dans ce cas, si l'une des entrées est choisie pour agir sur le système alors l'autre entrée peut être considérée comme une perturbation. L'inversion de la relation est directe mais nécessite la connaissance de l'entrée de perturbation. Par exemple :

$$s(t) = e_1(t) + e_2(t) \longrightarrow e_{1_reg} = s_{ref}(t) - e_{2_mes}(t) \quad (C.2)$$

La commande ne requiert donc pas d'asservissement mais une mesure est nécessaire.

Inversion d'une relation causale mono-entrée - Dans ce cas, il s'agit physiquement de déterminer l'entrée d'un accumulateur d'énergie en fonction de la sortie désirée. Une inversion directe nécessiterait la connaissance de la sortie désirée et de son évolution future ce qui n'a pas de réalité physique. L'inversion indirecte consiste alors à vérifier la justesse du résultat obtenu sur la sortie désirée en comparant à tout instant celle-ci à la sortie réelle. C'est la définition de l'asservissement. Une correction causale, c'est à dire globalement atemporelle ou intégrale est alors nécessaire. Par exemple :

$$s(t) = \int e(t)dt + s(0) \longrightarrow e_{1_reg}(t) = k_p [s_{ref}(t) - S_{mes}(t)] \quad (C.3)$$

avec k_p un simple correcteur proportionnel. La commande requiert alors une mesure et un asservissement. Cette inversion indirecte nécessite un certain temps de calcul mais est appliquée dans le cas de processeurs associés aux réservoirs d'énergie, dont les grandeurs, par nature, ne varient pas instantanément.

Inversion des autres relations - De plus, il faut noter que dans le cas de relations atemporelles mal définies (processus mal connu ou perturbations non mesurables et non estimables) on ne peut inverser directement ; il convient alors d'utiliser un asservissement. Toute autre relation peut se décomposer en une combinaison des trois relations de base [Bouscayrol 03a]. Leur

inversion se fait alors par étapes à partir des inversions de base.

3 Structure maximale de commande (SMC)

La structure maximale de commande s'obtient par inversion, pas à pas, du système décomposé en sous-systèmes élémentaires. L'obtention de la structure nécessite trois étapes :

1. décomposition en sous-systèmes élémentaires,
2. détermination de la chaîne de réglage,
3. inversion de cette chaîne selon les règles énoncées.

On considère dans un premier temps que toute variable est mesurable. On obtient alors une structure de commande qui nécessite l'accès à l'ensemble des grandeurs et qui demande un nombre maximal de capteurs

4 Structures Pratiques de Commande (SPC)

La structure maximale de commande est ainsi une structure qui n'est pas toujours implantable en temps réel. Des structures pratiques de commande peuvent en être déduites :

1. simplifications de la commande (regroupements de fonctions, rejet indirect de perturbation via les correcteurs),
2. estimation ou observation des grandeurs non mesurables.

Une fois la structure pratique déduite, la synthèse des correcteurs et la mise en œuvre de la commande en temps réel peuvent être entreprises.

5 Extension aux systèmes couplés

Les systèmes énergétiques couplés posent d'autres contraintes [Bouscayrol 03b]. Les couplages sont caractérisés par une entrée définissant plusieurs sorties ou plusieurs entrées agissant sur une même sortie. L'inversion des relations non bijectives est résolue par l'utilisation de critères de répartition. Par exemple :

$$s(t) = e_1(t) + e_2(t) \longrightarrow \begin{cases} e_{1_reg}(t) = k_r s_{ref}(t) \\ e_{2_reg}(t) = (1 - k_r) s_{ref}(t) \end{cases} \quad (C.4)$$

avec k_r le coefficient de répartition des deux entrées sur lesquelles on va simultanément agir pour obtenir la sortie.

6 La Représentation Énergétique Macroscopique (REM)

Afin de faciliter l'analyse physique des processus, des représentations graphiques sont associées à leur description. La REM [Bouscayrol 03a] a été développée pour décrire les systèmes composés de plusieurs convertisseurs et/ou machines électriques. Elle met en exergue l'interaction entre les diverses composantes et les couplages énergétiques. Par une mise en évidence des grandeurs d'action et de réaction entre chaque processeur, elle permet la représentation indirecte de la puissance induite échangée.

Les accumulateurs d'énergie (rectangles avec barre) restent les éléments centraux imposant la causalité globale du système. Chaque conversion sans accumulation est représentée par un pictogramme spécifique. Un élément de couplage est représenté par des pictogrammes imbriqués. Quant à la structure de commande (parallélogrammes bleus), elle se déduit des règles d'inversion et de la règle de répartition pour les couplages. Le tableau ... donne un récapitulatif des pictogrammes utilisés dans la REM ainsi que leurs inversions correspondantes.

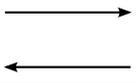
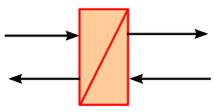
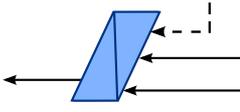
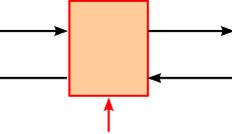
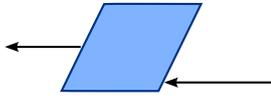
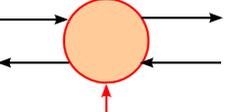
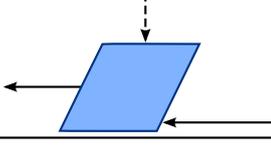
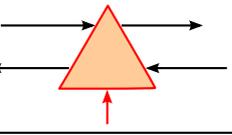
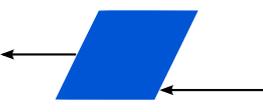
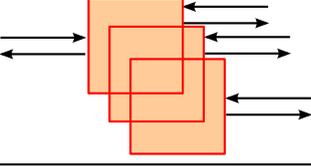
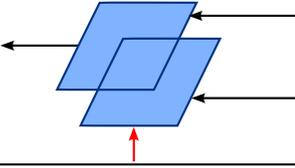
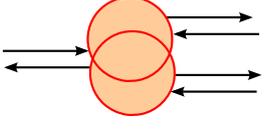
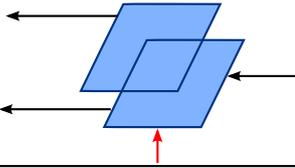
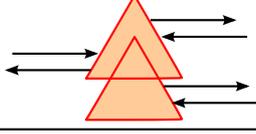
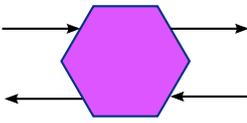
	variables d'action et de réaction		Source d'énergie
	accumulateur d'énergie		inversion avec asservissement
	convertisseur électrique		inversion directe (sans asservissement)
	convertisseur électromécanique		inversion directe avec rejet de perturbation
	convertisseur mécanique		bloc de stratégie
	couplage électrique (double)		inversion d'un couplage amont (pondération)
	couplage électromécanique (simple)		inversion d'un couplage aval (répartition)
	couplage mécanique		modèle ou estimateur (quelle que soit la forme)

Tableau C.1 - Pictogrammes de la Représentation Energétique Macroscopique et des blocs de contrôle par inversion.

SYSTEMES DE SUSPENSION SEMI-ACTIVE A BASE DE FLUIDE MAGNETORHEOLOGIQUE POUR L'AUTOMOBILE

RÉSUMÉ : En automobile, les suspensions semi-actives à base de fluides magnéto-rhéologiques (MR) proposent un compromis très intéressant entre des performances élevées et une consommation électrique faible. Par le contrôle et l'ajustement de leurs paramètres d'amortissement, elles permettent de réaliser une optimisation en temps réel du comportement sur une large bande de fréquences de sollicitations. Cette technologie utilise les fluides MR dont la viscosité augmente sous l'action d'un champ magnétique, en quelques ms. Ce mémoire présente la conception et le dimensionnement d'un amortisseur MR ainsi que le banc de test associé. La caractérisation dynamique et statique de l'amortisseur a été effectuée. L'évaluation expérimentale de la force d'amortissement en fonction des grandeurs dynamiques et électriques a été mesurée et comparée au modèle théorique utilisé dans la phase de conception. Le comportement en régime statique de l'amortisseur a été modélisé par un modèle de Bingham et le comportement dynamique par un modèle de Bouc-Wen. La dernière partie de l'étude concerne la mise en place et la validation de plusieurs lois de contrôle pour les suspensions semi-actives, notamment de nouvelles lois basées sur l'inversion du modèle REM. Une comparaison des performances en termes de confort et de consommation électrique de chaque loi est présentée. Ces nouvelles lois de contrôle ont montré de très bonnes performances tout en réduisant la consommation électrique par rapport aux autres lois déjà existantes.

Mots clés : suspensions semi-actives, fluides magnéto-rhéologiques, conception mécanique, modélisation multiphysique, contrôle, Représentation Energétique Macroscopique (REM).

AUTOMOTIVE SEMI-ACTIVE SUSPENSION BASED ON MAGNETORHEOLOGICAL FLUID

ABSTRACT : In the automotive field, semi-active suspensions based on magnetorheological (MR) fluid put forward a very interesting compromise between high performance and low power consumption. These devices have adjustable properties and damping parameter that can be controlled thereby optimize in real time their behavior over a wide frequency range of excitations. Under an external magnetic field, the MR fluids see their viscosity increases, with a response time lower than few milliseconds. In this dissertation, we present the design of a MR damper and an experimental test bench for a scaled-down semi-active suspension. The static and dynamic characterization of the damper is shown. Experimental evaluation of the damping force according to dynamic and electrical variables is presented and compared with the specifications used to assess the design method proposed. A Bingham model is proposed for the static behaviour of the damper whereas the dynamic behaviour is explained by a Bouc-Wen model. The last part of this study concerns the development and validation of several control and strategy laws for semi-active suspensions, in particular innovative laws based on model inversion EMR. A comparison performances study from comfort and power consumption point of view of each law is presented. Compared to existing control laws, these new control laws shown very interesting performances while reducing power consumption.

Keywords : semi-active suspensions, magnetorheological fluids, mechanical design, multiphysics modeling, control, Energetic Macroscopic Representation (EMR).