Vulnérabilité et spectres de plancher des structures sismiquement isolées

Khac Hoan Pham

▶ **To cite this version:**

Khac Hoan Pham. Vulnérabilité et spectres de plancher des structures sismiquement isolées. Mécanique [physics.med-ph]. Ecole Polytechnique X, 2010. Français. NNT : . pastel-00530149

HAL Id: pastel-00530149
https://pastel.hal.science/pastel-00530149

Submitted on 27 Oct 2010

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

LABORATOIRE DE
MÉCANIQUE DES
SOLIDES

LABORATOIRE
D'ÉTUDES DE
MÉCANIQUE SISMIQUE
CEA SACLAY

THÈSE DE DOCTORAT DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE

Domaine

Mécanique

Spécialité

Dynamique des structures

VULNÉRABILITÉ ET SPECTRES DE PLANCHER DES STRUCTURES SISMIQUEMENT ISOLÉES

Présentée par

PHAM Khac Hoan

pour obtenir le grade de Docteur de l'École Polytechnique.

Soutenue le 24 septembre 2010 devant le jury composé de :

Habibou MAITOURNAM	Président	Professeur à l'École Polytechnique
Nicos MAKRIS	Rapporteur	Professeur à l'Université de Patras - Grèce
Ziad MOUMNI	Rapporteur	Professeur à l'École Nationale Supérieure de Techniques Avancées
Alain PECKER	Examinateur	Professeur à l'École Nationale des Ponts et Chaussées
Ky DANG VAN	Directeur de thèse	Directeur de recherches CNRS
Ioannis POLITOPOULOS	Encadrant de thèse	Ingénieur de recherches CEA

Remerciements

Arrivé à la fin de ces années de thèse palpitante, il est agréable de prendre quelques instants pour se retourner, observer le chemin et surtout les rencontres qui l'ont jalonné et les personnes qui nous y ont accompagné.

Je voudrais remercier le Commissariat à l'Énergie Atomique et aux Énergies Alternatives (CEA) pour ses aides financières et son environnement scientifique excellent. Ces remerciements s'adressent en particulier :

- à Ioannis POLITOPOULOS, mon Encadrant au CEA, qui m'a laissé l'autonomie nécessaire à mon épanouissement tout en apportant ses remarques, ses suggestions et aussi ses questions très pertinentes aux moments opportuns. Sa présence, sa disponibilité et sa confiance en moi ont été essentielles pour mener à bien mon travail de recherche.
- à l'ensemble du Laboratoire d'Études de Mécanique Sismique (EMSI) :
    + Cyril FEAU, mon « chef de bureau », et Nadine BLAY, mon « professeur de français », qui m'ont donné des conseils non seulement dans la science mais aussi dans la vie, avec qui j'ai eu des moments de discussions et d'échanges très intéressants et agréables ;
    + Alain LE MAOULT, Stéphane POUPIN, Michel LE CORRE et Martial MAHE, sans qui je n'aurais pas pu réaliser les expériences ;
    + tou(te)s mes autres ami(e)s et mes autres collègues du laboratoire. N'ayant pas l'intention d'écrire un chapitre supplémentaire, je ne pourrai malheureusement pas citer tout le monde, mais je tiens à vous dire que j'ai passé trois très bonnes années à l'EMSI.
- à mes collègues des laboratoires LISN et DYN, qui ont contribué, d'une façon directe ou indirecte, à l'avancement de ma thèse.

Je tiens aussi à exprimer ma gratitude à l'École Polytechnique, où travaillent :

- Ky DANG VAN, Directeur de recherches CNRS, qui a accepté de devenir mon Directeur de thèse, ce que je considère comme un privilège et un honneur.
- Patrick LE TALLEC, Directeur du Laboratoire de Mécanique des Solides (LMS), qui m'a présenté aux personnes compétentes dans mon domaine d'intérêt.
- Michel ROSSO, Directeur de l'École Doctorale, Audrey LEMARECHAL et Fabrice BARONNET, personnels de l'École Doctorale, qui m'ont aidé avec enthousiasme à surmonter les difficultés parfois imprévisibles.

Je remercie tout particulièrement Ziad MOUMNI, Professeur à l'Ecole Nationale Supérieure de Techniques Avancées, et Nicos MAKRIS, Professeur à l'Université de Patras (Grèce), qui ont accepté de juger ce travail et d'en être les rapporteurs.

Mes remerciements vont également à tous les membres de mon jury de thèse : Alain PECKER, Professeur à l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, membre de l'Académie des Technologies, et Habibou MAITOURNAM, Professeur à l'Ecole Polytechnique, de m'avoir fait l'honneur d'assister à ma thèse.

Enfin, je souhaiterais envoyer mes remerciements infinis à ceux qui sont très importants pour moi, qui m'ont toujours soutenu sans aucune condition, qui représentent le support de ma vie et sans lesquels l'aboutissement de ce travail n'aurait pas été possible : ma famille.

À la mémoire de mes grands-pères et de ma grand-mère paternelle

…

À ma grand-mère maternelle

Je t'embrasse très fort

À mon père et ma mère

Pour votre amour, votre dévouement, vos conseils et votre confiance

Vous êtes les plus grands professeurs de ma vie

À ma tante maternelle

Qui avait suivi les avancements dans mon cursus d'études avant que j'aie su lire

À ma chère petite sœur

Pour le bonheur, la joie et le rire que tu procures à notre famille

À toute ma famille

Mes beaux-parents, mes oncles et tantes, mon beau-frère, mes cousins et cousines

Pour votre soutien et votre encouragement

À ma petite femme chérie

Pour ta présence pendant les moments difficiles

Pour l'amour que tu m'apportes au jour le jour

Un gros bisou à ma petite hirondelle

Table des matières

Remerciements i
Table des matières iii
Liste des figures v
Liste des tableaux ix
Chapitre 1. Introduction 1
Chapitre 2. Présentation des différents types de systèmes d'isolation sismique 5
2.1. Systèmes d'isolation sismique passifs 5
2.1.1. Isolation par appuis élastomères 5
2.1.2. Isolation par frottement pur 7
2.1.3. Isolation par alliages à mémoire de forme (SMA – « Shape Memory Alloys ») 9
2.1.4. Isolation par boîtes à ressorts 11
2.2. Systèmes de contrôle actif dans l'isolation sismique (AC – « Active Control ») 11
2.3. Systèmes de contrôle semi-actif dans l'isolation sismique (SAC – « Semi-Active Control ») 12
2.3.1. Systèmes dissipatifs variables 12
2.3.2. Systèmes à rigidité variable 14
2.4. Conclusions 15
Chapitre 3. Études comparatives sur la vulnérabilité et les spectres de plancher entre structures sismiquement isolées et structures conventionnelles 17
3.1. Modèle de calcul 18
3.1.1. Appuis d'isolation 19
3.1.2. Structure conventionnelle et superstructure 24
3.2. Simulations de Monte Carlo 27
3.2.1. Probabilité de défaillance 28
3.2.2. Spectres de plancher 32
3.3. Conclusions 37
Chapitre 4. Rôle de l'amortissement dans l'isolation sismique 39
4.1. Amortissement visqueux 39
4.1.1. Système à un degré de liberté (DDL) 39
4.1.2. Système à deux degrés de liberté (DDL) 43
4.2. Amortissement par frottement 50
4.2.1. Système à un degré de liberté (DDL) 50
4.2.2. Système à deux degrés de liberté (DDL) 51
4.3. Conclusions 55
Chapitre 5. Systèmes d'isolation mixte 57
5.1. Algorithmes de contrôle optimal 58
5.1.1. Représentation d'un système de contrôle dans l'espace de variables d'état 58
5.1.2. Méthode LQR (« Linear Quadratic Regulator ») 59
5.1.3. Observateurs 60
5.1.4. Méthode LQG (« Linear Quadratic Gaussian ») 62

5.2. Applications à un système à deux degrés de liberté (DDL) 62
5.2.1. Modèle à deux degrés de liberté (DDL) 63
5.2.2. Conception du contrôleur actif LQR 64
5.2.3. Conception des contrôleurs actifs LQG 66
5.2.4. Conception des contrôleurs semi-actifs 67
5.2.5. Résultats 68
5.3. Applications à un système à plusieurs degrés de liberté (DDL) 72
5.3.1. Effets de débordement (« spillover ») 73
5.3.2. Modèle à plusieurs degrés de liberté (DDL) 74
5.3.3. Conception des contrôleurs actifs et semi-actifs 76
5.3.4. Résultats 78
5.4. Conclusions 80
Chapitre 6. Amortisseur magnéto-rhéologique 83
6.1. Fluides magnéto-rhéologiques (MR) 83
6.2. Fonctionnement de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR) 85
6.3. Comportement de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR) 87
6.4. Choix du modèle de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR) 88
6.5. Influence du courant électrique sur le modèle d'amortisseur magnéto-rhéologique (MR) 94
6.6. Identification des paramètres et contrôle de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR) 96
6.7. Conclusions 98
Chapitre 7. Expériences de contrôle semi-actif 99
7.1. Montage expérimental 99
7.2. Caractérisation de la maquette 100
7.3. Essais de contrôle semi-actif 105
7.4. Résultats expérimentaux et interprétation numérique 107
7.5. Conclusions 112
Chapitre 8. Synthèse et perspectives 113
8.1. Synthèse 113
8.2. Perspectives 115
Références 117

Liste des figures

Figure 2.1. Appuis élastomères simples (LDRB – « Low Damping Rubber Bearings ») 5
Figure 2.2. Appuis élastomères à noyau de plomb (LRB – « Lead plug Rubber Bearings »)... 7
Figure 2.3. Plaques de friction (PF – « Pure Friction sliding joint ») 7
Figure 2.4. Pendules de frottement (FPS – « Friction Pendulum System »)..... 8
Figure 2.5. Constitution d'un appui FPS..... 8
Figure 2.6. Comportement quasi statique uniaxial thermomécanique des SMA [16] 9
Figure 2.7. Comportement en tension uniaxiale des SMA : a) à température suffisamment élevée ; b) à température moins élevée..... 10
Figure 2.8. Comportements typiques des dispositifs d'isolation de SMA [17] : a) Dispositifs de recentrage supplémentaire ; b) Dispositifs de recentrage ; c) Sans dispositifs de recentrage 10
Figure 2.9. Boîtes à ressorts verticaux 11
Figure 2.10. Principe des systèmes de contrôle actif (AC – « Active Control ») 11
Figure 2.11. Schéma d'un amortisseur à orifice variable..... 12
Figure 2.12. Schéma d'un amortisseur à fluide contrôlable..... 13
Figure 2.13. Amortisseur à friction variable [25]..... 13
Figure 2.14. Schéma d'un dispositif à deux valeurs de rigidité [27] 14
Figure 2.15. Schéma du système à rigidité variable (SAIVS – « Semiactive Variable Stiffness Device ») [30]..... 14
Figure 3.1. Modèles des structures : a) structure sismiquement isolée ; b) structure conventionnelle 18
Figure 3.2. Comportements des appuis passifs utilisés dans le modèle : a) comportement linéaire des appuis $LDRB_{\xi=5\%}$ ou des $LDRB_{\xi=25\%}$; b) comportement des appuis LRB ou des FPS ; c) comportement des appuis SMA 20
Figure 3.3. Loi de frottement dépendant de la vitesse de glissement..... 22
Figure 3.4. Amplitude des fonctions de transfert des structures sur $LDRB_{\xi=25\%}$ et sur AC : a) accélération absolue de la base ; b) force visqueuse et force de contrôle actif 23
Figure 3.5. Comportements non-linéaires de la structure conventionnelle et de la superstructure : a) élasto-plastique ; b) élastique non-linéaire ; c) orienté-vers-l'origine (OVO)..... 24
Figure 3.6. Relation force-déplacement de la structure conventionnelle et de la superstructure 25
Figure 3.7. Probabilité de défaillance des superstructures en fonction de leur loi de comportements (appuis en élastomère) 29
Figure 3.8. Probabilité de défaillance des superstructures élasto-plastiques en fonction du type d'appui..... 29
Figure 3.9. Probabilité de défaillance des superstructures élastiques bilinéaires en fonction du type d'appui..... 30
Figure 3.10. Probabilité de défaillance des superstructures OVO en fonction du type d'appui 30
Figure 3.11. Spectres médians en pseudo-accélération (PSA) normalisée de la base d'une superstructure élastique linéaire ($f_s = 5\ Hz$) 32

Figure 3.12. Spectres médians en pseudo-accélération (PSA) normalisée de la base d'une superstructure élasto-plastique ($f_s = 5\ Hz$) 33
Figure 3.13. Évolution temporelle de la force interne F_{int} dans la superstructure ($f_s = 5\ Hz$, $D_{appelée} = 3.6$) : a) élasto-plastique ; b) élastique bilinéaire 34
Figure 3.14. Spectres médians en pseudo-accélération normalisée à la base de la superstructure ($f_s = 5\ Hz$, $D_{appelée} = 3.6$) 34
Figure 3.15. Déformations modales de la structure isolée : a) du premier mode propre ; b) du deuxième mode propre 35
Figure 3.16. Évolution temporelle des forces non-linéaires et de la déformation due aux forces non-linéaires, pour une superstructure élasto-plastique ($f_s = 5\ Hz$, $D_{appelée} = 3.6$) 36
Figure 3.17. Évolution temporelle des forces non-linéaires et de la déformation due aux forces non-linéaires, pour une superstructure élastique bilinéaire ($f_s = 5\ Hz$, $D_{appelée} = 3.6$) .. 36
Figure 4.1. Système à 1 DDL 39
Figure 4.2. Module de la fonction de transfert de l'accélération absolue 40
Figure 4.3. Module de la fonction de transfert du déplacement relatif normalisé 40
Figure 4.4. Évolutions de l'écart type et du maximum moyen de l'accélération absolue (normés par rapport aux valeurs à amortissement 5%) en fonction de l'amortissement dans le cas d'une excitation bruit blanc 41
Figure 4.5. Spectres de plancher pour amortissement de 2% (normés par rapport à PGA correspondant à ξ_b =5%) 42
Figure 4.6. Modules des fonctions de transfert de l'accélération absolue : a) de la base m_b ; b) de la superstructure m_s 43
Figure 4.7. Module de la fonction de transfert de la réponse du deuxième mode 45
Figure 4.8. Amplitudes des fonctions de transfert des déplacements modaux (γ = 1/1.3, ε = 1/36, ξ_s = 3%) : a) du premier mode propre ; b) du deuxième mode propre 46
Figure 4.9. Incrément relatif du taux d'amortissement du deuxième mode par rapport à celui de la base en fonction du rapport de masse 46
Figure 4.10. Évolution de l'écart type et du maximum moyen de l'accélération absolue (normés par rapport aux valeurs à amortissement 5%) en fonction de l'amortissement dans le cas d'une excitation bruit blanc et de bruit blanc filtré (γ =1/1.3, ε =1/36, ξ_s= 3%) 47
Figure 4.11. Évolution de l'écart type de l'accélération absolue (normés par rapport aux valeurs à amortissement 5%) en fonction de l'amortissement dans le cas d'une excitation de bruit blanc (ε = 1/36, ξ_s = 3%). Comparaison entre systèmes à 1 DDL et 2 DDL. 47
Figure 4.12. Spectres de plancher en pseudo-accélération pour amortissement de 2% (normés par rapport à l'accélération maximale de l'excitation) pour deux valeurs du rapport de masse dans le cas d'une excitation bruit blanc filtré 48
Figure 4.13. Module de la fonction de transfert des accélérations absolues, pour deux valeurs du rapport de masses (ξ_b = 50%) 48
Figure 4.14. Spectres de plancher pour amortissement de 2% (normalisés par rapport à l'accélération maximum de l'excitation) de la structure sismiquement isolée et de la structure conventionnelle dans le cas d'une excitation bruit blanc filtré 50
Figure 4.15. Spectre de plancher en pseudo-accélération (PSA) (2% amortissement, moyen de 100 signaux) du système à 1 DDL 51

Figure 4.16. Spectre de plancher en pseudo-accélération (PSA) (2% amortissement, moyen de 100 signaux) du système à 2 DDL 52
Figure 4.17. Évolution temporelle des déplacements pour les cas d'amortissement visqueux et de frottement : a) déplacement de la base (frottement) et déplacement du premier mode (amortissement visqueux et frottement) ; b) déplacement du deuxième mode (amortissement visqueux et frottement) 54
Figure 4.18. Évolution temporelle des forces dissipatives de la base et des accélérations modales : a) force visqueuse exacte, force de frottement exacte et approximative ; b) accélération du deuxième mode (amortissement et frottement) 54
Figure 5.1. Principe de la méthode LQG 62
Figure 5.2. Modèle à deux DDL en boucle fermée 63
Figure 5.3. Signal d'excitation : a) évolution temporelle ; b) spectre en pseudo-accélération (PSA) pour un taux d'amortissement de 2% 64
Figure 5.4. Amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base du système à 2 DDL 69
Figure 5.5. Spectres en pseudo-accélération (PSA) de la base du système à 2 DDL, pour un taux d'amortissement de 2% 70
Figure 5.6. Influence du bruit de mesures important sur le contrôle semi-actif LQR 71
Figure 5.7. Amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base du système LQR et du système à amortissement passif filtré à haute fréquence 72
Figure 5.8. Modèles de structures : a) à plusieurs DDL ; b) à deux DDL 74
Figure 5.9. Modèle à plusieurs DDL en boucle fermée 77
Figure 5.10. Schéma du contrôle en boucle fermée de la structure à plusieurs DDL 77
Figure 5.11. Amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base du système à plusieurs DDL 79
Figure 5.12. Spectres en pseudo-accélération (PSA) de la base du système à plusieurs DDL, pour un taux d'amortissement de 2% 80
Figure 6.1. Formation des chaînes de particules ferromagnétiques dans un fluide MR : a) Sans champ magnétique ; b) Avec champ magnétique 84
Figure 6.2. Comportement des chaînes de particules d'un fluide MR soumis à une déformation de cisaillement [65] 84
Figure 6.3. Constitution d'un amortisseur MR commercialisé [66] 85
Figure 6.4. Amortisseur RD-1005-3 [13] 85
Figure 6.5. « Wonder Box » de LORD Corporation : a) Photo d'une « Wonder Box » ; b) Schéma d'opération au mode de contrôle externe 86
Figure 6.6. Montage de l'amortisseur MR sur la machine MTS 87
Figure 6.7. Force MR pour des excitations sinusoïdales à 0.5*Hz*, amplitude ±1.5*cm* : a) force-temps ; b) force- déplacement ; c) force-vitesse 88
Figure 6.8. Contraintes et vitesses dans un amortisseur électro-rhéologique (ER) [69] 89
Figure 6.9. Modèle polynomial pour l'amortisseur MR [74] 89
Figure 6.10. Modèle polynomial sous une excitation sinusoïdale 0.5 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm* avec un courant 0.25 *A* 90
Figure 6.11. Modèle de Bouc-Wen augmenté sous une excitation sinusoïdale 0.1 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm* avec un courant 0.5 *A* 91

Figure 6.12. Modèles d'amortisseur MR basés sur Bouc-Wen : a) Modèle de Bouc-Wen augmenté ; b) Modèle de Dyke [61] ; c) Modèle proposé..... 92
Figure 6.13. Modèle choisi sous une excitation sinusoïdale 0.1 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm*, avec un courant 0.5 *A* : a) force-temps ; b) force- déplacement ; c) force-vitesse 94
Figure 6.14. Illustration des essais à vitesse constante avec un saut de courant électrique dans [77] 95
Figure 6.15. Temps de réponse de l'amortisseur MR pour différentes valeurs de courants [77] 96
Figure 6.16. Comparaison entre la réponse de l'amortisseur MR et celle du modèle, soumis à un bruit blanc ($I = 0.05\ A$ pour $t < 5s$, $I = 0.1\ A$ pour $t > 5s$)..... 97
Figure 7.1. Schéma de la configuration expérimentale..... 99
Figure 7.2. Montage de la maquette de contrôle semi-actif (SAC)..... 100
Figure 7.3. Essai de lâcher : a) déplacement relatif de la base par rapport au sol ; b) déplacement relatif de la superstructure par rapport à la base ; c) module de la transformée de Fourier (TF) de l'accélération absolue de la base..... 102
Figure 7.4. Essai de choc à base libre : a) déplacement relatif de la base par rapport au sol ; b) déplacement relatif de la superstructure par rapport à la base ; c) module de la transformée de Fourier (TF) de l'accélération absolue de la base..... 102
Figure 7.5. Essai de choc à base bloquée : a) déplacement relatif de la superstructure par rapport à la base ; b) module de la transformée de Fourier (TF) de l'accélération absolue de la superstructure..... 103
Figure 7.6. Signal d'accélération appliqué à la table vibrante : a) évolution temporelle ; b) spectre en pseudo-accélération (PSA) pour un taux d'amortissement de 2%..... 105
Figure 7.7. Diagrammes de contrôle dans Simulink: a) Contrôle bang-bang de l'amortisseur MR ; b) Contrôle continu de l'amortisseur MR 106
Figure 7.8. Spectre en pseudo-accélération (PSA) à la base, pour un taux d'amortissement de 2% : a) expériences ; b) interprétation numérique..... 107
Figure 7.9. Expérience et interprétation numérique (amortisseur MR passif, $I = 0\ A$) : a) déplacement relatif de la base par rapport au sol ; b) accélération absolue de la base 108
Figure 7.10. Spectre en pseudo-accélération (PSA) à la base d'une structure fictive..... 110
Figure 7.11. Tension électrique correspondant au contrôle bang-bang et au contrôle continu ($\eta = 200\ s^{-1}$)..... 111
Figure 7.12. Contrôle bang-bang et contrôle continu à hautes fréquences 112

Liste des tableaux

Tableau 3.1. Démarches de conception pour la structure conventionnelle et pour la superstructure 27
Tableau 3.2. Variables aléatoires 28
Tableau 5.1. Fréquences propres de la structure sismiquement isolée avec deux modèles différents de la superstructure 75
Tableau 6.1. Comparaison de quelques propriétés typiques des fluides MR et ER [64] 83
Tableau 6.2. Quelques valeurs typiques *U–I* de la « Wonder Box » 86
Tableau 6.3. Normes d'erreurs des modèles d'amortisseur MR (excitation sinusoïdale 0.1 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm*, sous courant 0.5 *A*) 93
Tableau 6.4. Paramètres du modèle d'amortisseur choisi 96
Tableau 7.1. Fréquences de la maquette à 2 DDL 103
Tableau 7.2. Amortissements de la maquette à 2 DDL 104
Tableau 7.3. Caractéristiques du modèle expérimental 105

Chapitre 1. Introduction

Cette thèse a été motivée par diverses questions qui se posent quant à l'utilisation de la méthode de l'isolation sismique dans l'industrie nucléaire. En effet, le risque sismique est un facteur important à prendre en compte lors de la conception d'une nouvelle installation nucléaire ou de la réévaluation d'une installation existante. La protection passive d'une structure vis-à-vis du risque sismique peut être obtenue avec trois méthodes de conception différentes :

- La structure est dotée d'une résistance suffisante pour qu'elle résiste au séisme tout en restant dans le domaine élastique linéaire.
- La structure est dotée d'une capacité de déformation post-élastique suffisante (qu'on appelle souvent, par abus de langage, ductilité) pour résister à la sollicitation sismique en acceptant un certain niveau de dommage.
- L'excitation sismique est filtrée à des endroits précis à l'aide des dispositifs spécifiques. Ce filtrage peut être effectué par déformation élastique ou inélastique. Il s'agit de l'isolation sismique (par exemple patins à élastomère ou à frottement à la base de la structure) et des ces variantes (par exemple dispositifs métalliques plastifiant à des endroits stratégiques).

Bien qu'assez différente au niveau de la conception et de la réalisation pratique, cette troisième méthode est tout à fait identique aux deux premières du point de vue de la physique. Ceci est évident si l'on conçoit la structure sismiquement isolée, comme étant l'ensemble de la structure principale et des dispositifs spécifiques. A titre d'exemple, dans le cas d'isolation sur appuis à frottement, la structure résiste grâce au comportement non-linéaire de frottement, exactement de la même façon qu'une structure ductile résiste grâce à sa capacité de déformation inélastique. De même, une structure sur appuis à élastomère n'est qu'un cas particulier d'une application intelligente de la première méthode.

Par son principe, l'isolation sismique diminue, dans la plupart des cas, la sensibilité de la réponse sismique à des modifications des caractéristiques de la structure, ce qui permet une plus grande souplesse de modifications et d'interventions dans les phases d'étude, de construction ou même d'exploitation. De plus, certains types de dispositifs ont la propriété de conduire à des sollicitations sismiques dans la structure qui, dans une certaine mesure, sous réserve de comportement quasi linéaire de la structure, sont peu sensibles au niveau sismique d'entrée, ce qui, bien évidemment, avantage la « portabilité » d'installations nucléaires, telles que les réacteurs de la nouvelle génération (Génération IV), en s'affranchissant, en partie, du niveau de sismicité particulier de chaque site. L'application de l'isolation sismique aux réacteurs de nouvelle génération fait l'objet de recherches à l'étranger, notamment au Japon [1, 2]. Malgré la recherche effectuée pendant les dernières années dans ce domaine, plusieurs questions restent ouvertes quant au comportement des structures isolées. Ces questions concernent d'une part la vulnérabilité de ces structures, due à une excursion (inattendue) dans le domaine post-linéaire et d'autre part, des phénomènes qui peuvent aboutir à une excitation significative des modes non isolés.

Le but de cette thèse est d'approfondir la physique et d'essayer d'améliorer le comportement des structures sismiquement isolées. Les objectifs principaux sont :

- d'étudier, dans le cas de réponse non-linéaire des structures, l'influence des différents types d'isolateurs sismiques ainsi que de la loi de comportement des structures sur la probabilité de défaillance et sur les spectres de plancher ;
- d'étudier l'influence de l'ajout d'amortissement à la base des structures sismiquement isolées ;

– d'étudier des méthodes et techniques afin de remédier aux problèmes liés à la réponse des modes non isolés.

Dans un premier temps, comme il existe plusieurs types de dispositifs d'isolation passive, il est nécessaire d'avoir une vue globale sur ces derniers. Le Chapitre 2 a pour but de présenter les appuis parasismiques les plus couramment utilisés. Un bref aperçu des dispositifs mixtes combinant des appuis passifs avec des dispositifs de contrôle actif ou semi-actif y est, également, présenté.

Ensuite, dans le Chapitre 3, la sensibilité des structures isolées, dans le cas de réponse non-linéaire, a été étudiée à l'aide des simulations numériques de Monte Carlo sur des modèles simples. En effet, les tremblements de terre ainsi que les caractéristiques des structures réelles contiennent des éléments d'incertitude qui ne sont pas toujours pris en compte dans le dimensionnement. Des études antérieures [3] ont montré que les structures isolées, sur appuis élastiques, sont généralement plus sensibles que les structures conventionnelles. Cette sensibilité se manifeste par un appel de ductilité qui peut atteindre des valeurs importantes même pour un faible dépassement du séisme de dimensionnement. Nous étudions la vulnérabilité des structures isolées en considérant plusieurs types de systèmes d'isolation (passifs ou mixtes) et différentes lois de comportement. L'influence de la non-linéarité des structures sur les spectres de plancher y est également étudiée.

Les systèmes d'isolation passifs sont efficaces quand l'excitation sismique n'excite, de façon significative, que les modes isolés (modes à basse fréquence ayant des déformées qui se rapprochent de celles d'un corps rigide). Néanmoins, dans certains cas, les modes non-isolés peuvent être excités de façon significative, diminuant ou supprimant ainsi les effets bénéfiques de l'isolation, notamment pour les équipements. En effet, dans ce cas, les spectres de plancher présentent une amplification importante au voisinage des fréquences non isolées. Ce phénomène peut être produit, dans le cas d'une fondation de grandes dimensions, à cause d'une excitation de rotation induite à la base, dans le cas d'ondes se propageant horizontalement, ou dans le cas de fondation enfouie [4-6]. La présence d'un dispositif de grande capacité dissipative à la base, linéaire ou non-linéaire, peut conduire au même phénomène par couplage des modes [7, 8]. Les éventuels effets défavorables d'un fort amortissement sont étudiés en profondeur dans le Chapitre 4.

Afin de remédier au problème de l'amplification des modes non isolés, des systèmes d'isolation mixtes (combinant l'isolation passive avec des dispositifs actifs ou semi-actifs) peuvent être considérés. Le Chapitre 5 est consacré aux méthodes de contrôle actif et semi-actif [9-12]. Nous y présentons brièvement les grandes lignes des méthodes que nous avons appliquées. A la différence de la plupart des travaux antérieurs dans ce domaine, qui s'intéressent à la limitation des déplacements ou des accélérations maximales, nos efforts portent sur un aspect primordial pour les équipements dans l'industrie nucléaire, la diminution des spectres de plancher. Nous y montrons que la limite des systèmes passifs peut être repoussée avec des systèmes de contrôle actif ou semi-actif.

Le Chapitre 6 aborde les amortisseurs à fluide magnéto-rhéologique (MR), une classe importante des dispositifs semi-actifs. Après une brève présentation des fluides MR et de la constitution des amortisseurs MR, nous étudions quelques modèles mécaniques d'amortisseurs MR de la littérature. Plusieurs expériences de caractérisation et d'identification sont réalisées sur un amortisseur MR commercialisé par LORD [13] afin de choisir et d'identifier un modèle. Ce modèle est utilisé dans les essais de contrôle semi-actif au Chapitre 7.

Dans le Chapitre 7, les résultats d'une série d'essais, réalisés sur table vibrante, d'une maquette simple à deux degrés de liberté (DDL) sont présentés. La maquette est équipée d'un amortisseur magnéto-rhéologique qui est contrôlé comme un dispositif semi-actif. La comparaison des résultats expérimentaux avec ceux des simulations numériques est

satisfaisante. Des essais numériques sur une structure fictive, dont les paramètres sont beaucoup plus réalistes que ceux de la maquette, sont aussi réalisés. Leurs résultats confirment l'intérêt de l'isolation sismique mixte, avec des dispositifs semi-actifs pour atténuer la réponse des modes supérieurs.

Chapitre 2. Présentation des différents types de systèmes d'isolation sismique

Dans ce chapitre, nous décrivons les différents types de systèmes d'isolation sismique. Nous pouvons les classifier en trois catégories principales : systèmes d'isolation sismique passifs, systèmes d'isolation sismique actifs, et systèmes d'isolation sismique semi-actifs. Les systèmes passifs ont donné naissance à des dispositifs commercialisés et disponibles qui sont couramment utilisés dans la pratique, les systèmes d'isolation actifs et semi-actifs étant plutôt du ressort de la recherche.

2.1. Systèmes d'isolation sismique passifs

Il existe plusieurs systèmes d'isolation sismique différents, pourtant ils sont tous constitués à partir d'une ou plusieurs catégories principales suivantes :

- Isolation par appuis élastomères.
- Isolation par frottement pur.
- Isolation par alliages à mémoire de forme.
- Isolation par boîtes à ressorts.

2.1.1. Isolation par appuis élastomères

2.1.1.1. Appuis élastomères simples (LDRB – « Low Damping Rubber Bearings »)

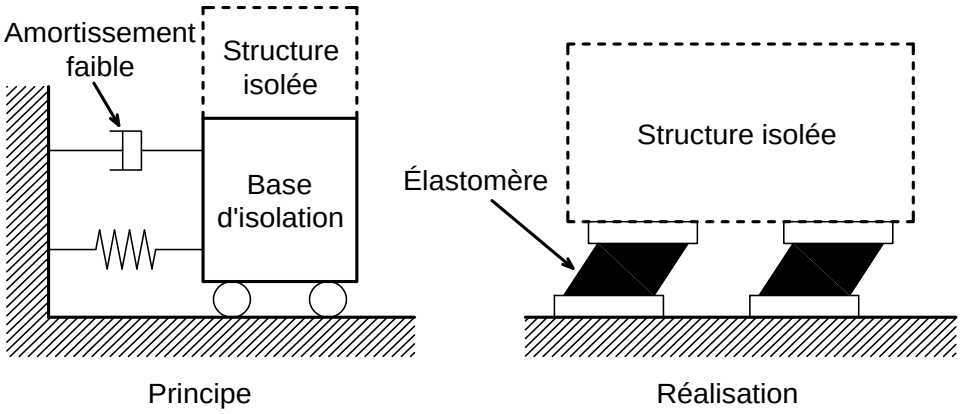


Figure 2.1. Appuis élastomères simples (LDRB – « Low Damping Rubber Bearings »)

Les appuis élastomères simples (LDRB – « Low Damping Rubber Bearings ») sont des blocs situés entre le support et la structure. Ils sont assimilables à des ressorts rigides dans la direction verticale et souples dans les directions horizontales.

En ne considérant que son premier mode, la structure sur appuis se comporte vis-à-vis du séisme horizontal comme un oscillateur à 1 degré de liberté à basse fréquence qui est égale approximativement à celle des appuis. La gamme de fréquences conseillée se situe entre $0.33\,Hz$ et $1\,Hz$. Le choix de la fréquence d'isolation résulte d'un compromis entre l'accélération maximale admissible (tenue des structures isolées) et le déplacement maximal admissible (tenue des appuis et déplacements différentiels des structures isolées par rapport aux structures avoisinantes). Il faut aussi éviter d'exciter de manière excessive les structures internes à basses fréquences (longues lignes de tuyauteries, vagues de ballotement (sloshing) des piscines etc.).

L'amortissement structurel de ces appuis est en général inférieur à 7%. Une augmentation de cet amortissement permettrait de réduire l'amplitude de la réponse. Une telle augmentation peut passer par :

- L'ajout d'additifs dans la composition de l'élastomère (voir 2.1.1.2)
- L'insertion de plots en plomb dans l'appui (voir 2.1.1.3)
- L'addition d'amortisseurs externes à l'appui

Les avantages des appuis élastomères sont :

- Le choix d'une fréquence basse (entre 0.33 *Hz* et 1 *Hz*) permet de s'éloigner des zones de pics de spectres classiques et de diminuer de façon efficace le niveau d'accélération transmis à la structure et ses internes.
- Tant que l'intégrité de l'élastomère peut être assurée, il n'y a pas de déplacement incontrôlé de la structure (comme pour certains systèmes de glissement). La structure revient en position après séisme.

Les inconvénients des appuis élastomères sont :

- La raideur et le coefficient d'amortissement sont sensibles à de larges variations climatiques. Les caractéristiques du matériau élastomère évoluent aussi avec l'âge [14].
- Le déplacement de la structure en séisme est fortement augmenté et cela peut conduire à des phénomènes d'instabilité des appuis (flambage, roulement) si le déplacement a été sous-estimé lors du dimensionnement.

2.1.1.2. Appuis élastomères à fort amortissement (HDRB – « High Damping Rubber Bearings »)

Les progrès faits dans la technologie du caoutchouc ont permis de développer des appuis ayant des capacités d'amortissement plus importantes (coefficient d'amortissement supérieur à 10%) et un module de cisaillement réduit. Ces caractéristiques permettent d'assurer à la fois la fonction d'isolation et celle de dissipation dans un même appui. Elles sont obtenues par l'ajout d'additifs de type résine ou huile au matériau élastomère.

Les HDBR ont été principalement développés aux USA, au Japon et en Italie. Les expériences menées ont démontré qu'un tel système pouvait être boulonné aux structures béton sans craindre d'endommagement significatif du matériau dû au fait qu'une contrainte de traction puisse alors y apparaître.

Les avantages et inconvénients d'un tel système sont sensiblement les mêmes que pour des appuis simples, à quelques exceptions près :

- L'amortissement des appuis permet une meilleure maîtrise des déplacements sans ajout de systèmes amortisseurs externes.
- Les caractéristiques de ces appuis étant moins linéaires, la fréquence d'isolation dépend du chargement qui leur est appliqué.
- Ces appuis étant moins courants, ils sont plus chers.

2.1.1.3. Appuis élastomères avec plots en plomb (LRB – « Lead plug Rubber Bearings »)

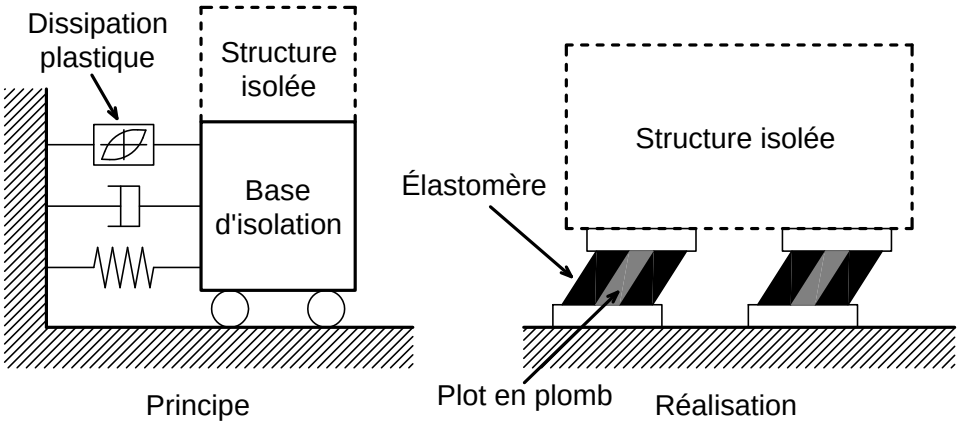


Figure 2.2. Appuis élastomères à noyau de plomb (LRB – « Lead plug Rubber Bearings »)

Ces appuis sont des appuis LDRB auxquels un plot central ou plusieurs plots répartis sont ajoutés. Les déformations plastiques de ces plots (comportement plastique du plomb) permettent une dissipation d'énergie lors d'un séisme important. Pour une faible sollicitation, ces appuis LRB sont plus rigides que les LDRB puisqu'on reste alors dans le domaine élastique du plomb. Les valeurs d'amortissement associées à de tels systèmes sont plus élevées que celles des appuis HDRB.

Les avantages et inconvénients de ces appuis sont sensiblement les mêmes que ceux des HDRB.

2.1.2. Isolation par frottement pur

2.1.2.1. Plaques de friction (PF – « Pure Friction sliding joint »)

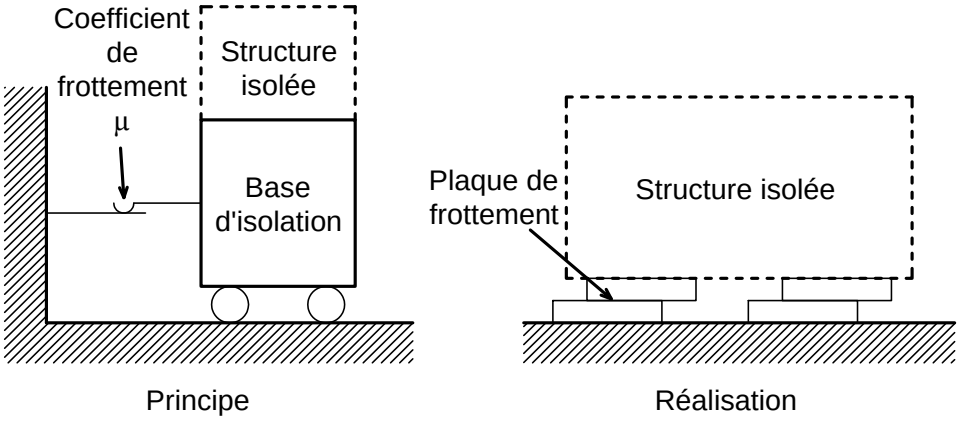


Figure 2.3. Plaques de friction (PF – « Pure Friction sliding joint »)

La structure à isoler est posée sur des appuis à frottement. Tant que l'excitation horizontale reste inférieure à la force de frottement statique, les sollicitations sismiques transmises à la structure sont identiques à celles qui auraient été transmises sans isolation. Dans le cas contraire, il y a du glissement entre la structure et le support.

La réalisation des appuis à frottement se fait avec des matériaux à faible coefficient de frottement. Parmi les réalisations industrielles, on peut citer des plaques de PTFE (polytétrafluoroéthylène) sur des surfaces en acier inoxydable, des plaques en alliages bronze/acier ou bronze/plomb sur des surfaces en acier, etc.

L'avantage principal du système à plaques de friction est sa simplicité et donc son coût relativement bas. En cas de séisme de forte magnitude, il y a dissipation d'énergie par frottement au niveau des plaques. En revanche, il n'y a pas d'isolation sous une faible sollicitation sismique.

L'inconvénient principal du système à plaques de frottement est la difficulté de maîtriser le déplacement pendant et après le séisme. Un déplacement résiduel de la structure trop important après séisme peut être pénalisant, voir inacceptable. Cet inconvénient majeur fait que, en pratique, ce type d'isolation n'est pas utilisé tel quel mais toujours combiné à d'autres technologies (par exemple 2.1.2.2).

2.1.2.2. Pendules de frottement (FPS – « Friction Pendulum System »)

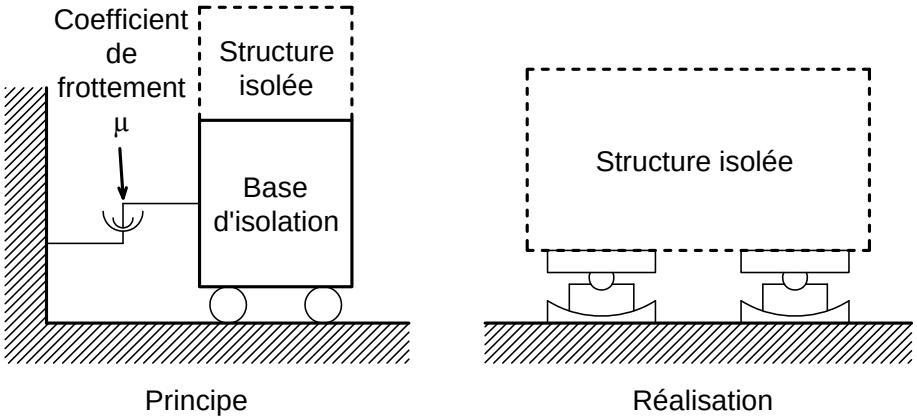


Figure 2.4. Pendules de frottement (FPS – « Friction Pendulum System »)

Un appui à pendule de frottement (FPS – « Friction Pendulum System ») est composé d'une surface sphérique concave en acier inoxydable sur laquelle glisse un patin articulé dont la surface est recouverte d'un métal à bas coefficient de frottement ou de PTFE (polytétrafluoroéthylène) [15]. Le patin est relié à la structure par des plaques d'ancrage et supporte la charge verticale. Un schéma d'un appui FPS typique est presenté sur la Figure 2.5 où *e* désigne le déplacement maximal limité par la présence des butées.

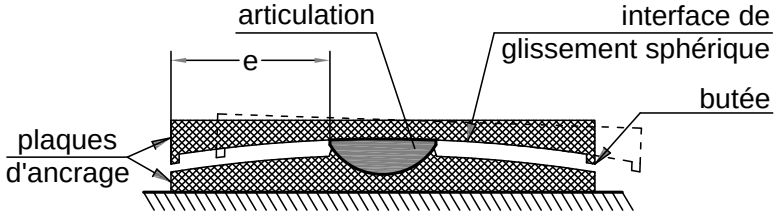


Figure 2.5. Constitution d'un appui FPS

Comme pour les plaques de frottement, lorsque l'accélération horizontale dépasse un certain seuil, il y a du glissement de la structure et dissipation d'énergie par frottement. En revanche, la forme sphérique des plaques inférieures donne au système une capacité de retour en position sous l'effet du poids propre. Le problème du déplacement résiduel après séisme est ainsi limité.

La structure sur appuis est assimilable à un pendule dont la fréquence propre ne dépend que du rayon de courbure des plaques concaves, si on néglige l'influence du frottement.

Les avantages des systèmes à pendules de frottement sont :

- Si conceptuellement ces appuis sont similaires à ceux avec noyau de plomb, leur grand avantage est leur forme compacte qui permet à la fois dans une seule unité d'avoir la raideur et la dissipation et d'évacuer tout problème de flambement des appuis.
- Des effets de torsion dans les structures dotées des FPS sont minimisés. Cet avantage provient du fait que la raideur horizontale pendulaire de chaque appui étant proportionnelle à la force verticale, alors le centre élastique coïncide avec le centre de gravité. En toute rigueur, ceci est vrai uniquement dans le cas idéalisé d'une structure infiniment raide aplatie (les réactions verticales des appuis étant, dans ce cas, les réactions statiques sous poids propre).

2.1.3. Isolation par alliages à mémoire de forme (SMA – « Shape Memory Alloys »)

2.1.3.1. Comportement des alliages à mémoire de forme (SMA – « Shape Memory Alloys »)

Les alliages à mémoire de forme (SMA – « Shape Memory Alloys ») sont une classe des alliages possédant plusieurs propriétés spéciales dont l'effet de mémoire de forme et la super-élasticité. Ces caractéristiques proviennent du fait qu'ils ont deux phases cristallographiques : martensite et austénite. Le passage d'une phase à l'autre se fait soit par changement de température, soit par application d'une contrainte.

Le comportement quasi statique uniaxial thermomécanique des SMA est présenté sur la Figure 2.6. La phase martensitique est caractérisée par une grande dissipation énergétique (trajectoire **abcde** sur la Figure 2.6) par rapport à l'austénite et par l'effet de mémoire, c'est-à-dire la capacité de retrouver par chauffage la forme initiale après une déformation mécanique (trajectoire **efgka** sur la Figure 2.6). La phase austénitique est caractérisée par la super-élasticité. Dans cette phase, les SMA sont capables de subir de grandes déformations (jusqu'à 10%) de manière réversible sous l'effet d'une contrainte (trajectoire **ghijg** sur la Figure 2.6).

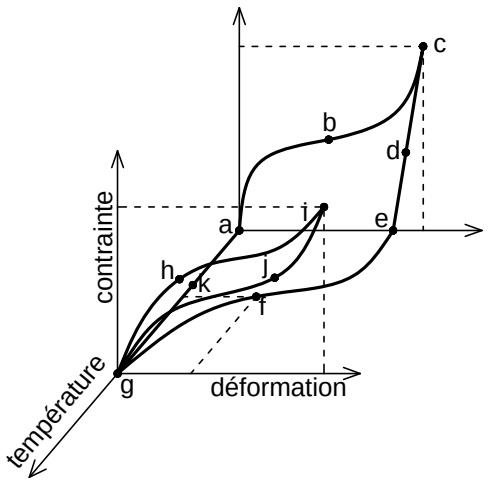


Figure 2.6. Comportement quasi statique uniaxial thermomécanique des SMA [16]

Pour un SMA déterminé, dans la phase austénitique, si la contrainte augmente et dépasse une valeur qui dépend de la température, une transformation de l'austénite vers la

martensite aura lieu. Le résultat de la décharge dépend aussi de la température, comme l'indique la Figure 2.7. Si la température est suffisamment élevée, on trouvera la phase austénitique initiale sans déformation résiduelle (Figure 2.7a), au cas contraire, on reste toujours dans la phase martensite avec des déformations résiduelles (Figure 2.7b).

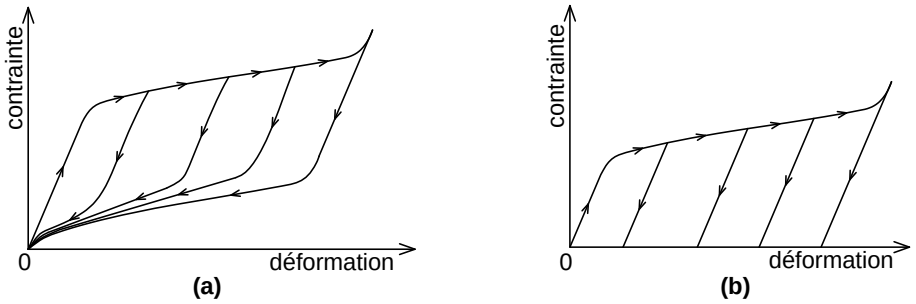


Figure 2.7. Comportement en tension uniaxiale des SMA :
a) à température suffisamment élevée ; b) à température moins élevée

2.1.3.2. Applications parasismiques des alliages à mémoire de forme (SMA – « Shape Memory Alloys »)

Les propriétés des SMA sont particulièrement intéressantes dans le domaine de l'isolation sismique. Les capacités de recentrage et de dissipation énergétique sont les buts principaux dans le dimensionnement des appuis parasismiques. La capacité de recentrage est obtenue par la super-élasticité de l'austénite. La dissipation énergétique est accomplie soit par des bars martensites soumises à flexion ou à torsion, soit par des fils austénitiques prétendues qui jouent aussi le rôle d'un dispositif supplémentaire. En changeant les caractéristiques et le nombre des éléments en SMA, ainsi que les contraintes de pré-tension, on peut obtenir les trois types de comportement des dispositifs parasismiques qui sont présentés schématiquement sur la Figure 2.8 [17] :

- Dispositifs de recentrage supplémentaire (Figure 2.8a) : une force supplémentaire de récupération est disponible pour recentrer le système, même s'il y a d'autres forces externes comme frottement, force plastique…
- Dispositifs de recentrage (Figure 2.8b) : le système est recentré à la position initiale à la fin de l'excitation mais sans force supplémentaire.
- Sans dispositifs de recentrage (Figure 2.8c) : une grande capacité de dissipation énergétique mais des déplacements non nuls peuvent se produire à la fin de l'excitation.

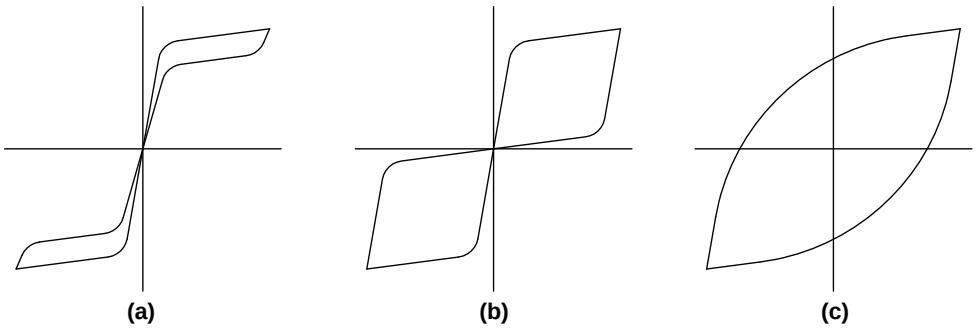


Figure 2.8. Comportements typiques des dispositifs d'isolation de SMA [17] :
a) Dispositifs de recentrage supplémentaire ; b) Dispositifs de recentrage ;
c) Sans dispositifs de recentrage

2.1.4. Isolation par boîtes à ressorts

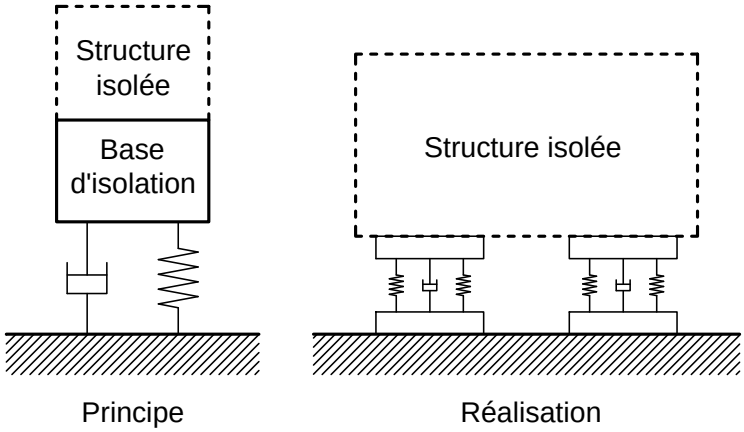


Figure 2.9. Boîtes à ressorts verticaux

Cette solution est celle développée par la société Américano-allemande GERB [18], seule sur ce marché. Les appuis sont des ressorts métalliques dont les rigidités verticales et horizontales peuvent être réglées. Ils sont souvent combinés avec des dispositifs d'amortissement visqueux. L'avantage de tels systèmes par rapport aux appuis élastomères est la meilleure maîtrise de leur rigidité et, surtout, la possibilité d'isoler les structures dans la direction verticale. Néanmoins, à cause des problèmes de flambement des ressorts, la fréquence d'isolation est supérieure à 1 *Hz* ce qui limitent leur capacité filtrante. Cet inconvénient en combinaison avec leur coût élevé fait que l'application du système pour l'isolation sismique n'est pas très répandue [19].

Des systèmes de ressorts à air ont aussi été développés au japon (sociétés IHI et KAJIMA) pour être utilisés en complément d'appuis élastomères classiques [1, 2].

2.2. Systèmes de contrôle actif dans l'isolation sismique (AC – « Active Control »)

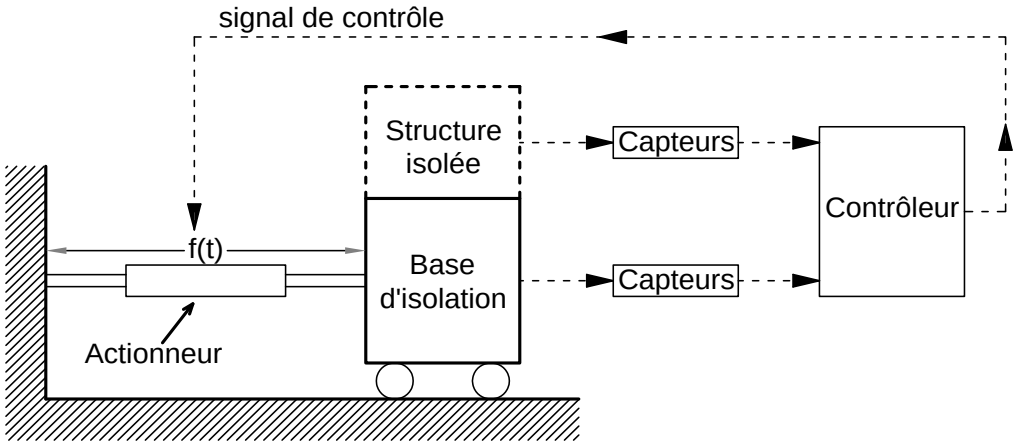


Figure 2.10. Principe des systèmes de contrôle actif (AC – « Active Control »)

Les premiers travaux sur les systèmes d'isolation mixte, combinant des dispositifs d'isolation passifs et des actionneurs sont apparus à la fin des années quatre vingt et au début des années quatre vingt dix [16-18]. Dans les systèmes de contrôle actif (AC – « Active Control »), des actionneurs sont utilisés pour créer une force de contrôle appliquée à la base.

Cette force est déterminée par différentes méthodes de contrôle, en se basant sur la réponse de la structure mesurée en temps réel. Certains des algorithmes, utilisés pour des structures ayant un comportement linéaire, seront présentés et appliqués numériquement dans le Chapitre 5 et expérimentalement dans le Chapitre 7.

Des études effectuées sur l'application des systèmes de contrôle actif dans le génie civil ont montré leur efficacité dans la réduction des réponses structurales [20, 21]. Pourtant, l'inconvénient principal du contrôle actif est une consommation élevée d'énergie soulevant des questions sur la faisabilité et la fiabilité de ce type de système d'isolation mixte. Pour cette raison, à notre connaissance, il n'y a pas d'application, réalisée ou en cours de projet, avec cette méthode pour des bâtiments réels. Il serait plus réaliste d'envisager l'application de la méthode à des équipements ou des sous-structures plus légères qui nécessiteraient une demande de puissance plus faible.

2.3. Systèmes de contrôle semi-actif dans l'isolation sismique (SAC – « Semi-Active Control »)

Les systèmes de contrôle semi-actif (SAC – « Semi-Active Control ») suscitent beaucoup d'intérêt dans les années récentes grâce à une adaptabilité comparable (dans une certaine mesure) à celle des systèmes de contrôle actif (AC – « Active Control ») mais avec une faible demande d'énergie. En fait, de nombreux systèmes SAC peuvent fonctionner avec une batterie d'accumulateurs. Cela est critique lors d'un séisme quand la source d'énergie principale tombe en panne. La fiabilité des systèmes SAC est aussi un avantage par rapport aux systèmes AC car ils peuvent fonctionner comme des systèmes passifs dans les situations extrêmes. Ces avantages résultent du principe des systèmes SAC, qui consiste à changer, en temps réel, les caractéristiques de la structure à contrôler, au lieu d'appliquer directement une force pour changer l'excitation comme dans le cas des systèmes AC.

Aujourd'hui, il existe différents types de dispositifs SAC proposés pour contrôler les structures en génie civil. Nous les divisons en deux familles principales :

- Systèmes dissipatifs variables.
- Systèmes à rigidité variable.

2.3.1. Systèmes dissipatifs variables

Une classe importante des systèmes dissipatifs à caractéristiques variables est celle des amortisseurs à amortissement variable. Une des façons de changer l'amortissement est de faire couler un fluide à travers un orifice variable en temps réel (Figure 2.11). Plusieurs études sur le comportement et l'application des amortisseurs à orifice variable ont été réalisées [22-24].

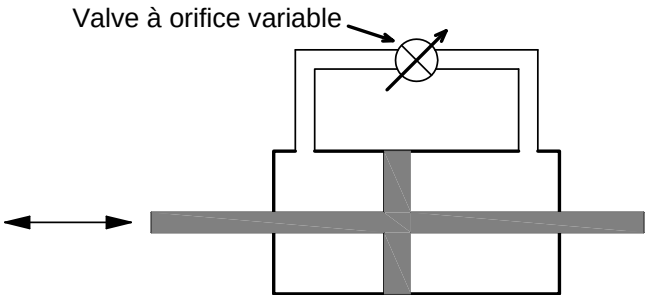


Figure 2.11. Schéma d'un amortisseur à orifice variable

Les amortisseurs à fluide contrôlable sont un autre type de dispositif semi-actif. L'avantage de cette classe d'amortisseurs est leur fiabilité et la réduction du temps de réponse

grâce à l'absence des mouvements mécaniques autres que ceux du piston. Les fluides utilisés sont les fluides électro-rhéologiques (ER) ou magnéto-rhéologiques (MR). La propriété importante de ces fluides est le changement rapide de leur « viscosité apparente » lorsqu'ils sont exposés à des variations d'un champ électrique (cas du fluide ER) ou magnétique (cas du fluide MR).

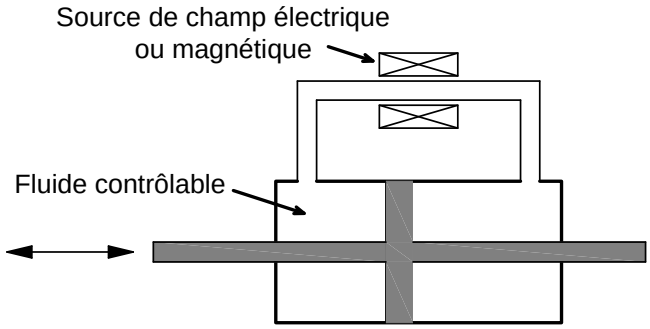


Figure 2.12. Schéma d'un amortisseur à fluide contrôlable

Des dispositifs à friction variable [25, 26] peuvent, également, être utilisés comme dispositifs semi-actifs. La Figure 2.13 présente le plan et la section transversale d'un tel dispositif dans [25]. Il possède d'une chambre à fluide dont la pression peut être modifiée grâce à un système de contrôle de pression, constitué d'une servovalve, un accumulateur et un ordinateur. La force normale est égale au poids porté par le dispositif et le coefficient de frottement à l'interface de glissement change en fonction de la pression du fluide. Il en résulte que la force de frottement devient contrôlable en temps réel.

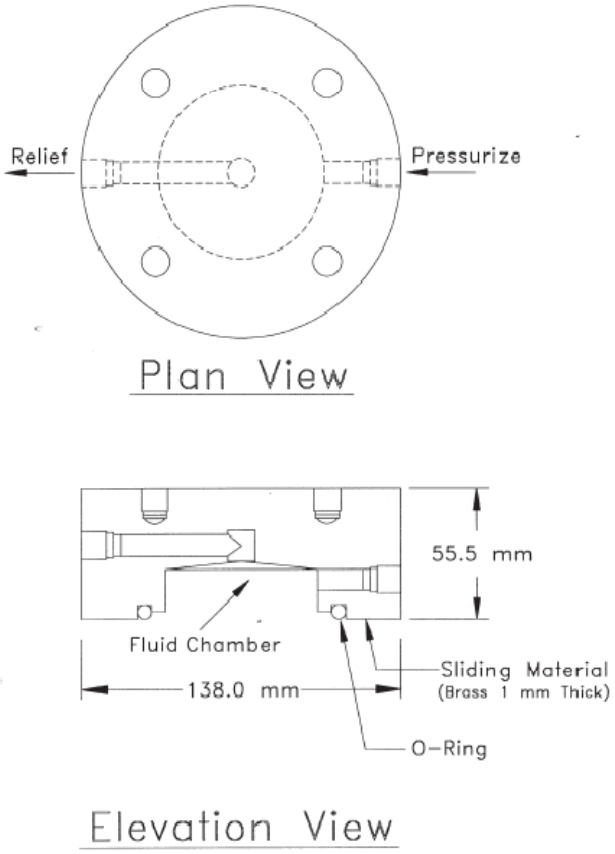


Figure 2.13. Amortisseur à friction variable [25]

2.3.2. Systèmes à rigidité variable

Contrairement aux systèmes à amortissement variable (voir 2.3.1), on ne trouve pas encore beaucoup de dispositifs dont la rigidité peut être ajustée en temps réel. La Figure 2.14 illustre un tel dispositif connecté à un oscillateur composé d'un ressort et d'une masse [27]. Le dispositif est un cylindre ayant deux chambres à gaz en contact avec le piston. La connexion entre les deux chambres est contrôlée par une valve. La rigidité du dispositif n'a que deux valeurs dépendant de l'état d'ouverture ou de fermeture de la valve. Quand la valve est fermée, la rigidité est égale à k_1, sinon, elle est nulle parce que le gaz peut circuler librement entre les deux chambres.

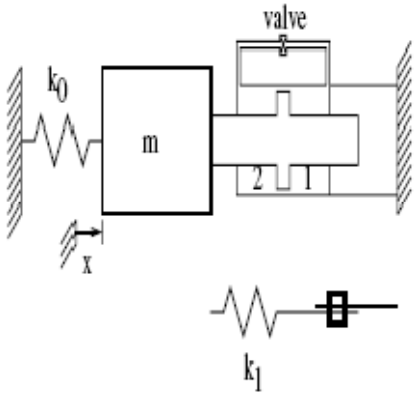


Figure 2.14. Schéma d'un dispositif à deux valeurs de rigidité [27]

Afin de surmonter l'inconvénient de la discontinuité de la rigidité su système ci-dessus, un système à rigidité variable (SAIVS – « Semi-active Variable Stiffness Device ») a été développé et s'est montré efficace dans le changement continu de la rigidité en temps réel [28, 29]. Le schéma de principe du système SAIVS est présenté sur la Figure 2.15. Son effet de rigidité est créé par quatre ressorts se situant sur quatre côtés d'un losange dont l'angle θ est contrôlable au moyen d'un vérin. En changeant l'angle θ, on change aussi la rigidité effective du système au point 2 de manière continue.

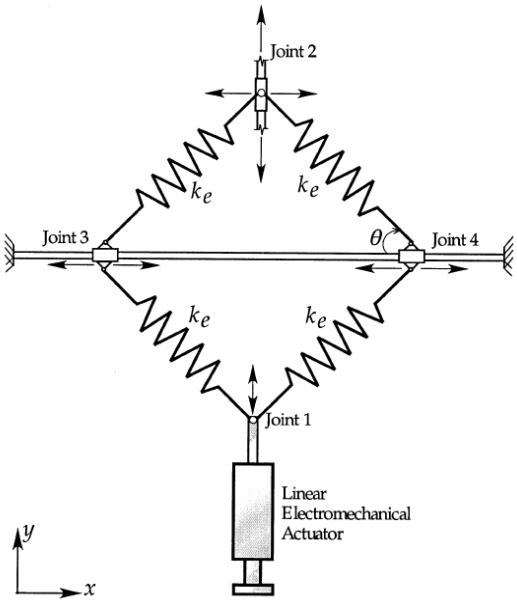


Figure 2.15. Schéma du système à rigidité variable (SAIVS – « Semiactive Variable Stiffness Device ») [30]

2.4. Conclusions

Dans ce chapitre nous avons passé en revue les différents types de dispositifs utilisés dans l'isolation sismique. Nous avons présenté leur principe de base ainsi que leurs avantages et inconvénients. Les systèmes d'isolation passive, étant plus simples, sont de loin ceux qui sont utilisés couramment dans les applications réelles. Néanmoins leur performance dans la protection des structures isolées pourrait être surpassée par celle des systèmes de contrôle actif (AC). Ces derniers ont des actionneurs générant des forces exercées directement sur la structure en fonction d'une loi de commande. Leur application pratique est limitée par l'importante quantité de puissance nécessaire pour leur fonctionnement. Les systèmes de contrôle semi-actif (SAC) peuvent être une alternative car ils consomment très peu d'énergie tout en ayant des performances, en général, supérieures à celles des systèmes passifs.

Devant une telle variété de dispositifs d'isolation, la question sur le comportement des structures dotées de ces dispositifs se pose. De plus, la performance des systèmes d'isolation dépend aussi du comportement de la structure isolée. Dans le chapitre suivant, nous allons réaliser des études comparatives sur la probabilité de défaillance et les spectres de plancher des structures isolées, en considérons plusieurs types de systèmes d'isolation (passifs ou mixtes) et différentes lois de comportement pour les structures isolées.

Chapitre 3. Études comparatives sur la vulnérabilité et les spectres de plancher entre structures sismiquement isolées et structures conventionnelles

L'isolation sismique est une méthode efficace pour la conception parasismique des structures. Grâce au filtrage de l'excitation sismique, les efforts dans une structure isolée diminuent par rapport à ceux dans une structure classique non isolée. A l'opposé des structures non isolées, les structures isolées sont souvent dimensionnées pour être toujours linéaires ou avoir très peu de déformation non linéaire dans la superstructure au cours d'un séisme. Alors, il est largement accepté qu'un meilleur niveau de performance peut être obtenu par une structure isolée et qu'en général les structures isolées sont plus sûres que des structures conventionnelles. Néanmoins, bien que les données sismiques pour le dimensionnement soient déterminées par les autorités nationales ou par le propriétaire de l'installation, les tremblements de terre réels dans l'avenir restent inconnus, conduisant à une variabilité importante de l'excitation. En fait, il est connu que des structures isolées sur des appuis assimilables à des ressorts (élastomère, FPS – « Friction Pendulum System »…) peuvent être sensibles aux petites variations de l'excitation sismique s'il y a de la plastification dans la superstructure tandis que le comportement de l'appui reste linéaire. Cette sensibilité est due au phénomène bien connu d'un appel de ductilité appelée élevé d'une sous-structure rigide en série avec une autre souple quand la plastification a lieu seulement dans la partie rigide [3, 31, 32]. Un exemple bien connu de ce type de comportement est celui de la concentration de la non-linéarité à un seul étage d'un portique à plusieurs étages (soft storey). Les normes parasismiques pour les bâtiments conventionnels donnent une importance particulière aux mesures à adopter afin d'éviter ce phénomène indésirable. Ce problème est, partiellement, reconnu par certaines normes appliquées aux bâtiments sismiquement isolés [33].

Dans ce chapitre, la question de la vulnérabilité des structures sismiquement isolées à des excitations différentes de celles prise en compte pour le dimensionnement est abordée. En se basant sur une étude probabiliste, Pinto et Vanzi [34] ont conclu que la ductilité appelé des structures isolées sur des appuis élastiques peut être très supérieure à celle des structures conventionnelles à cause des incertitudes sur le contenu fréquentiel de l'excitation. Politopoulos et Sollogoub [3] ont comparé la vulnérabilité des structures conventionnelles et des structures isolées sur appuis en élastomère en se basant sur une série des simulations de Monte Carlo. Les simulations ont été effectuées avec des modèles simples, dimensionnés avec une valeur réduite du coefficient de comportement selon les recommandations de FEMA 368 [33]. Les résultats montrent que, les structures isolées plastifient plus rarement que les structures conventionnelles, mais leur appel de ductilité est plus important. Il s'ensuit que de faibles endommagements sont moins fréquents pour les structures isolées, cependant, les probabilités de défaillance de ces deux types de structures (isolée et conventionnelle) sont du même ordre de grandeur.

Néanmoins dans [3], seulement le cas des superstructures élasto-plastiques sur appuis en élastomère a été étudié. C'est pourquoi, l'objectif de ce chapitre est d'étudier encore plus la vulnérabilité des structures sismiquement isolées en tenant compte de plusieurs types d'appuis et de lois de comportement des superstructures.

Bien que la préoccupation principale du génie parasismique soit souvent l'endommagement ou la défaillance des structures principales, dans le cas des installations industrielles et des centrales électriques, le comportement des équipements peut être particulièrement important. En effet, le bon fonctionnement de telles installations pendant et après un tremblement de terre dépend beaucoup de la capacité de leurs composants et

équipements de résister aux forces sismiques. Par conséquent, la sensibilité des spectres de plancher à des comportements non linéaires des structures isolées, à cause, principalement des incertitudes sur l'excitation, est également étudiée.

3.1. Modèle de calcul

Les structures isolées en réalité sont des systèmes de plusieurs degrés de liberté (DDL). Une approximation de leur réponse peut être obtenue par un modèle simplifié à 2 DDL présenté sur la Figure 3.1a. m_b est la somme de la masse de la base d'isolation et celles des modes négligés, k_b et c_b sont respectivement la rigidité et l'amortissement de l'appui sous la base. m_s représente la masse effective du premier mode de la superstructure fixée, k_s et c_s sont sa rigidité et son amortissement. Les déplacements absolus du sol et des masses m_b, m_s sont notés x_g, x_b et x_s respectivement. A des fins de comparaison, un modèle à 1 DDL de la structure conventionnelle, non isolée, dont la masse, la rigidité et l'amortissement sont les mêmes que celles de la structure isolée est aussi considéré sur la Figure 3.1b.

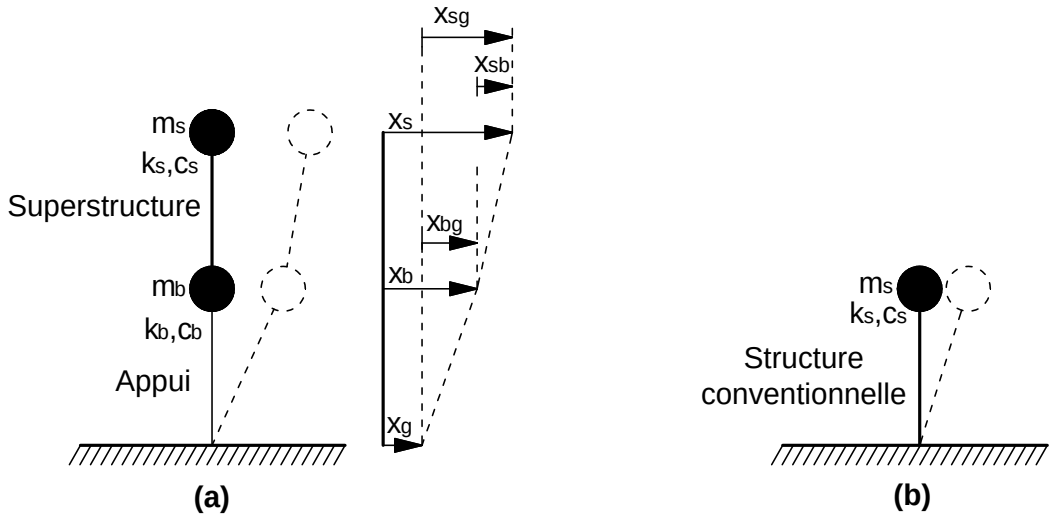


Figure 3.1. Modèles des structures :
a) structure sismiquement isolée ; b) structure conventionnelle

Les paramètres suivants sont aussi utilisés :

- les fréquences d'isolation de l'appui : $\omega_b = \sqrt{\dfrac{k_b}{m_b + m_s}}$ et $f_b = \dfrac{\omega_b}{2\pi}$
- les fréquences de la structure conventionnelle et de la superstructure : $\omega_s = \sqrt{\dfrac{k_s}{m_s}}$ et $f_b = \dfrac{\omega_s}{2\pi}$
- le taux d'amortissement de l'appui : $\xi_b = \dfrac{c_b}{2\omega_b(m_b + m_s)}$
- le taux d'amortissement de la structure conventionnelle et de la superstructure : $\xi_s = \dfrac{c_s}{2\omega_s m_s}$
- le rapport de masse : $\gamma = \dfrac{m_s}{m_b + m_s}$

- les déplacements relatifs de
  - la base par rapport au sol : $x_{bg} = x_b - x_g$
  - la superstructure par rapport au sol : $x_{sg} = x_s - x_g$
  - la super structure par rapport à la base : $x_{sb} = x_s - x_b$

Les paramètres du modèle considéré dans ce chapitre sont : $f_b = 0.5Hz$, $f_s = 2Hz - 8Hz$, $\xi_s = 5\%$ et $\gamma = 0.80$. Dans [3], tenant compte que une structure isolée et une structure conventionnelle dimensionnées pour résister à un même séisme auront probablement des rigidités différentes, le cas des structures conventionnelles ayant des fréquences plus grandes que celles des structures isolées a été aussi examiné. En effet, d'après Priestley [35], on peut supposer que la rigidité effective est proportionnelle à la résistance. Néanmoins, afin de simplifier la présentation des résultats, un tel décalage fréquentiel n'est pas considéré ici, puisque, comme montré dans [3], la tendance générale des résultats n'en dépend pas de façon significative, .

Les comportements des appuis et de la structure sont modélisés avec des modèles idéalisés simples. Notre objectif est de mieux cerner le comportement de ce type de structures et de dégager les tendances générales en s'appuyant sur des principes physiques de base. Nous n'avons l'ambition ni d'étudier des dispositifs d'isolation de technologie spécifique, ni de couvrir toute la gamme de configurations structurelles possibles. C'est pourquoi les modèles utilisés sont simples, mais capables de reproduire les phénomènes physiques essentiels d'intérêt.

3.1.1. Appuis d'isolation

Plusieurs types de systèmes d'isolation sismique présentés déjà dans le Chapitre 2 sont considérés ici :

- appuis d'élastomère simples à faible amortissement $LDRB_{\xi=5\%}$ (voir 2.1.1.1)
- appuis d'élastomère à fort amortissement ajouté $LDRB_{\xi=25\%}$ (voir 2.1.1.2)
- appuis d'élastomère combinés avec des dispositifs dissipatifs élasto-plastiques, par exemple avec un noyau en plomb LRB (voir 2.1.1.3)
- plaques de friction PF (voir 2.1.2.1) combinées avec appuis d'élastomère (voir 2.1.1.1), ou pendules de frottement FPS seuls (voir 2.1.2.2)
- appuis à alliages à mémoire de forme SMA (voir 2.1.3)
- système de contrôle actif (voir 2.2)
- système de contrôle semi-actif (voir 2.3)

La Figure 3.2, présente les courbes de comportement cyclique quasi statique des appuis passifs considérés dans la modélisation. Des effets d'amortissement visqueux s'y ajoutent en dynamique.

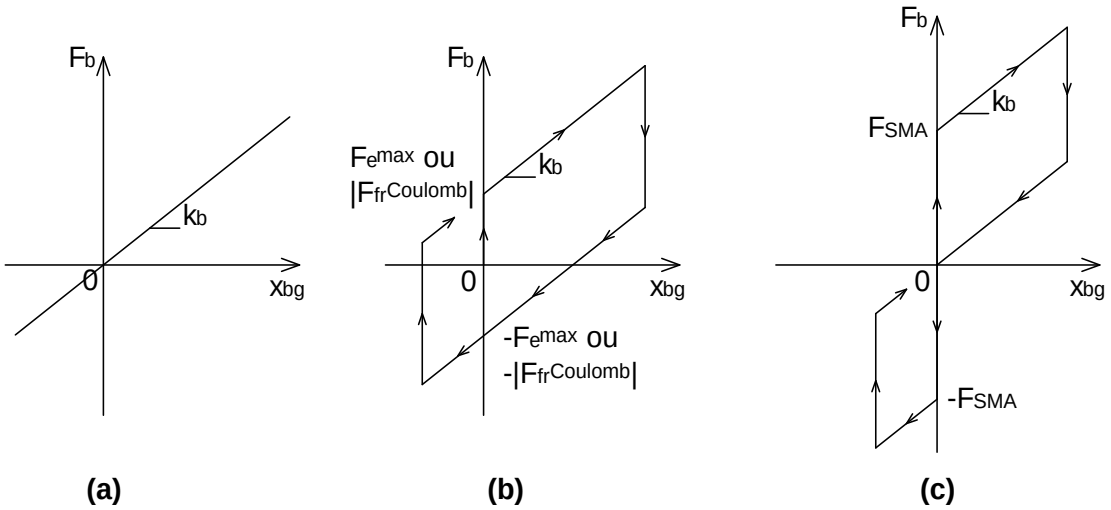


Figure 3.2. Comportements des appuis passifs utilisés dans le modèle : a) comportement linéaire des appuis LDRB$_{\xi=5\%}$ ou des LDRB$_{\xi=25\%}$; b) comportement des appuis LRB ou des FPS ; c) comportement des appuis SMA

3.1.1.1. Appuis LDRB$_{\xi=5\%}$ et appuis LDRB$_{\xi=25\%}$ (« Low Damping Rubber Bearings »)

Les appuis en élastomère simples LDRB$_{\xi=5\%}$ sont supposés d'avoir un amortissement intrinsèque équivalent à un taux d'amortissement visqueux $\xi_b = 5\%$. On considère également le cas d'un amortissement visqueux supplémentaire de 20%, LDRB$_{\xi=25\%}$. Une loi de comportement linéaire, avec une rigidité notée k_b (Figure 3.2a), est considérée pour ces appuis d'isolation. Ceci est une approximation raisonnable si l'on tient compte du fait que les appuis sont souvent conçus selon les critères plus sévères que la superstructure. Par exemple, FEMA 368 [33] recommande que la superstructure doit être dimensionnée pour supporter le « design earthquake » (souvent avec une période de retour de 475 ans), tandis que les appuis doivent être capables de résister aux forces correspondant au « maximum considered earthquake » (avec une période de retour de 2400 ans). Par conséquent, la déformation maximale des appuis sera, très probablement, très inférieure à leur capacité de déformation, ce qui justifie l'approximation de comportement linéaire.

3.1.1.2. Appuis LRB (« Lead plug Rubber Bearings »)

Le comportement de ce dispositif est modélisé par une loi élasto-plastique avec une grande raideur élastique et un écrouissage cinématique linéaire (Figure 3.2b). En fait, le comportement du dispositif élasto-plastique peut être considéré comme la régularisation d'un modèle plastique rigide. La valeur limite de la force élastique, désignée par $F_e^{\max}$ sur la Figure 3.2b, est déterminée de telle sorte que la moyenne des déplacements maximaux de la base soit la même que dans le cas des appuis LDRB$_{\xi=25\%}$ pour des signaux sismiques compatibles avec le spectre de référence, défini dans 3.2. Le matériau élastomère lui même possède un taux d'amortissement intrinsèque de 5%. Les propriétés précédentes sont celles des appuis LRB avec le noyau de plomb ayant une rigidité égale à 270 fois la rigidité k_b de l'appui d'élastomère tout seul.

3.1.1.3. Appuis à plaques de frottement combinés avec appuis d'élastomères ou pendules de frottement (FPS – « Friction Pendulum System »)

Une même loi de comportement (Figure 3.2b) peut être utilisée pour tous ces deux dispositifs d'isolation. Si l'on suppose que le frottement peut être modélisé par la loi de

frottement de Coulomb, nous retrouvons le modèle élasto-plastique utilisé dans 3.1.1.2, avec une grande rigidité élastique. Dans ce cas, $F_e^{\max}$ est remplacée par la valeur absolue de la force de frottement de Coulomb $\left|F_{fr}^{Coulomb}\right|$ calculée par l'équation (3.1).

$$F_{fr}^{Coulomb} = -\mu g(m_s + m_b)\operatorname{sgn}\left(\dot{x}_{bg}\right) \tag{3.1}$$

où :

$F_{fr}^{Coulomb}$: force de frottement de Coulomb ;

μ : coefficient de frottement de Coulomb ;

g : accélération de gravité, $g = 9.81\left(m/s^2\right)$;

$\dot{x}_{bg}$: vitesse relative de la base par rapport au sol (Figure 3.1a).

Pourtant en réalité, la force de frottement entre PTFE (polytétrafluoroéthylène) et acier dépend de la vitesse de déplacement. Plusieurs expériences ont montré que si le coefficient de frottement statique est négligé, le coefficient de glissement augmente lentement d'une valeur très basse, jusqu'à sa valeur maximale pour des vitesses de glissement de l'ordre de $0.15 - 0.20(m/s)$ correspondant aux résultats expérimentaux dans [36]. Comme déjà mentionné, nous ne nous intéressons pas ici à de dispositifs et matériaux spécifiques, mais seulement aux tendances générales et aux phénomènes physiques essentiels. Par conséquent, afin d'étudier l'effet de la dépendance du coefficient de frottement sur la vitesse, nous considérons la loi de frottement utilisée par Oden et Martins dans [37] qui consiste en une régularisation du modèle de Coulomb à faible vitesse de glissement. La force de frottement est déterminée par l'équation (3.2). La relation entre la force et la vitesse de glissement donnée par cette équation est illustrée sur la Figure 3.3.

$$\begin{aligned} F_{fr}^{vitesse} &= F_{fr}^{Coulomb}\left(2\operatorname{sgn}\left(\dot{\tilde{x}}_b\right) - \frac{\dot{x}_{bg}}{v_{fr}}\right)\frac{\dot{x}_{bg}}{v_{fr}} \quad \text{si } \left|\dot{x}_{bg}\right| < v_{fr} \\ F_{fr}^{vitesse} &= F_{fr}^{Coulomb} \qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\quad \text{si } \left|\dot{x}_{bg}\right| \geq v_{fr} \end{aligned} \tag{3.2}$$

où :

$F_{fr}^{vitesse}$: force de frottement dépendant de la vitesse ;

v_{fr} : vitesse maximale de glissement à partir de laquelle la force de frottement reste constante, $v_{fr} = 0.15(m/s)$.

Évidemment, dans ce cas, le comportement dépend de l'intensité de l'excitation. La moyenne des accélérations maximales de sol (PGA – « Peak Ground Acceleration ») de l'excitation utilisé dans les simulations numériques est égale à 0.6*g*. Il s'agit une valeur compatible avec des tremblements de terre de forte intensité. Le coefficient de frottement μ est choisi de sorte que la moyenne des déplacements maximaux de la base sur FPS soit la même que dans le cas des appuis $LDRB_{\xi=25\%}$ dans 3.1.1.1. Le rayon de courbure des appuis FPS est choisi pour que la rigidité de l'appui soit égale à celle des appuis élastomères k_b dans 3.1.1.1.

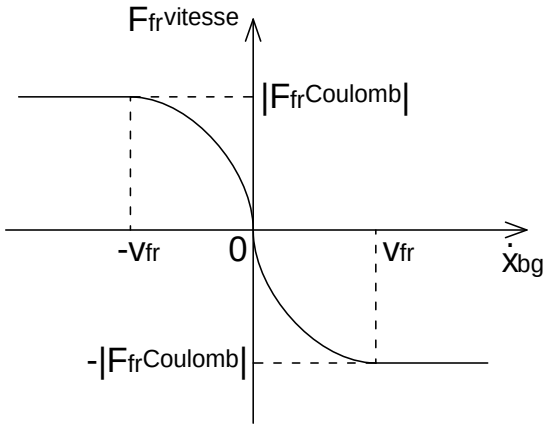


Figure 3.3. Loi de frottement dépendant de la vitesse de glissement

3.1.1.4. Appuis à alliages à mémoire de forme (SMA − « Shape Memory Alloys ») combinés avec des appuis à très faible frottement.

Les appuis à alliages à mémoire de forme (SMA – « Shape Memory Alloys ») peuvent dissiper de l'énérgie par hystérésis, comme les dispositifs à frottement ou les dispositifs élasto-plastiques, tout en garantissant le recentrage de l'appui à la fin de l'excitation (Figure 2.8). Ils présentent, alors, des caractéristiques souhaitables pour l'isolation sismique. Bien que les SMA ne soient pas encore largement utilisés dans l'isolation sismique, ils sont étudiés ici afin d'obtenir quelques premiers éléments sur la vulnérabilité des structures isolées par SMA. Les appuis SMA considérés ont le comportement idéalisé présenté sur la Figure 3.2c. Pour faciliter la comparaison, la courbe de comportement monotone est semblable à celle des appuis LRB ou FPS. Sur la Figure 3.2c, la valeur limite F_{SMA} est choisi pour que des déplacements maximaux de la base sur SMA soit la même que dans le cas des appuis $LDRB_{\xi=25\%}$ dans 3.1.1.1.

3.1.1.5. Système de contrôle actif (AC – « Active Control »)

A titre d'alternative à l'isolation passive, un système de contrôle actif (AC – « Active Control ») en combinaison avec des appuis $LDRB_{\xi=5\%}$ est également étudié. Le but de ce système hybride d'isolation sismique est d'améliorer la performance des systèmes d'isolation classique [38]. En fait, l'utilisation des appuis d'élastomère à fort taux d'amortissement diminue la réponse de la structure au premier mode mais peut amplifier la réponse des modes supérieures (voir Chapitre 4). Cet effet défavorable nous inspire à utiliser des techniques de contrôle actif afin de réduire la réponse de la structure isolée au premier mode sans amplification de la réponse des modes non-isolés. Des actionneurs agissant sur la base sont considérés au lieu d'ajouter de l'amortissement visqueux supplémentaire aux appuis. Nous utilisons un contrôleur optimal linéaire quadratique (voir 5.1.2), qui donne une force de contrôle actif proportionnelle à toutes les variables d'état du système, en supposant qu'elles sont toutes mesurées (« full state feedback ») [10]. La forme de l'indice de performance est donnée par l'équation (3.3). Les explications sur la façon d'obtenir cette forme sont présentées dans le paragraphe 5.2.2 du Chapitre 5.

$$J = \int_0^\infty (2E^1_{potentielle} + 2E^2_{potentielle} + 2E^1_{cinétique} + \alpha \times 2E^2_{cinétique} + \frac{\beta}{k_b} u_{AC}{}^2)dt \qquad (3.3)$$

où :

J : indice de performance à minimiser ;

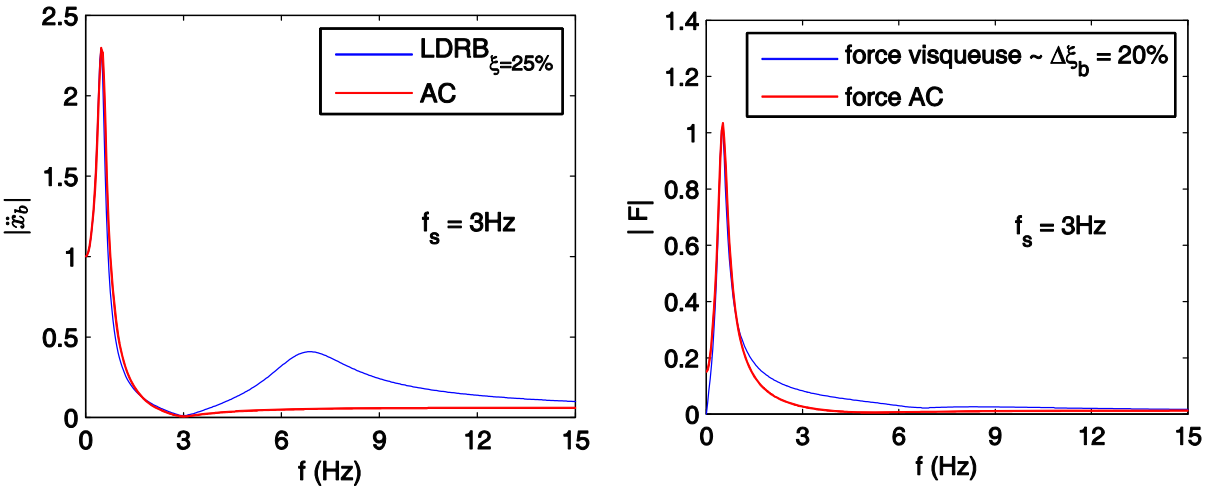
$E^i_{potentielle}, E^i_{cinétique}$: énergie potentielle et énergie cinématique, respectivement, dans le mode i ($i = 1,2$) du système isolé sur la Figure 3.1 3.1a ;

u_{AC} : force de contrôle actif, générée par l'actionneur ;

α : coefficient de pénalisation sur la réponse du deuxième mode propre ;

β : coefficient de pénalisation sur la force de contrôle.

Les coefficients α, β sont choisis de manière que la structure contrôlée ait une faible réponse du premier mode comme celle du cas des appuis passifs à fort amortissement ajouté $LDRB_{\xi=25\%}$, mais sans amplification de la réponse du deuxième mode. Ces caractéristiques du contrôleur sont illustrés sur la Figure 3.4a où sont présentées les amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue à la base pour les deux cas d'isolation : AC et $LDRB_{\xi=25\%}$ avec une superstructure de fréquence $f_s = 3Hz$. Il est constaté que l'amplitude du premier pic correspondant au premier mode propre est la même chose dans les deux cas. La différence principale est la disparition du pic du deuxième mode quand AC est utilisé. Il est également vérifié que les actionneurs n'ont pas besoin de fournir les forces irréalistes extrêmement élevées. En fait, puisque nous utilisons le contrôle actif en combinaison avec des appuis $LDRB_{\xi=5\%}$, un taux d'amortissement supplémentaire de $\Delta\xi_b = 20\%$ est nécessaire pour atteindre 25% comme dans le cas des appuis $LDRB_{\xi=25\%}$. Sur la Figure 3.4b, on vérifie que l'amplitude de la fonction de transfert de la force de contrôle actif ne dépasse pas celle de la force visqueuse additionnelle équivalente à un taux d'amortissement $\Delta\xi_b = 20\%$.



(a) **(b)**

Figure 3.4. Amplitude des fonctions de transfert des structures sur $LDRB_{\xi=25\%}$ et sur AC : a) accélération absolue de la base ; b) force visqueuse et force de contrôle actif

3.1.1.6. Contrôle semi-actif (SAC – « Semi-Active Control »)

Comme le montrent les fonctions de transferts sur la Figure 3.4, l'utilisation des systèmes actifs peut améliorer la performance d'une structure sismiquement isolée. Toutefois, cela nécessite une source d'énergie importante pour l'actionneur. Une alternative au contrôle actif est le système de contrôle semi-actif (SAC – « Semi-Active Control ») qui fonctionne avec une très faible consommation d'énergie [24]. Un exemple du système SAC est étudié ici en considérant un amortisseur visqueux linéaire dont la constante d'amortissement est variable. Cet amortisseur est combiné en parallèle avec des appuis $LDRB_{\xi=5\%}$. Comme dans

des études précédentes [24, 39], nous ne cherchons pas à minimiser l'indice de performance en tenant compte des contraintes spécifiques inhérentes à ce type de dispositif (force opposée à la vitesse, seuils minimal et maximal de la force). Au lieu de cela, la force de contrôle semi-actif u_{SAC} est déterminée à partir de la force de contrôle actif u_{AC} du paragraphe précédent en tenant compte des contraintes à posteriori.

$$\begin{aligned} u_{SAC} &= u_{AC} && \text{si } u_{AC}\dot{x}_{bg} \le 0 \text{ et } \left|u_{AC}\right| \le c_{SAC}^{\max}\left|\dot{x}_{bg}\right| \\ u_{SAC} &= -c_{SAC}^{\max}\dot{x}_{bg} && \text{si } u_{AC}\dot{x}_{bg} \le 0 \text{ et } \left|u_{AC}\right| > c_{SAC}^{\max}\left|\dot{x}_{bg}\right| \\ u_{SAC} &= 0 && \text{si } u_{AC}\dot{x}_{bg} > 0 \end{aligned} \qquad (3.4)$$

où :

u_{SAC} : force de contrôle semi-actif, générée par l'amortisseur semi-actif ;

$c_{SAC}^{\max}$: valeur maximale du coefficient d'amortissement de l'amortisseur semi-actif, correspondant à un taux d'amortissement additionnel $\Delta\xi_b = 20\%$.

3.1.2. Structure conventionnelle et superstructure

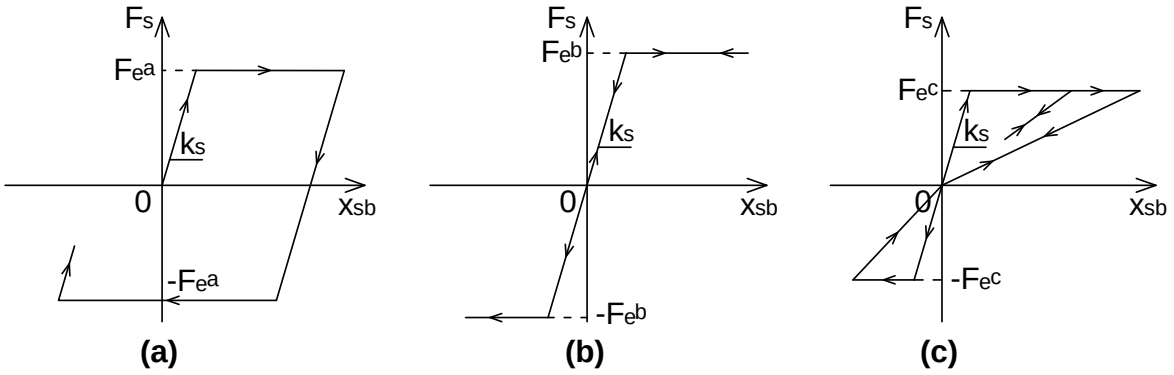


Figure 3.5. Comportements non-linéaires de la structure conventionnelle et de la superstructure : a) élasto-plastique ; b) élastique non-linéaire ; c) orienté-vers-l'origine (OVO)

Trois types de comportement non-linéaire, illustrés sur la Figure 3.5, sont considérés : élasto-plastique, élastique non-linéaire, orienté-vers-l'origine (OVO). La seconde branche de des courbes (par exemple, écrouissage dans le cas élasto-plastique) de comportement a une pente nulle. Ces trois lois de comportement non-linéaire sont des approximations des comportements globaux réels de certains systèmes structuraux. En fait, la loi élasto-plastique peut être utilisée pour modéliser des structures ductiles en acier, tandis que la loi OVO est plus représentative de la réponse des structures en béton subissant une importante diminution de rigidité à cause de leur endommagement. La loi élastique bilinéaire est une approximation pour les voiles en présence de soulèvement dû à une fissure profonde, ou au soulèvement partiel de leur fondation. Elle peut également être utilisée pour modéliser le comportement des joints des structures préfabriquées précontraintes sans adhérence entre les câbles et leurs gaines [35]. Par la suite, le terme « ductilité » est utilisé dans un sens général et indique, « déformation non-linéaire ».

Pour déterminer la force limite d'élasticité linéaire (F_e^a, F_e^b ou F_e^c), nous admettons que le coefficient de comportement *q*, selon Eurocode 8, ou bien du coefficient de modification de réponse *R*, selon FEMA 368 [33], est le produit de deux facteurs :

$$R = R_o \times R_d \tag{3.5}$$

Le premier facteur R_o tient compte de l'apparition progressive de la non-linéarité dans la structure (la structure n'est pas entièrement plastifiée lors de l'apparition de la première plastification) et du fait que les propriétés nominales des matériaux sont souvent inférieures aux propriétés réelles (overstrength). Le deuxième coefficient R_d tient compte de la capacité de ductilité associée au mécanisme de ruine de la structure. En se référant à la courbe **(a)** de la Figure 3.6, le coefficient R_o est donné par :

$$R_o = \frac{F_e}{F_e'} \tag{3.6}$$

Cependant, les enveloppes des lois de comportements sur la Figure 3.1 ont une forme simplifiée bilinéaire (courbe **(b)** sur la Figure 3.6). Le coefficient R_o de la courbe **(b)**, calculé selon l'équation (3.6), est égal à l'unité. Par conséquent, pour les comportements considérés sur la Figure 3.1, seul le coefficient R_d doit être considéré puisque R_o a été implicitement pris en compte. Nous supposons que le coefficient de modification de la réponse de la structure conventionnelle et de la superstructure est $R = 5$ et le coefficient d'overstrength est $R_o = 2$. Il s'ensuit (équation (3.5)) que le coefficient de capacité de ductilité est $R_d = 2.5$. Ces valeurs sont compatibles avec celles préconisées dans le FEMA 368 [33].

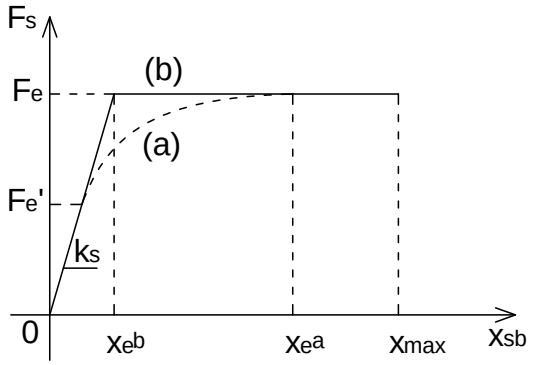


Figure 3.6. Relation force-déplacement de la structure conventionnelle et de la superstructure

Dans le cas d'une structure conventionnelle, la force limite d'élasticité linéaire de dimensionnement F_e est déterminée selon deux méthodes différentes. La première méthode, que nous appellerons méthode « pratique » par la suite, est conforme à l'esprit des méthodes proposées par la plupart des règlements. La force limite d'élasticité linéaire de dimensionnement est calculée en divisant par le coefficient de modification de la réponse *R* (ici par $R_d = 2.5$) la force élastique maximale déduite du spectre de l'excitation dans la gamme des moyennes et basses fréquences propres ($f \le 5Hz$). Pour les autres fréquences $f > 5Hz$, ce coefficient de modification est réduit linéairement jusqu'à un quand $f = \infty$. La fréquence à partir de laquelle *R* est réduit, correspond à une période $T = 0.20\,s$, en accord avec les recommandations de la plupart des normes. Le spectre de l'excitation considéré ici

est celui de la pseudo-accélération (PSA) moyenne de mille signaux sismiques artificiels. Ces signaux sont compatibles avec la densité spectrale de puissance (DSP) de référence définie dans le paragraphe 3.2 ci-après.

La seconde méthode est basée sur l'estimation de la ductilité appelée. La ductilité appelée en déplacement est définie par :

$$D_{appelée} = \frac{d_{\max}}{d_e} \tag{3.7}$$

où :

$D_{appelée}$: ductilité appelée en déplacement ;

d_{max} : déplacement maximal ($d_{\max} = x_{\max}$ sur la Figure 3.6) ;

d_e : déplacement élastique maximal ($d_e = x_e^a$ sur la Figure 3.6).

Par ailleurs, une hypothèse habituelle dans la pratique est que la relation entre la ductilité appelée $D_{appelée}$ en déplacement et le coefficient R_d est :

$$R_d = \sqrt{2D_{appelée} - 1} \tag{3.8}$$

Selon la seconde méthode, désignée comme « exacte », la force limite d'élasticité linéaire F_e est déterminée de telle façon que la relation entre $D_{appelée}$ et R_d de la structure conventionnelle sous l'excitation des signaux de référence satisfasse à l'équation (3.8). Dans notre cas, $R_d = 2.5$ ce qui donne $D_{appelée} = 3.6$. Alors, une procédure itérative d'essai et erreur, est utilisée pour déterminer la limite linéaire F_e pour que la médiane de la ductilité appelée soit égale à 3.6.

Dans le cas d'une structure sismiquement isolée, le FEMA 368 [33] recommande une autre valeur du coefficient de modification de réponse $R^{isolé}$, en se basant sur le coefficient R du cas sans isolation.

$$R^{isolé} = \frac{3}{8}R \tag{3.9}$$

$R^{isolé}$ ne peut pas être supérieur à deux et tient compte essentiellement du facteur R_o seulement [40]. Si l'on considère que le coefficient de réduction de la structure conventionnelle est $R = 5$, le coefficient de réduction de la même structure sur appuis est :

$$R^{isolé} = \frac{3}{8} \times 5 \approx 2 = R_o^{isolé} \tag{3.10}$$

Les équations (3.5) et (3.10) donnent $R_d^{isolé} = 1$. Par conséquent, la force limite d'élasticité linéaire F_e de la structure isolée est déterminée comme la moyenne des forces élastiques maximales correspondant aux signaux de référence. Les démarches de dimensionnement de la structure conventionnelle et de la structure isolée sont résumées dans le Tableau 3.1.

Tableau 3.1. Démarches de conception pour la structure conventionnelle et pour la superstructure

<table>
<tr><td colspan="2">Coefficient de modification de réponse $R = R_o R_d \xrightarrow{\text{modèle bilinéaire simplifié}} R = R_d$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Structure conventionnelle ($R_d > 1$, dans cette étude $R_d = 2.5$)</td></tr>
<tr><td>Méthode « pratique »
$F_e = \dfrac{m_s \overline{S_{PSA}}(f)}{R_d}$ si $f \le f_0$
$F_e = m_s \left[\overline{S_{PSA}}(\infty)\left(1 - \dfrac{f_0}{f}\right) + \dfrac{\overline{S_{PSA}}(f_0)}{R_d} \cdot \dfrac{f_0}{f} \right]$ si $f > f_0$
où :
$\overline{S_{PSA}}(f)$: valeur moyenne des spectres de pseudo-accélération (PSA) à la fréquence f ;
$f_0 = 5Hz$ dans cette étude.</td><td>Méthode « exacte »
$D_{capacité} = \dfrac{\left(R_d{}^2 + 1\right)}{2}$
Procédure itérative : essai et erreur
↓
F_e
↓
médian $D_{appelée} = D_{capacité}$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Structure isolée ($R_d = 1$)
F_e = moyenne de $F_{\max}$ pour les signaux de référence, avec une superstructure linéaire</td></tr>
</table>

Toutefois, même si la résistance de la structure isolée est déterminée en ne considérant aucune réduction due à la ductilité, en réalité, il y aura toujours une certaine capacité de ductilité intrinsèque. Ainsi, les deux types de structure, conventionnelle et isolée, sont supposées d'avoir une capacité de ductilité en déplacement qui est cohérente avec le coefficient $R_d = 2.5$. Comme déjà mentionné précédemment, cela résulte à une capacité de ductilité $D_{capacité} = 3.6$. La défaillance est supposée se produire si la ductilité appelée $D_{appelée}$ dépasse la capacité de ductilité $D_{capacité}$.

3.2. Simulations de Monte Carlo

Afin de comparer la sensibilité des structures conventionnelles et isolées, nous avons réalisé un certain nombre d'études paramétriques en tenant compte des incertitudes de l'excitation sismique ainsi que de certaines propriétés caractéristiques des structures. La méthode utilisée est celle de Monte Carlo et en particulier sa variante de « updated Latin hypercube » [41]. Les variables, qui sont considérés comme des variables aléatoires dans les simulations, sont présentées dans le Tableau 3.2.

On suppose que l'excitation sismique est définie par sa densité spectrale de puissance (DSP). Il s'agit d'une DSP correspondant à un bruit blanc filtré avec un filtre de Kanai-Tajimi. La fréquence et l'amortissement du filtre sont respectivement 2.95 *Hz* et 55%. Ces paramètres sont dans la gamme des paramètres souvent utilisées et donnent une DSP qui se rapproche raisonnablement à celle du spectre de réponse de l'Eurocode 8 pour un sol moyen [34]. Des signaux compatibles à la DSP considérée sont générés. Afin de tenir compte du caractère transitoire de l'excitation, les signaux sont multipliés par une enveloppe temporelle de forme trapézoïdale de durée totale de dix secondes avec un plateau de cinq secondes correspondant à l'amplitude maximale.

Les simulations ont été effectuées en supposant que l'accélération maximale de sol (PGA – « Peak Ground Acceleration ») ainsi que la fréquence d'excitation sont des variables

aléatoires suivant des distributions log-normale et normale, respectivement. La capacité de ductilité et la force limite d'élasticité linéaire sont des variables aléatoires aussi. Une distribution log-normale et une distribution normale sont présumées pour ces deux variables. Les valeurs nominales de dimensionnement, déterminées dans 3.1.2, sont habituellement basées sur des valeurs caractéristiques avec une probabilité de dépassement de 95%. Il s'ensuit que la moyenne et la variance des densités de probabilité doivent être choisies de sorte que cette condition soit remplie.

Des incertitudes sont aussi envisagées pour la rigidité de l'appui, de la superstructure et de la structure conventionnelle. Cependant, quand le caractère aléatoire de ces paramètres n'est pas pris en compte dans les simulations, les résultats sont assez similaires, indiquant que l'influence des incertitudes sur la rigidité est négligeable.

Tableau 3.2. Variables aléatoires

Variables utilisées dans les simulations	Loi de distribution	Moyenne	Coefficient de variation (COV)
PGA	log-normal	–	0.20
Fréquence d'excitation	normal	2.95	0.20
Ductilité admise – 1	log-normal	$D_{capacité}^{simulation} - 1 = 3$	0.25
Force limite d'élasticité linéaire de simulation	normal	$F_e^{simulation} = F_e / 0.835$	0.10
Rigidité de l'appui	normal	k_b	0.20
Rigidité de la superstructure et de la structure conventionnelle	normal	k_s	0.10

Dans le Tableau 3.2, nous résumons les types de loi de probabilité, la moyenne et le coefficient de variation (COV : écart type/moyenne) des variables aléatoires considérées dans les simulations. La moyenne de la PGA ne joue aucun rôle car le calcul peut être réalisé avec une normalisation arbitraire des signaux. C'est pourquoi la PGA moyenne n'est pas affichée dans le Tableau 3.2. Une exception à cette règle générale est le cas des appuis FPS (voir 3.1.1.3) où la force de frottement dépend de la vitesse du glissement. Pour ce type d'appuis, comme déjà mentionné, la valeur moyenne de la PGA est égale à 0.6*g*.

Les lois de probabilité dans le Tableau 3.2 et les coefficients de variation sont choisis de façon arbitraire. Pourtant, ils nous semblent compatibles avec le retour d'expérience et le bon sens. De plus, les coefficients de variation se situent plutôt dans la fourchette basse des valeurs possibles.

3.2.1. Probabilité de défaillance

La probabilité de défaillance des structures conventionnelles et isolées sur la Figure 3.1, en considérant les appuis présentés au paragraphe 3.1.1 et les lois de comportements, des structures conventionnelles et des superstructures, définies dans 3.1.2, a été calculée par des simulations de Monte Carlo. Mille simulations ont été effectuées pour chaque cas correspondant à un type d'appui, une loi de comportement de la structure conventionnelle (ou de la superstructure) et une fréquence de la structure conventionnelle (ou de la superstructure) entre 2 *Hz* et 8 *Hz*. Comme nous l'avons mentionné à la fin du paragraphe 3.1.2, la défaillance

correspond au cas où la ductilité appelée dépasse la capacité de ductilité. Il est à signaler que la variabilité de l'excitation prise en compte ne doit pas être considérée comme tenant compte de toutes les incertitudes liées à 'aléa sismique. Elle ne représente que des incertitudes concernant des excitations ayant une fréquence d'occurrence donnée. Pour cette raison, les probabilités de défaillance ne doivent pas être interprétées comme des valeurs « absolues », mais plutôt comme des probabilités conditionnelles puisque l'incertitude de la fréquence d'occurrence des événements sismiques n'est pas considérée.

La défaillance des appuis n'est pas prise en compte dans les simulations pour la raison évoquée dans 3.1.1.1. En effet, les appuis sont dimensionnés pour résister à des séismes plus forts que ceux qui dimensionnent la superstructure.

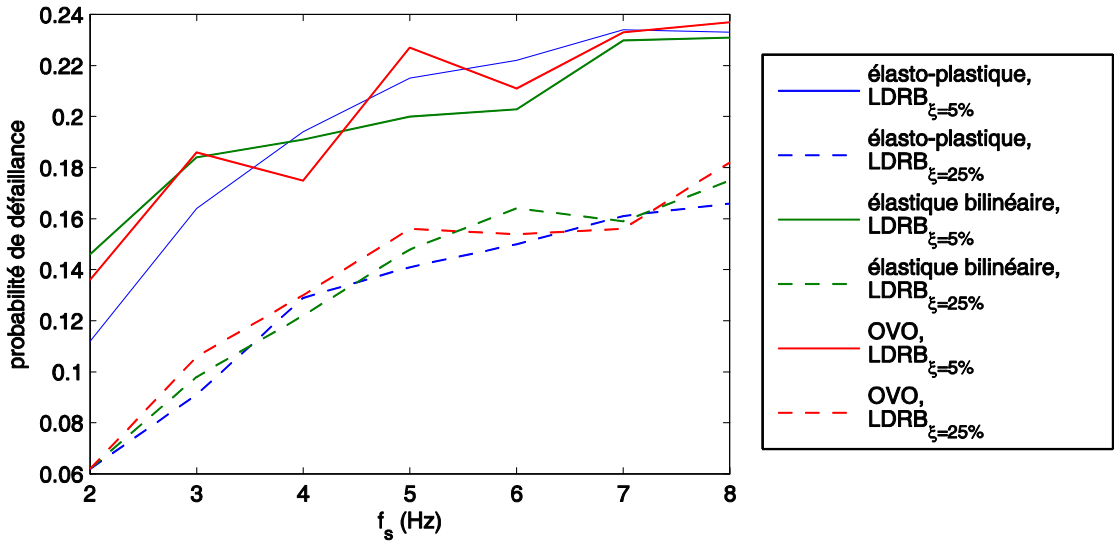


Figure 3.7. Probabilité de défaillance des superstructures en fonction de leur loi de comportements (appuis en élastomère)

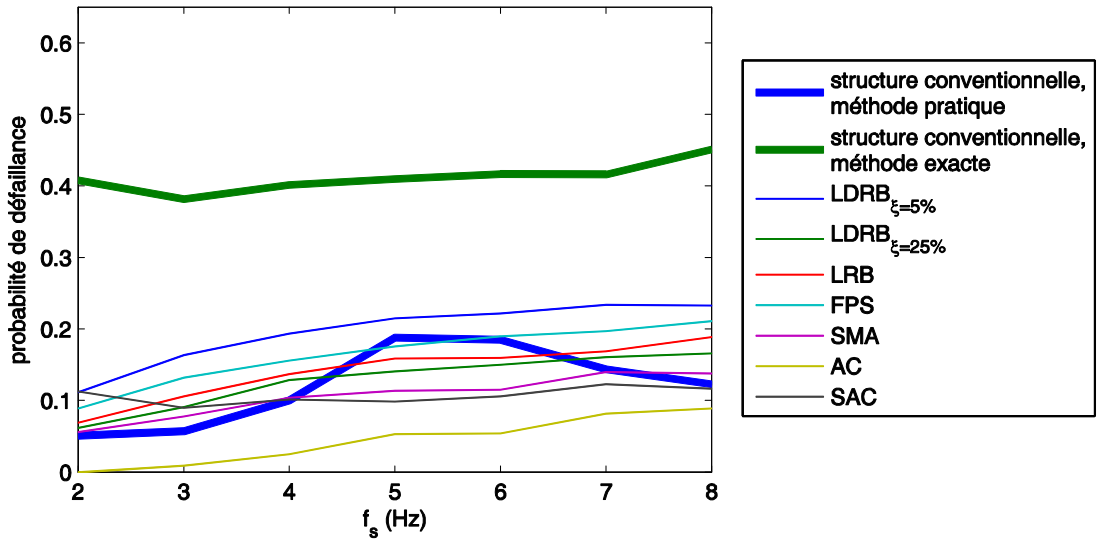


Figure 3.8. Probabilité de défaillance des superstructures élasto-plastiques en fonction du type d'appui

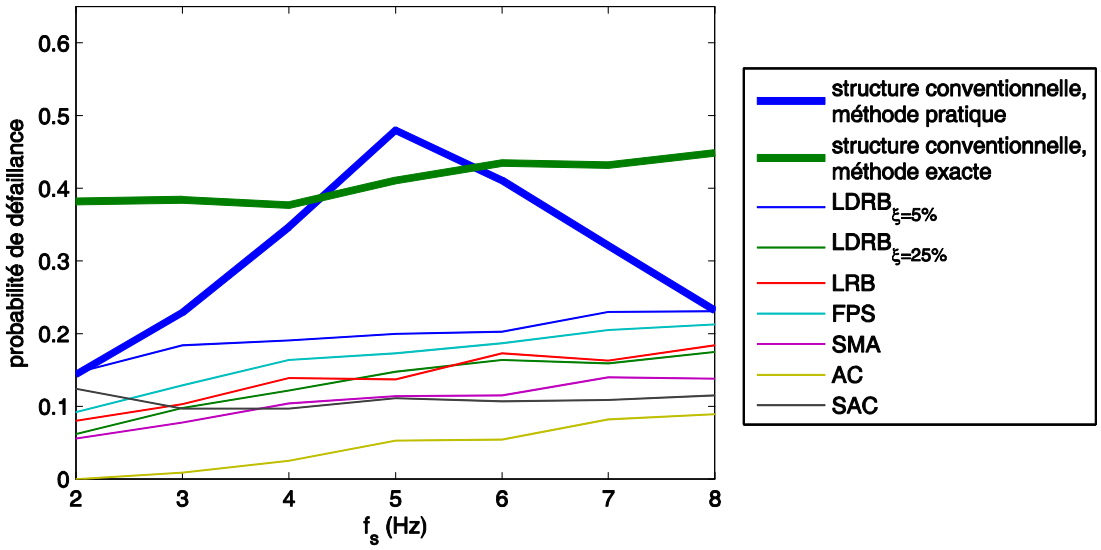


Figure 3.9. Probabilité de défaillance des superstructures élastiques bilinéaires en fonction du type d'appui

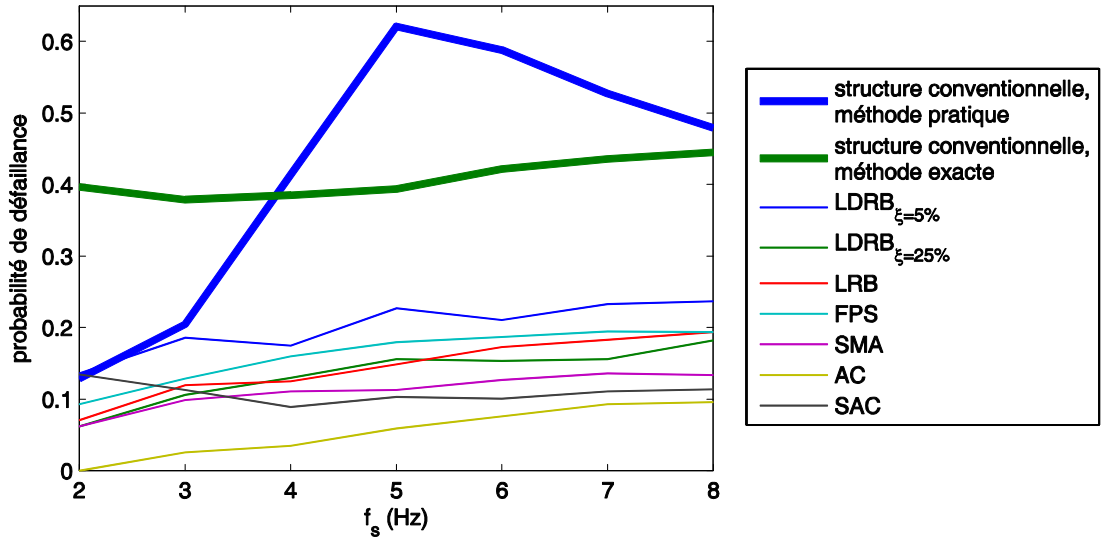


Figure 3.10. Probabilité de défaillance des superstructures OVO en fonction du type d'appui

Les résultats des calculs sont résumés sur les Figure 3.7-Figure 3.10 . Une remarque importante est qu'en ce qui concerne la probabilité de défaillance le comportement cyclique précis de la loi de comportement de la superstructure n'a pas d'influence significative. Ceci est clairement illustrée sur la Figure 3.7 où, pour alléger la présentation, seuls les résultats pour les structures sur appuis en élastomère ($LDRB_{\xi=5\%}$ et $LDRB_{\xi=25\%}$ dans 3.1.1.1) sont présentés. Un examen attentif des Figure 3.8-Figure 3.10 où des résultats concernant tous les types d'appuis sont présentés confirme cette remarque. Nous remarquons également une tendance générale qui permet d'établir une hiérarchie de performance entre les différents types d'appuis, en ce qui concerne la vulnérabilité des superstructures. En fait, à l'exception des superstructures de faible fréquence ($f_s = 2Hz$), la relation suivante peut être proposée pour la probabilité de défaillance des superstructures en fonction du type d'appui:

$$AC < SAC \approx SMA < LDRB_{\xi=25\%} \approx LRB \approx FPS < LDRB_{\xi=5\%} \tag{3.11}$$

La probabilité de défaillance des structures sismiquement isolées augmente avec l'augmentation de la fréquence des superstructures. Cela n'est pas surprenant, car, comme il a été déjà mentionné, la sensibilité des structures isolées en cas de non-linéarité dans la superstructure est due à la grande rigidité de cette dernière par rapport à la rigidité de l'appui.

Il n'y a pas de différence considérable en ce qui concerne la vulnérabilité entre le cas de FPS et celui de LRB, (pratiquement équivalant à un appui FPS si l'on considère la loi de frottement de Coulomb). Il n'en est pas de même quand notre intérêt se porte sur les spectres de plancher. Dans ce cas, la discontinuité de la loi de Coulomb (ou de la loi élasto-plastique) amplifie les valeurs des spectres de plancher au voisinage des fréquences des modes supérieurs (voir Chapitre 4). Sur les Figure 3.8-Figure 3.10, nous constatons que la probabilité de défaillance des appuis FPS se situe près, mais généralement au-dessus de la courbe des appuis LRB. La position relative de deux courbes peut changer en fonction des valeurs des paramètres caractéristiques tels que la raideur du noyau de plomb ou la force limite d'élasticité linéaire de la superstructure. Par exemple, pour les valeurs considérées ici de la raideur du noyau de plomb et de la vitesse caractéristique de frottement, si la même force limite d'élasticité linéaire est considérée pour les deux structures principale, celle sur FPS et celle sur LRB, les courbes de vulnérabilité sont presque identiques. A cause de la sensibilité à de ce type de structures à la plastification (excursion dans le domaine post-élastique, en général), de petites différences de la force limite d'élasticité linéaire peuvent entraîner des différences plus importantes de la ductilité appelée, et par conséquent de la probabilité de défaillance. Dans cette étude, à cause de la grande rigidité du noyau de plomb considérée, la force limite d'élasticité linéaire de la superstructure sur des appuis LRB (déterminée comme la moyenne des forces maximales des réponses élastiques linéaires) est un peu plus grande (4%) que celle du cas FPS, entraînant ainsi un appel de ductilité plus faible.

Les appuis de frottement considérés ici (FPS) sont des appuis idéalisés sans aucune limitation du glissement. En pratique, ce type d'appui est limité en déplacement avec des butées. Des simulations ont été effectuées en tenant en compte de la présence des butées. Bien que leurs résultats ne soient pas présentés sur les figures pour ne pas alourdir la présentation, ils montrent que la probabilité de défaillance est plus élevée à cause des forces de choc. La probabilité de défaillance augmente si la capacité de déplacement des appuis (écart *e* sur la Figure 2.5) diminue. Ceci étant dit, il faudra signaler que les appuis sont, en général, dimensionnés pour résister à des séismes avec une période de retour cinq fois plus grande que celle des séismes utilisés pour dimensionner les superstructures. Par conséquent, la probabilité d'avoir du choc au niveau des appuis est très faible pour des appuis de glissement bien dimensionnés. Nous pouvons considérer que la probabilité de défaillance des superstructures est très proche de celle correspondant au cas des appuis idéalisés sans limite de déplacement maximal.

Quant à la vulnérabilité des structures conventionnelles, la méthode de dimensionnement « exacte » aboutit à des structures qui sont nettement plus vulnérables que les structures isolées. Il est également constaté que la probabilité de défaillance ne dépend ni de la fréquence ni de la loi de comportement des structures conventionnelles dimensionnées selon cette méthode « exacte ». Ceci est dû au fait que toutes ces structures conventionnelles ont été dimensionnées de sorte que leur ductilité appelée moyenne soit la même

Cependant, quand la méthode « pratique » basée sur le coefficient de modification de réponse R est appliquée, les structures conventionnelles peuvent être plus ou moins vulnérables que les structures isolées en fonction de leur loi de comportement et de leur fréquence fondamentale. Dans le cas du comportement élasto-plastique, la probabilité de défaillance des structures conventionnelles est inférieure à celle de la plupart des systèmes d'isolation passive avec des superstructures ayant des fréquences jusqu'à 5 *Hz*, correspondant

au début de la diminution du coefficient R. En particulier, en accord avec les résultats de [3], les structures non isolées sont moins vulnérables que les structures isolées sur $LDRB_{\xi=5\%}$ pour toutes les fréquences étudiées. Ce résultat doit être interpréter avec prudence. Il est dû au surdimensionnement des structures élasto-plastiques conventionnelles quand la méthode « pratique » est utilisée. En fait, cela signifie que cette méthode de dimensionnement dote la structure conventionnelle avec une capacité de ductilité supérieure à la ductilité appelée pour les excitations de dimensionnement. En revanche, pour les comportements élastique-bilinéaire et orienté vers l'origine, les structures conventionnelles, dimensionnées selon la méthode « pratique », sont plus vulnérables que les structures isolées. Dans tous les cas, une amplification de la probabilité de défaillance est observée autour de la fréquence 5 *Hz* des structures conventionnelles dimensionnées selon cette méthode. Ceci est dû à la nature approximative de la méthode et montre aussi que la réduction linéaire du coefficient R que nous avons appliqué pour les fréquences supérieures à 5 *Hz* n'est pas complètement satisfaisante. Il semble que pour la gamme de fréquences considérées ici, une structure de 5 *Hz* est plutôt rigide, par rapport au contenu fréquentiel de l'excitation, et par conséquent la demande de ductilité est élevée. Pour obtenir la même marge que celle à basses fréquences un coefficient de modification de réponse plus petit aurait dû être appliqué.

Comme il a déjà été signalé dans 3.2.2 les conclusions précédentes sur la comparaison entre les probabilités de défaillance des structures conventionnelles et isolées sont valables seulement au cas où la capacité de ductilité est la même pour les deux types de structure. En réalité, cette hypothèse sur une capacité de ductilité identique dans les deux cas peut probablement surestimer la capacité de ductilité disponible des structures réelles isolées qui n'ont pas, toujours, de dispositions constructives garantissant un comportement ductile. Par conséquent, dans un tel cas la probabilité de défaillance des structures sismiquement isolées serait sous-estimée.

3.2.2. Spectres de plancher

Dans cette partie, la sensibilité des spectres de plancher aux probables comportements non-linéaires des superstructures isolées, dus essentiellement à la variabilité de l'excitation, est examinée. Par ailleurs, afin d'aller plus loin dans la compréhension, l'influence des réponses présentant une non-linéarité modérée de la superstructure sur les spectres de plancher est également étudiée.

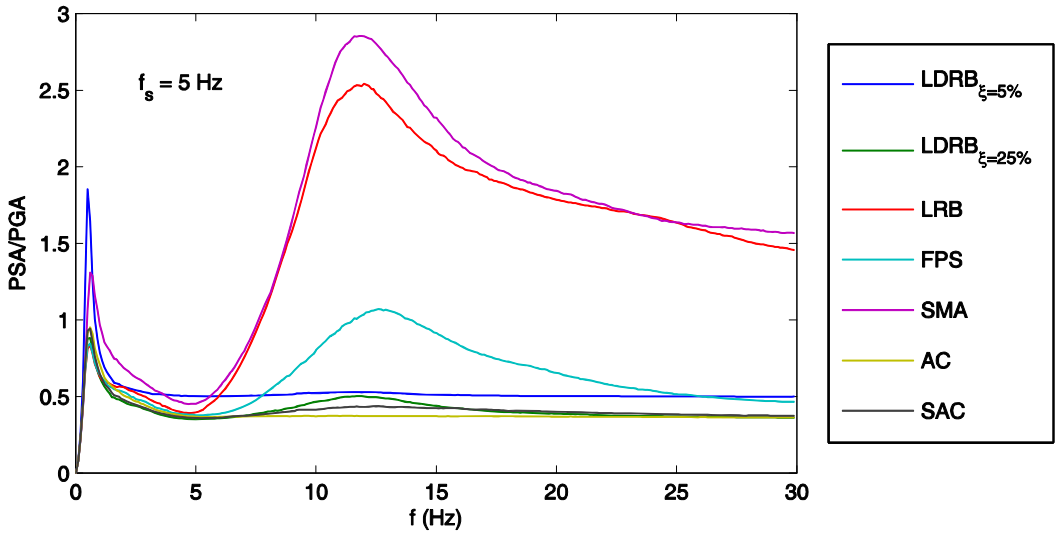


Figure 3.11. Spectres médians en pseudo-accélération (PSA) normalisée de la base d'une superstructure élastique linéaire (f_s = 5 *Hz*)

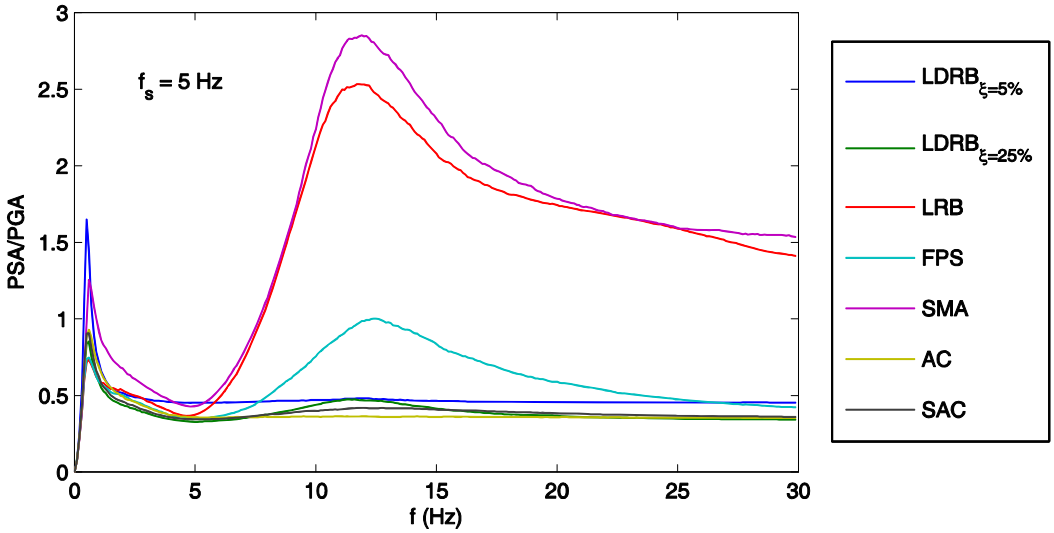


Figure 3.12. Spectres médians en pseudo-accélération (PSA) normalisée de la base d'une superstructure élasto-plastique (f_s = 5 *Hz*)

Sur les Figure 3.11 et Figure 3.12, les spectres médians en pseudo-accélération de la base m_b, correspondant à une superstructure de fréquence de 5 *Hz*, sont présentés pour les comportements élastiques linéaires et élasto-plastiques. Pour chaque dispositif d'isolation, mille simulations tenant compte des incertitudes de différents paramètres selon le Tableau 3.2 sont réalisées. Les résultats des simulations numériques avec la loi orientée vers l'origine ainsi que pour d'autres fréquences de structure ne sont pas présentés ici car ils présentent les mêmes tendances. La comparaison des Figure 3.11 et Figure 3.12 montre que le comportement élasto-plastique éventuel de la superstructure, dû essentiellement aux incertitudes sur l'excitation, n'a aucune influence significative sur les spectres médians en PSA/PGA. Ceci n'est pas surprenant car, par sa nature, la méthode de dimensionnement aboutit à une ductilité appelée médiane de un, par conséquent les événements correspondant à une ductilité appelée importante sont rares.

Nous pouvons conclure que pour des variations raisonnables de l'excitation et des caractéristiques de la superstructure, la non-linéarité des lois de comportement de la superstructure n'a aucun impact significatif sur les spectres de plancher des structures sismiquement isolées, dimensionnées selon la philosophie de la plupart des normes modernes, qui imposent des coefficients de réduction de réponse.

Il est aussi intéressant de noter que les appuis SMA donnent des valeurs spectrales, aux fréquences de résonance, un peu plus grandes que les autres appuis dissipatifs. En réalité, pour obtenir le même déplacement à la base (critère d'équivalence choisi entre appuis), la force limite élastique linéaire F_{SMA} de la loi de type « drapeau » considéré ici (Figure 3.2c) est plus grande que $F_e^{\max}$ (Figure 3.2b) de l'appui LRB ou $\left|F_{fr}^{Coulomb}\right|$ (Figure 3.2b) de l'appui FPS. Ainsi, pour le même déplacement, la raideur sécante est plus grande conduisant à une accélération plus grande du moins pour le premier mode.

L'amplification considérable de la réponse du deuxième mode pour des appuis LRB est due à la discontinuité dans la relation force-déplacement comme dans le cas du frottement de Coulomb. Une légère amplification à la deuxième fréquence propre est aussi observée pour l'appui à fort amortissement visqueux ajouté $\text{LDRB}_{\xi=25\%}$. Ces effets défavorables des appuis ayant une dissipation énergétique importante seront expliqués dans le Chapitre 4.

Des études précédentes ont clairement montré que la réponse non-linéaire des structures conventionnelles ont une influence considérable sur les spectres de plancher [42-

44]. Alors, il est intéressant d'étudier l'influence de la réponse non-linéaire des structures isolées sur les spectres de plancher dans le cas d'un appel de ductilité significatif. Pour ce faire, nous examinons les spectres de plancher des superstructures dimensionnées de sorte que leur ductilité appelée médiane est $D_{appelée} = 3.6$ (égale à la capacité de ductilité déterminée dans la section 3.1.2). On ne considère d'incertitudes ni sur les propriétés structurales ni sur l'excitation. Mille signaux d'excitation compatibles avec la densité spectrale de puissance (DSP) de référence sont utilisés. Nous considérons des appuis en élastomère linéaires et des superstructures non-linéaires. Pour l'exemple traité ici, un amortissement de 5% est considéré pour les appuis et la superstructure. La fréquence de la superstructure f_s est égale à 5 *Hz*. Les tendances générales de cet exemple sont confirmées par les résultats pour d'autres types d'appui et d'autres fréquences, qui ne sont pas présentés ici.

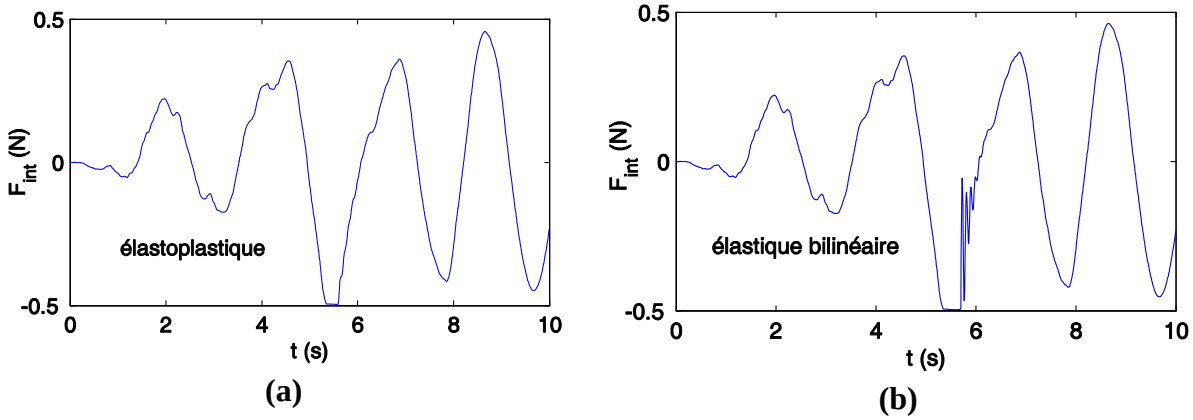


Figure 3.13. Évolution temporelle de la force interne F_{int} dans la superstructure (f_s = 5 *Hz*, $D_{appelée}$ = 3.6) : a) élasto-plastique ; b) élastique bilinéaire

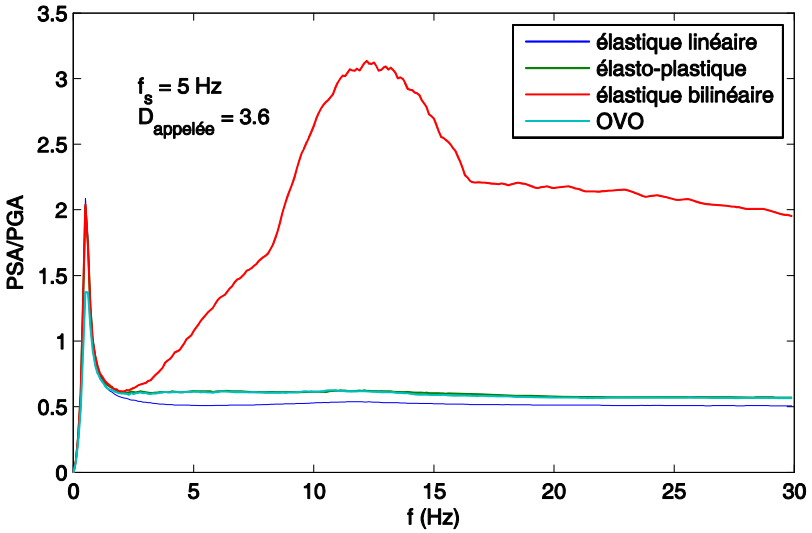


Figure 3.14. Spectres médians en pseudo-accélération normalisée à la base de la superstructure (f_s = 5 *Hz*, $D_{appelée}$ = 3.6)

Comme déjà mentionné, les structures isolées montrent une demande non-linéaire significative si leur résistance est légèrement inférieure à la valeur nécessaire pour avoir une réponse linéaire [3, 32, 34]. C'est pourquoi, comme l'illustre la Figure 3.13, de rares excursions non-linéaires de très courte durée suffisent pour générer une ductilité appelée

modérée. Les forces limites d'élasticité sont juste un peu inférieures aux forces correspondant au comportement linéaire. Par conséquent, à l'exception de la loi élastique bilinéaire (Figure 3.14) la non-linéarité de la superstructure ne modifie pas du tout les spectres de plancher au voisinage de la première fréquence propre. Elle n'a qu'une faible influence autour de la fréquence du deuxième mode propre.

Il n'en est pas de même dans le cas d'une loi élastique non-linéaire. En effet dans ce cas la contribution du deuxième mode est amplifiée par la réponse non-linéaire. Une tentative d'explication peut être donnée en considérant les forces non-linéaires. Les forces non-linéaires sont définies comme la différence entre les forces internes réelles $\mathbf{F}_{\text{int}}$, et les forces dues à la rigidité linéaire. Pour le système à 2 DDL étudié ici, les forces non-linéaires sont :

$$\mathbf{F}_{nl} = \mathbf{F}_{\text{int}}(x_{sb}, t) - k_s x_{sb} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \end{bmatrix} \tag{3.12}$$

En fait, comme l'appui a un comportement linéaire, dans l'équation (3.12), les forces non-linéaires dépendent seulement de la déformation de la superstructure x_{sb}. L'équation dynamique du système devient :

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = -\mathbf{m}\mathbf{r}\ddot{x}_g + \mathbf{F}_{nl} \tag{3.13}$$

où :

m, **c**, **k** : matrices de masse, d'amortissement et de rigidité respectivement du système ;

$\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}$: vecteurs des déplacements relatifs, des vitesses relatives et des accélérations relatives de la superstructure et de la base par rapport au sol ;

r : vecteur unitaire dans la direction du séisme

$\ddot{x}_g$: accélération de sol.

La seule différence entre l'équation (3.13) et l'équation d'un système linéaire consiste en la présence des forces non-linéaires $\mathbf{F}_{nl}$ dans le membre de droite.

La Figure 3.15 montre les déformations modales du modèle de la Figure 3.1a. Comme il sera expliqué au Chapitre 4, la déformation du premier mode propre correspond à une translation quasi rigide de la superstructure. Il s'ensuit que les forces non-linéaires sont quasi orthogonales au premier mode et seul le deuxième mode propre est excité par les forces non-linéaires.

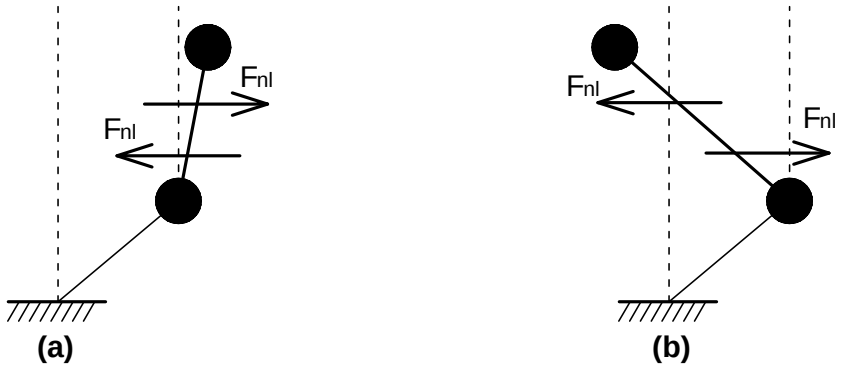


Figure 3.15. Déformations modales de la structure isolée :
a) du premier mode propre ; b) du deuxième mode propre

Les Figure 3.16 et Figure 3.17 présentent un extrait de l'évolution temporelle des forces non-linéaires (divisées par la rigidité initiale k_s des superstructures). Sur les mêmes figures, la déformation non-linéaire de la superstructure (déplacement relatif de m_s par rapport à m_b) est aussi présentée. Elle est déterminée par la différence entre la déformation réelle et la déformation correspondant au cas d'une réponse linéaire. Dans les deux cas : élasto-plastique et élastique bilinéaire, la variation des forces non-linéaires a lieu avec un temps caractéristique d'environ 0.08 *s* qui est de même ordre de grandeur que période du deuxième mode. Ceci explique le fait que la réponse en déplacement est quasi statique pendant l'évolution des forces non-linéaires. Dans le cas élasto-plastique, la force non-linéaire a la forme d'un créneau avec une rampe initiale de faible pente par rapport à la période du deuxième mode. Par conséquent, seulement d'oscillations de faible amplitude à la fréquence du deuxième mode sont observées. Dans le cas élastique non-linéaire, à la fin de la réponse quasi statique correspondant à la variation des forces non-linéaires, la vitesse du deuxième mode (pente de la courbe du déplacement) est assez élevée. Ceci entraîne une réponse d'oscillations libres amorties de grande amplitude du deuxième mode.

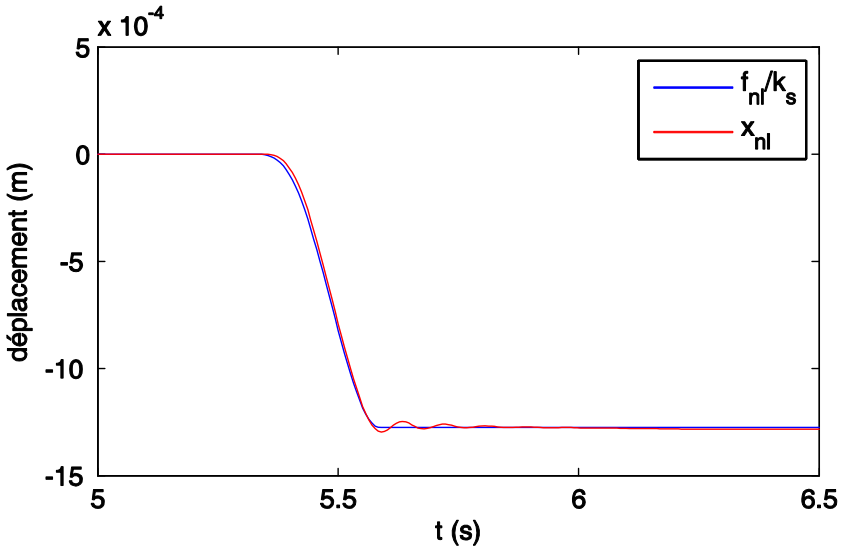


Figure 3.16. Évolution temporelle des forces non-linéaires et de la déformation due aux forces non-linéaires, pour une superstructure élasto-plastique (f_s = 5 *Hz*, $D_{appelée}$ = 3.6)

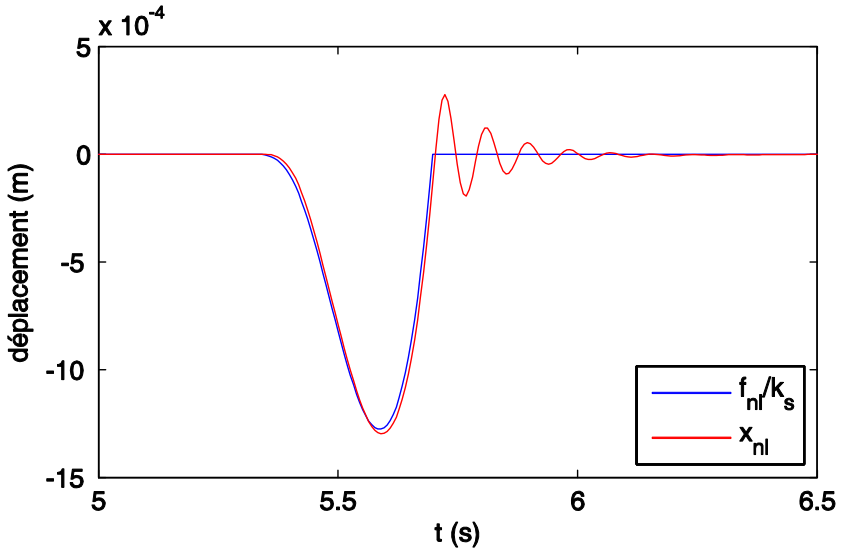


Figure 3.17. Évolution temporelle des forces non-linéaires et de la déformation due aux forces non-linéaires, pour une superstructure élastique bilinéaire (f_s = 5 *Hz*, $D_{appelée}$ = 3.6)

3.3. Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons étudié la sensibilité des structures sismiquement isolées à de faibles variations de l'excitation sismique et de certaines caractéristiques de la structure. Cette sensibilité concerne la probabilité de défaillance des superstructures ainsi que les spectres de plancher. Les principales conclusions principales sont :

La probabilité de défaillance des structures sismiquement isolées, dimensionnées selon les normes modernes, n'est pas influencée significativement par le comportement cyclique précis de la loi de comportement de la superstructure. En fait, différentes relations non-linéaires force-déplacement ayant des comportements monotones similaires conduisent à des probabilités de défaillance similaires.

Les tendances générales du comportement des structures isolées avec différents types d'appuis permettent d'établir une classification de différents appuis en fonction de la vulnérabilité de la superstructure. Bien que cette classification ne soit pas complètement générale, elle est valable pour la plupart des cas. En particulier, les superstructures sur des appuis élastomères à faible amortissement $LDRB_{\xi=5\%}$ sont, en règle général, plus vulnérables que celles sur des appuis dotés d'une meilleure capacité de dissipation énergétique.

Le système le plus efficace est celui de l'isolation mixte, combinant l'isolation passive avec du contrôle actif (AC), qui aboutit a une faible probabilité de défaillance de la superstructure. Toutefois, le fonctionnement de ce type de système demande une source d'énergie importante. Afin de remédier à cet inconvénient, le système de contrôle semi-actif (SAC) peut être un compromis satisfaisant.

Contrairement aux résultats concernant les spectres de plancher, la régularisation du frottement de Coulomb en introduisant une dépendance du coefficient de frottement à la vitesse n'a pas d'effet significatif sur la probabilité de défaillance.

Les structures conventionnelles dimensionnées par la méthode « exacte », de sorte que leur ductilité appelée réelle est égale à celle du dimensionnent, sont plus vulnérables que les structures isolées. Ceci n'est pas toujours le cas lorsque les structures conventionnelles sont dimensionnées avec un coefficient de modification de réponse déterminé suivant la méthode « pratique ». Ceci est, notamment, vrai dans le cas du comportement élasto-plastique. Ces conclusions ne sont valables que sous l'hypothèse que le dimensionnement et les dispositions constructives garantissent la même capacité de ductilité pour les structures conventionnelles et sismiquement isolées.

Dans le cas d'incertitudes raisonnables sur l'excitation et les propriétés structurales, la considération de réponse non-linéaire de la superstructure n'a aucun impact considérable sur les spectres de plancher des structures isolées. Il est utile de rappeler que ces dernières sont conçues selon la philosophie des normes modernes, qui imposent des coefficients de modification de réponse réduits. En fait, par la nature même de la méthode de dimensionnement, les excursions dans le domaine post-linéaire sont, en général, rares et faibles.

Enfin, à l'opposé du cas des structures conventionnelles, même un appel de ductilité modéré ne modifie pas significativement les spectres de plancher des superstructures ayant des lois de comportement dissipatifs (élasto-plastique, orienté vers l'origine). En revanche le comportement élastique non-linéaire conduit à une amplification considérable du spectre de plancher due à la contribution plus importante des modes supérieurs.

Chapitre 4. Rôle de l'amortissement dans l'isolation sismique

L'isolation sismique des structures est caractérisée par l'abaissement de la fréquence fondamentale. Il en résulte une diminution des efforts induits par le séisme mais au prix d'un déplacement important des appuis. Pour diminuer les déplacements et pour essayer de diminuer encore plus les efforts on ajoute des dispositifs qui dissipent de l'énergie. Cette dissipation peut être effectuée avec de l'amortissement visqueux ou par l'hystérésis de la loi de comportement force-déplacement de l'appui parasismique (appuis à élastomère avec noyau de plomb, barres en acier plastifiant, appuis à élastomère à fort amortissement, appuis de frottement en téflon, etc.). Comme c'est souvent le cas dans la pratique, ce deuxième type d'amortissement sera appelé « hystérétique », dans la suite, même s'il ne correspond pas vraiment au modèle de l'amortissement hystérétique. Il existe aussi des dispositifs dissipatifs dont les lois de comportement peuvent donner comme cas limites les deux types de dissipation ci-dessus.

Néanmoins, dans la littérature, quelques inconvénients liés à l'ajout d'un amortissement important sont mentionnés. En particulier d'après certains auteurs :

- L'augmentation importante de l'amortissement (même visqueux) peut avoir des effets défavorables en augmentant les efforts, ainsi que les accélérations par rapport à une structure isolée à faible amortissement [7, 8].
- L'amortissement hystérétique est moins efficace que l'amortissement visqueux car il augmente les accélérations par rapport aux accélérations d'une structure faiblement amortie en ajoutant surtout un contenu fréquentiel riche à hautes fréquences [45].

Dans ce chapitre nous allons essayer d'approfondir ces deux points et d'y apporter quelques éléments de réponse en confirmant ou infirmant leur validité.

4.1. Amortissement visqueux

Dans ce paragraphe nous allons étudier l'influence de l'amortissement visqueux sur des systèmes à un et deux degrés de liberté (DDL).

4.1.1. Système à un degré de liberté (DDL)

Il s'agit de l'approximation qui consiste à considérer qu'étant donné que la superstructure se déforme très peu, elle peut être assimilée à un corps rigide. On étudie alors la réponse sismique de l'oscillateur de la Figure 4.1 de pulsation ω_b et de taux d'amortissement ξ_b.

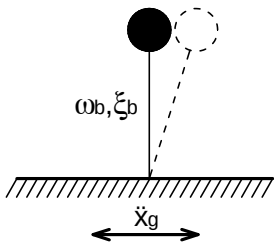


Figure 4.1. Système à 1 DDL

4.1.1.1. Fonction de transfert

L'influence de l'amortissement sur la fonction de transfert d'un système à 1 DDL est largement étudiée dans plusieurs ouvrages de dynamique générale. Le module de la fonction

de transfert de l'accélération totale ou absolue (égale à la somme des forces de raideur et d'amortissement) a l'allure de la Figure 4.2.

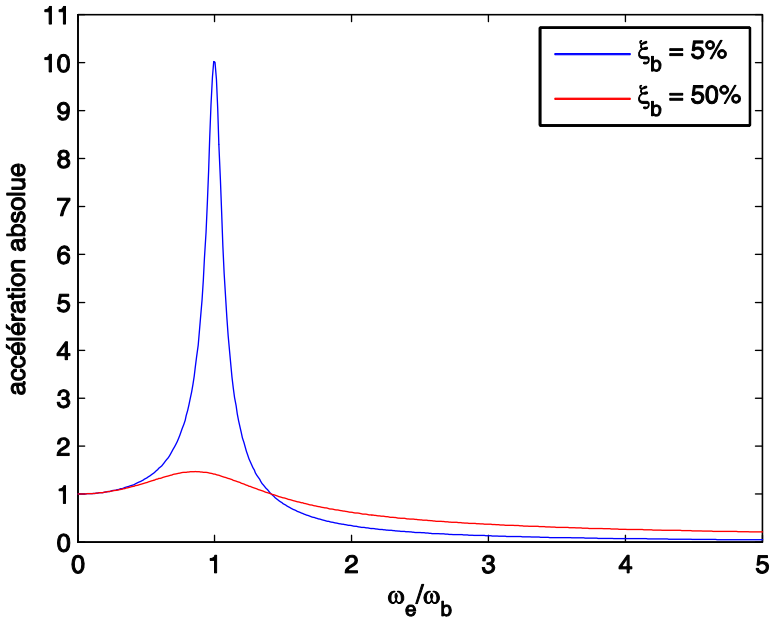


Figure 4.2. Module de la fonction de transfert de l'accélération absolue

Il est bien connu que, dans le cas d'une excitation harmonique, l'amortissement a un effet favorable pour des fréquences d'excitation adimensionnelles $\left(\tilde{\omega} = \omega_e / \omega_b\right)$ inférieures à $\sqrt{2}$. En revanche, pour des fréquences d'excitation élevées $\left(\tilde{\omega} > \sqrt{2}\right)$, l'augmentation de l'amortissement entraîne comme conséquence l'augmentation de l'accélération. Ceci étant, le déplacement (et par conséquent la force élastique) est toujours diminué si l'on augmente l'amortissement comme on peut le constater sur la Figure 4.3.

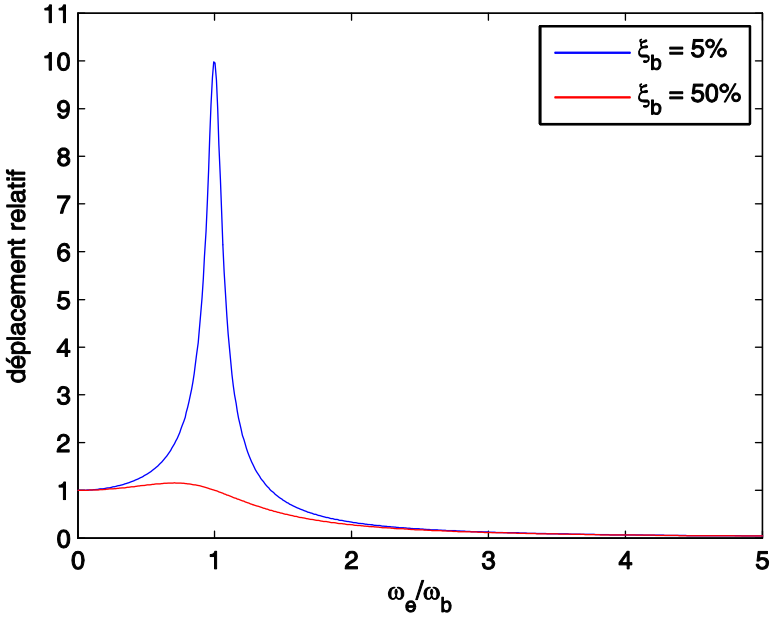


Figure 4.3. Module de la fonction de transfert du déplacement relatif normalisé

4.1.1.2. Réponse à une excitation sismique

L'excitation sismique étant une excitation à bande large, il est intéressant d'étudier l'influence de l'amortissement sur la réponse à un bruit blanc. La variance de l'accélération absolue est donnée par la relation classique :

$$\sigma_a^2 = 2\int_0^\infty |H_a(\omega)|^2 S(\omega) d\omega \tag{4.1}$$

où :

$|H_a(\omega)|$: module de la fonction de transfert entre les accélérations de l'excitation et de la réponse ;

$S(\omega)$: densité spectrale de puissance de l'excitation.

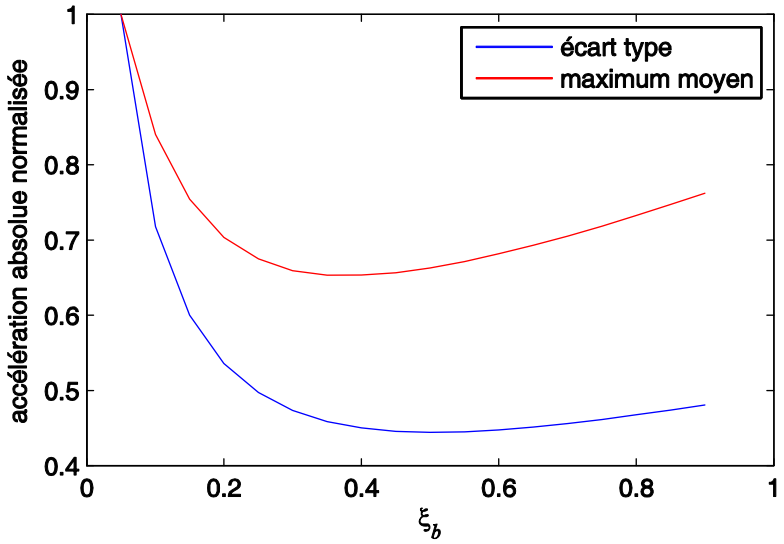


Figure 4.4. Évolutions de l'écart type et du maximum moyen de l'accélération absolue (normés par rapport aux valeurs à amortissement 5%) en fonction de l'amortissement dans le cas d'une excitation bruit blanc

L'évolution de l'écart type de l'accélération absolue, normalisé par rapport à l'écart type à amortissement 5%, en fonction de l'amortissement, est représenté sur la Figure 4.4, dans le cas d'une excitation bruit blanc ($S(\omega) = constante$). On y remarque que, pour des valeurs d'amortissement réalistes, l'amortissement n'a qu'un effet favorable en diminuant l'écart type. La considération d'une excitation de bruit blanc filtré avec un filtre de Kanai-Tajimi donne les mêmes tendances. Pour des fréquences du filtre, ω_g, suffisamment supérieures à la fréquence de l'oscillateur ($\omega_g / \omega_b > 3$), ce qui est d'ailleurs une condition pour que l'isolation soit efficace, l'évolution de l'écart type est quasi identique à celle sous bruit blanc. L'effet favorable de l'amortissement est moins important si l'on est intéressé par le maximum de l'accélération, comme on peut le constater sur la Figure 4.4. Il s'agit des résultats des simulations numériques sous bruit blanc d'un oscillateur de fréquence 0.5 *Hz* pour une durée de calcul de 10 *s*. Cette différence est due à la variation du facteur de pic (maximum moyen/écart type) en fonction de la largeur de bande du processus. Or la largeur de bande de la réponse dépend de l'amortissement. Ceci étant, on constate que jusqu'à des valeurs d'amortissement d'environ 35%, l'amortissement diminue l'accélération absolue

maximale. Augmenter l'amortissement au-delà de cette valeur n'apporte aucune diminution supplémentaire de l'accélération, au contraire, il en résulte une légère augmentation. Mais, même dans le cas d'un oscillateur très amorti (par exemple 90%) l'accélération maximale est inférieure à celle d'un oscillateur faiblement amorti (5%).

4.1.1.3. Spectre de plancher

La discussion précédente a montré que l'ajout d'amortissement diminue l'accélération maximale par rapport au cas des structures faiblement amorties. Mais, il est intéressant d'étudier l'influence de l'amortissement sur les spectres de plancher. En effet, l'ajout d'amortissement augmente la largeur de bande de la réponse et amplifie, ainsi, le contenu à hautes fréquences. La Figure 4.5 illustre cet effet. Il s'agit des spectres de plancher correspondant à trois valeurs différentes de l'amortissement de la structure porteuse. L'amortissement de l'équipement pour cet exemple, ainsi que pour tous les exemples dans la suite, est égal à 2%. L'excitation est un bruit blanc filtré avec un filtre de Kanai-Tajimi. La fréquence et l'amortissement du filtre, comme celui dans le Chapitre 3, sont respectivement 2.95 *Hz* et 55%. Les signaux réalisés à partir de cette densité spectrale de puissance ont une durée totale de 10 *s* et sont multipliés par une enveloppe temporelle trapézoïdale. On remarque que pour des valeurs d'amortissement réalistes (jusqu'à 30%) le spectre de plancher se situe en dessous du spectre de plancher de la structure faiblement amortie sur toute la plage de fréquences. L'amortissement très important de 50% conduit à un dépassement local, très modéré, des valeurs spectrales par rapport à celles du cas avec un amortissement de 5%.

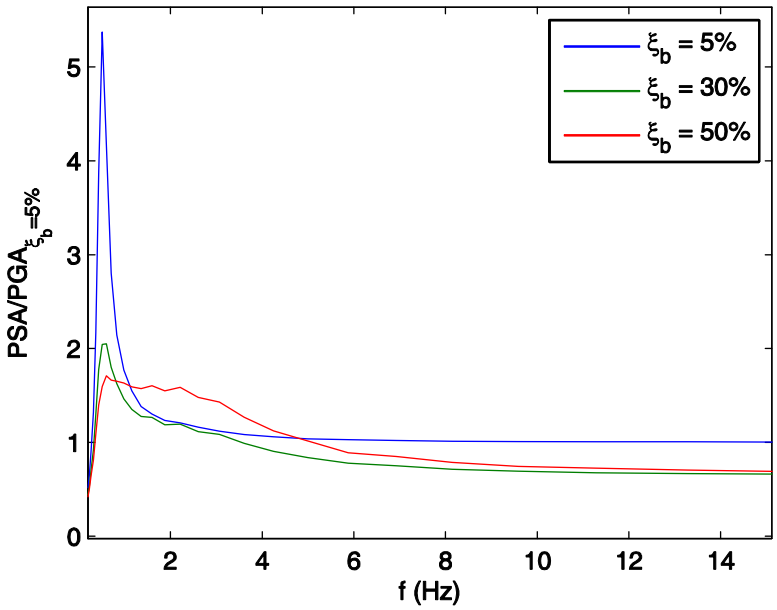


Figure 4.5. Spectres de plancher pour amortissement de 2% (normés par rapport à PGA correspondant à ξ_b =5%)

En conclusion, pour des valeurs réalistes d'amortissement (inférieures à environ 40%), l'augmentation de l'amortissement n'a pas d'effet défavorable. Mais, on constate, aussi, que le gain en performance peut être disproportionnellement petit par rapport à une augmentation supplémentaire de l'amortissement dans le cas des valeurs d'amortissement importantes. A titre d'exemple, la Figure 4.4 montre qu'une augmentation de l'amortissement de 20% à 40% n'induit qu'une diminution de l'accélération maximale d'environ 6%.

4.1.2. Système à deux degrés de liberté (DDL)

Le modèle à 2 DDL sur la Figure 3.1a du Chapitre 3 est considéré. Nous utiliserons aussi le paramètre $\varepsilon = \omega_b^2 / \omega_s^2$ qui caractérise la rigidité de la superstructure par rapport à celle des appuis.

4.1.2.1. Fonction de transfert

Si l'amortissement de la base est important ($\xi_b \gg \xi_s$), la matrice d'amortissement couple les deux modes propres du système [7, 8]. La Figure 4.6 illustre les conséquences de ce couplage sur les fonctions de transfert de l'accélération absolue.

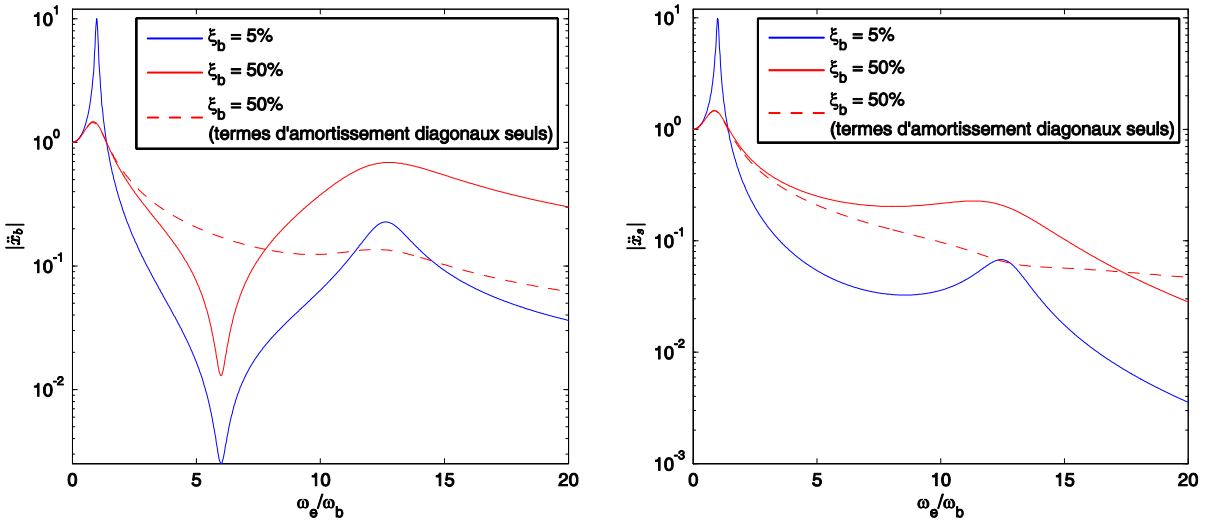


Figure 4.6. Modules des fonctions de transfert de l'accélération absolue : a) de la base m_b ; b) de la superstructure m_s

Nous remarquons notamment que l'augmentation de l'amortissement de la base amplifie la réponse pour les fréquences supérieures à $\omega_b\sqrt{2}$.

Pour comprendre qualitativement le rôle de l'amortissement, nous étudierons ce système en travaillant sur la base des deux modes propres du système sans amortissement en s'inspirant de l'analyse de Kelly [7]. Les variables de déplacement utilisées sont celles définies dans 3.1, représentées sur la Figure 3.1a. Les équations du mouvement s'écrivent :

$$\begin{bmatrix} 1 & \gamma \\ \gamma & \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{bg} \\ \ddot{x}_{sb} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\xi_b\omega_b & 0 \\ 0 & 2\xi_s\omega_s\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_{bg} \\ \dot{x}_{sb} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_b^2 & 0 \\ 0 & \omega_s^2\gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{bg} \\ x_{sb} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} 1 \\ \gamma \end{bmatrix} \ddot{x}_g \tag{4.2}$$

En tenant compte du fait que $\gamma = \mathrm{O}(1)$ et $\varepsilon \ll 1$, Kelly [7] trouve que les pulsations propres sont :

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_b\sqrt{1-\gamma\varepsilon} \approx \omega_b \\ \omega_2 &= \omega_s\sqrt{\frac{1+\gamma\varepsilon}{1-\gamma}} = \omega_b\sqrt{\frac{1+\gamma\varepsilon}{(1-\gamma)\varepsilon}} \approx \frac{\omega_s}{\sqrt{1-\gamma}} > \omega_s \end{aligned} \tag{4.3}$$

Les déformées modales correspondantes, exprimées en déplacements relatifs, sont :

$$\tilde{\phi}_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ \varepsilon \end{bmatrix}$$
$$\tilde{\phi}_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ \dfrac{(1-\gamma)\varepsilon - 1}{\gamma} \end{bmatrix} \tag{4.4}$$

Les équations sur la base de ces deux vecteurs propres s'écrivent :

$$\ddot{q}_1 + 2\xi_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = -L_1\ddot{x}_g - \lambda_1\dot{q}_2 \tag{4.5a}$$

$$\ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = -L_2\ddot{x}_g - \lambda_2\dot{q}_1 \tag{4.5b}$$

où L_1 et L_2 sont les coefficients de participation des modes, ξ_1 et ξ_2 sont les taux d'amortissements modaux et λ_1 et λ_2 sont des coefficients de couplage des forces d'amortissement. Kelly [7] a montré qu'au premier ordre en ε, ces variables prennent les valeurs suivantes :

$$L_1 = 1 - \gamma\varepsilon$$
$$L_2 = \gamma\varepsilon \tag{4.6}$$

$$\xi_1 = \xi_b\left(1 - \frac{3}{2}\gamma\varepsilon\right) \approx \xi_b$$
$$\xi_2 = \frac{\xi_s + \gamma\xi_b\sqrt{\varepsilon}}{\sqrt{1-\gamma}}\left(1 - \frac{\gamma\varepsilon}{2}\right) \approx \frac{\xi_s + \gamma\xi_b\sqrt{\varepsilon}}{\sqrt{1-\gamma}} \tag{4.7}$$

$$\lambda_1 = 2\omega_b\xi_b$$
$$\lambda_2 = 2\omega_b\xi_b\frac{\gamma}{1-\gamma} \tag{4.8}$$

Kelly fait l'hypothèse qu'étant donné que $L_2 \ll 1$, le deuxième mode est influencé par la réponse du premier mode mais le premier mode n'est pas influencé par la réponse du deuxième mode. Cette simplification nous amène à étudier le système :

$$\ddot{q}_1 + 2\xi_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = -L_1\ddot{x}_g \tag{4.9a}$$

$$\ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = -L_2\ddot{x}_g - \lambda_2\dot{q}_1 \tag{4.9b}$$

Plusieurs simulations numériques valident cette hypothèse simplificatrice. Nous pouvons, même, simplifier encore plus, en admettant que le terme de l'excitation du deuxième mode, dû directement à l'accélération du sol, est, pour des amortissements importants, négligeable par rapport au terme de couplage. L'équation (4.9b) peut, alors, être remplacée par :

$$\ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = -\lambda_2\dot{q}_1 \tag{4.9c}$$

La Figure 4.7 montre que même pour des amortissements faibles (c'est à dire même dans le cas d'un faible couplage entre modes), cette hypothèse donne des résultats satisfaisants.

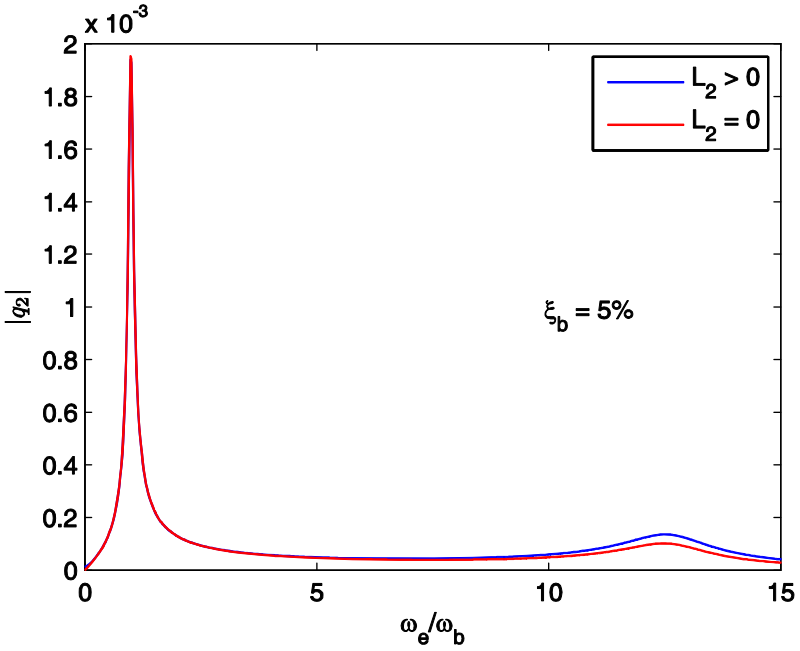


Figure 4.7. Module de la fonction de transfert de la réponse du deuxième mode

Les équations (4.9a) et (4.9c) permettent une meilleure compréhension des caractéristiques des fonctions de transfert entre les déplacements modaux et l'excitation sismique représentées sur la Figure 4.8. L'équation (4.9a) montre que la fonction de transfert du déplacement modal du premier mode est identique à celle d'un système à 1 DDL multipliée par le coefficient $L_1 \approx 1$ (équation (4.6)). La fonction de transfert du déplacement modal du deuxième mode a deux pics. L'amplitude du premier pic, correspondant à la résonance du premier mode, est presque indépendant du taux d'amortissement ξ_b. En fait, pour $\omega_e = \omega_1 \ll \omega_2$, la réponse de deuxième mode est quasi statique. Par conséquent, en utilisant les équations (4.7) et (4.9c), nous avons :

$$\left|q_2(\omega_1)\right| \approx \frac{\lambda_2 \left|\dot{q}_1\right|}{\omega_2^{\,2}} \approx \frac{\gamma}{1-\gamma} \cdot \frac{L_1 \left|\ddot{x}_g\right|}{\omega_2^{\,2}} \tag{4.10}$$

Pour les fréquences d'excitation, ω_e, en dehors du voisinage de la première fréquence propre, l'ajout d'amortissement amplifie de façon importante l'amplitude du déplacement modal du deuxième mode. Une approximation de la valeur de la fonction de transfert du deuxième mode à la deuxième fréquence propre peut être obtenue par les équations (4.8) et (4.9c) :

$$\left|q_2(\omega_2)\right| \approx \frac{\lambda_2 \left|\dot{q}_1\right|}{2\xi_2 \omega_2^{\,2}} \approx \frac{2\omega_b \xi_b \gamma \left|\dot{q}_1\right|}{2(1-\gamma)\xi_2 \omega_2^{\,2}} \tag{4.11}$$

Pour $\omega_e = \omega_2 \gg \omega_1$, la valeur de $\left|\dot{q}_1\right|$ est pratiquement indépendant de ξ_b. Par conséquent, le déplacement généralisé du deuxième mode est proportionnel au rapport ξ_b / ξ_2.

Pour des valeurs des rapports de masse γ et de fréquence ε réalistes, la dérivation de l'équation (4.7) montre que ξ_b augmente plus vite que ξ_2. Cette remarque est illustrée sur la Figure 4.9.

$$\frac{d\xi_2}{d\xi_b} = \frac{\gamma\sqrt{\varepsilon}}{\sqrt{1-\gamma}} < 1 \qquad \text{pour } 0 < \gamma < 1 \text{ et } \varepsilon \ll 1 \tag{4.12}$$

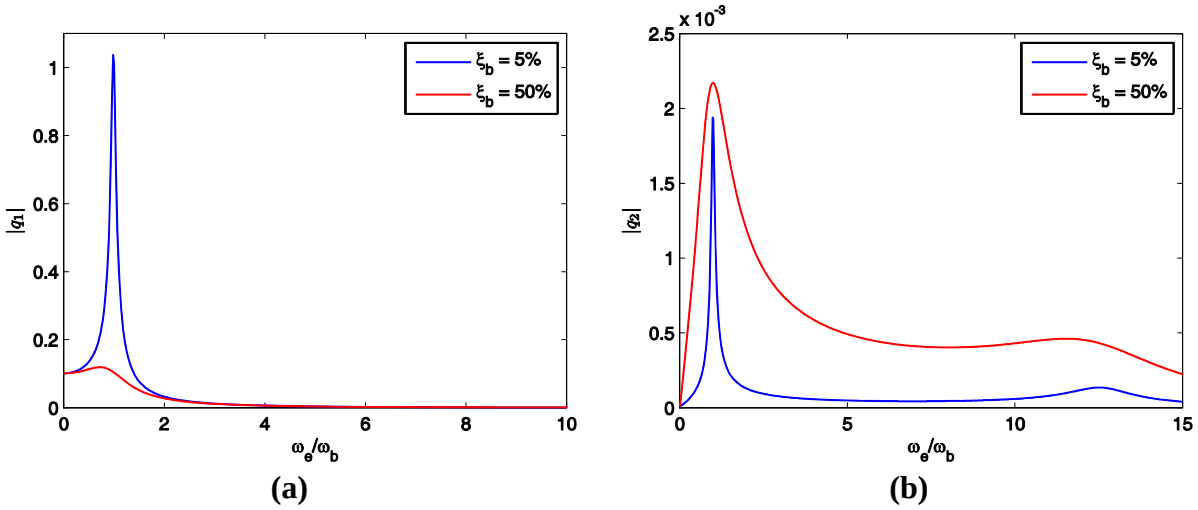


Figure 4.8. Amplitudes des fonctions de transfert des déplacements modaux (γ= 1/1.3, ε = 1/36, ξ_s = 3%) : a) du premier mode propre ; b) du deuxième mode propre

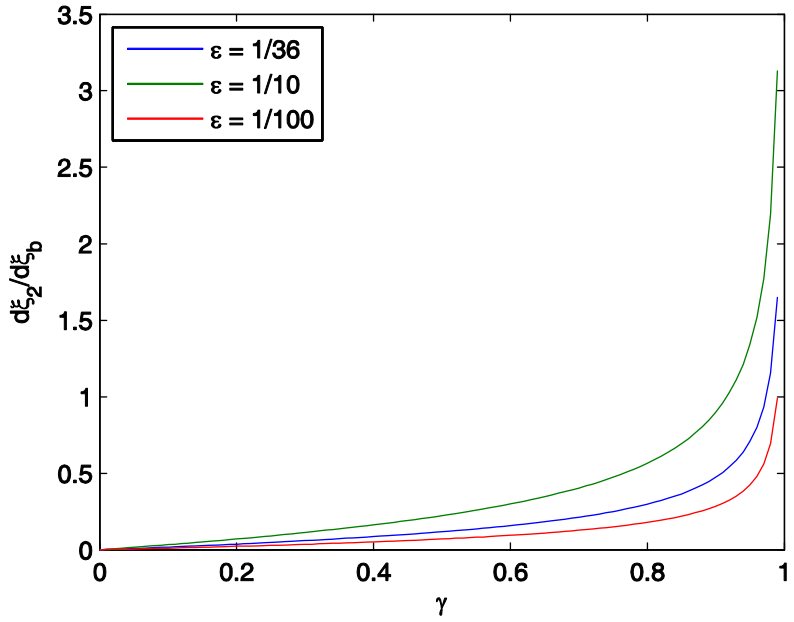


Figure 4.9. Incrément relatif du taux d'amortissement du deuxième mode par rapport à celui de la base en fonction du rapport de masse

Il s'ensuit que le pic de la réponse du deuxième mode à la deuxième fréquence propre est amplifié avec l'ajout d'amortissement à la base.

4.1.2.2. Réponse à une excitation sismique

La Figure 4.10 montre que dans le cas d'un système à 2 DDL soumis à un bruit blanc ou à un bruit blanc filtré, l'écart type de l'accélération de la superstructure suit la même tendance que dans le cas du système à 1 DDL. Les valeurs de l'accélération maximale sont, aussi, proches de celles du système à 1 DDL. Par conséquent les mêmes conclusions qu'en 4.1.1.2 sont de rigueur.

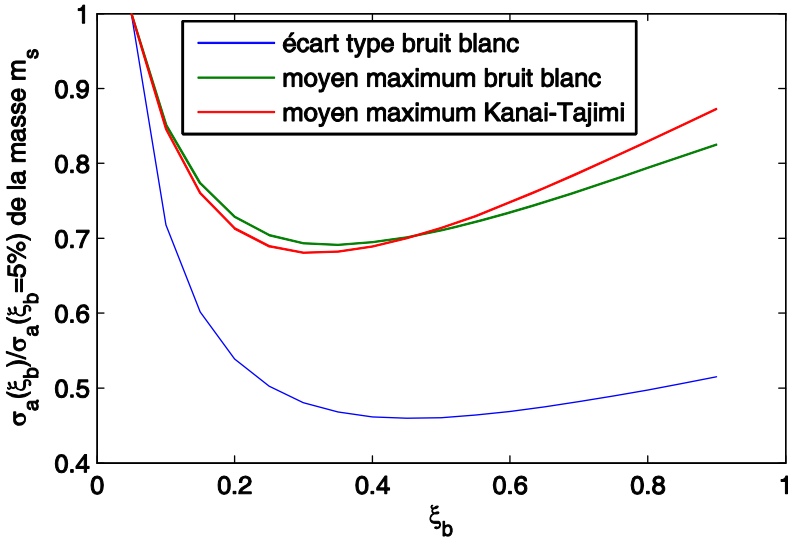


Figure 4.10. Évolution de l'écart type et du maximum moyen de l'accélération absolue (normés par rapport aux valeurs à amortissement 5%) en fonction de l'amortissement dans le cas d'une excitation bruit blanc et de bruit blanc filtré (γ=1/1.3, ε=1/36, ξ_s= 3%)

La similitude des Figure 4.4 et Figure 4.10 indique que, pour les paramètres choisis, l'accélération de la masse m_s et le déplacement différentiel de la superstructure sont pratiquement dominés par la réponse du premier mode. Il n'en est pas de même si le rapport de masses est faible comme on peut le constater sur la Figure 4.11.

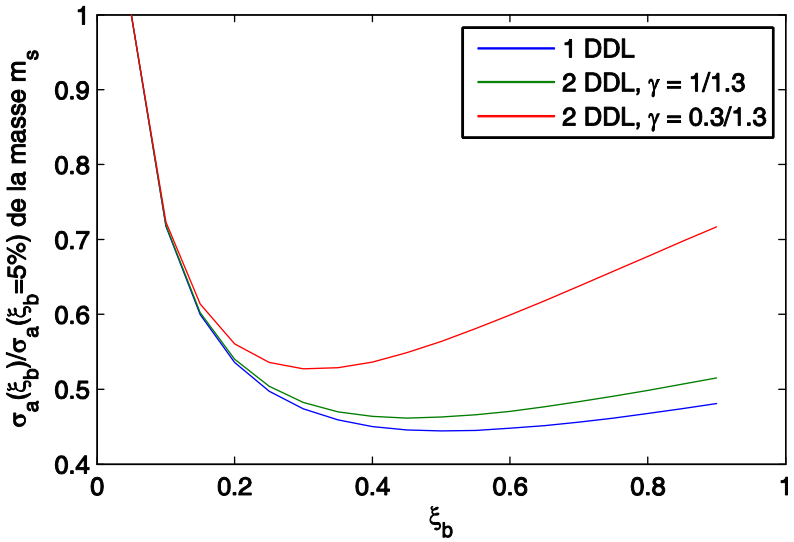


Figure 4.11. Évolution de l'écart type de l'accélération absolue (normés par rapport aux valeurs à amortissement 5%) en fonction de l'amortissement dans le cas d'une excitation de bruit blanc (ε = 1/36, ξ_s = 3%). Comparaison entre systèmes à 1 DDL et 2 DDL.

Les résultats précédents confirment qu'en ce qui concerne les valeurs maximales de l'accélération ou des efforts, l'ajout d'amortissement même au-delà de la valeur optimale ne peut être que bénéfique si on compare aux valeurs obtenues pour un amortissement faible (5%). Néanmoins le contenu fréquentiel de la réponse est modifié, ce qui peut ne pas être sans conséquence pour la tenue des équipements (spectres de plancher). Ceci est illustré par la Figure 4.12 sur laquelle sont représentés les spectres de plancher au niveau des deux masses (m_s et m_b). L'excitation considérée est le bruit blanc filtré du paragraphe 4.1.1.2.

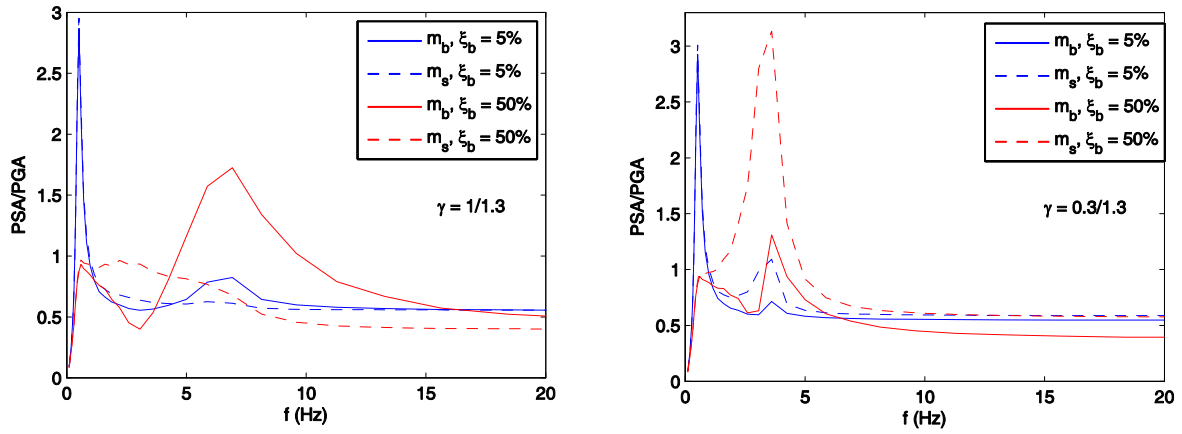


Figure 4.12. Spectres de plancher en pseudo-accélération pour amortissement de 2% (normés par rapport à l'accélération maximale de l'excitation) pour deux valeurs du rapport de masse dans le cas d'une excitation bruit blanc filtré

On remarque que dans le cas d'un rapport de masses plutôt faible ($\gamma = 0.3/1.3$), l'amplification de la contribution du second mode dans la réponse de la masse de la structure, m_s, avec l'ajout d'amortissement est beaucoup plus importante que dans le cas plus réaliste d'un rapport de masses plus élevé ($\gamma = 1/1.3$). En particulier, pour un amortissement important ($\xi_b = 50\%$), au voisinage de la résonance du deuxième mode, le rapport entre les valeurs des spectres de plancher au droit des masses m_b et m_s est l'inverse du rapport des deux masses. Le module de la fonction de transfert de l'accélération absolue, représenté sur la Figure 4.13 indique que les valeurs du rapport des accélérations absolues, $\ddot{x}_b / \ddot{x}_s$, en régime établi à la résonance du deuxième mode valent environ 3 et 1/3 pour $\gamma = 1/1.3$ et $\gamma = 0.3/1.3$ respectivement. Ceci peut être expliqué par l'allure des déformées modales correspondantes.

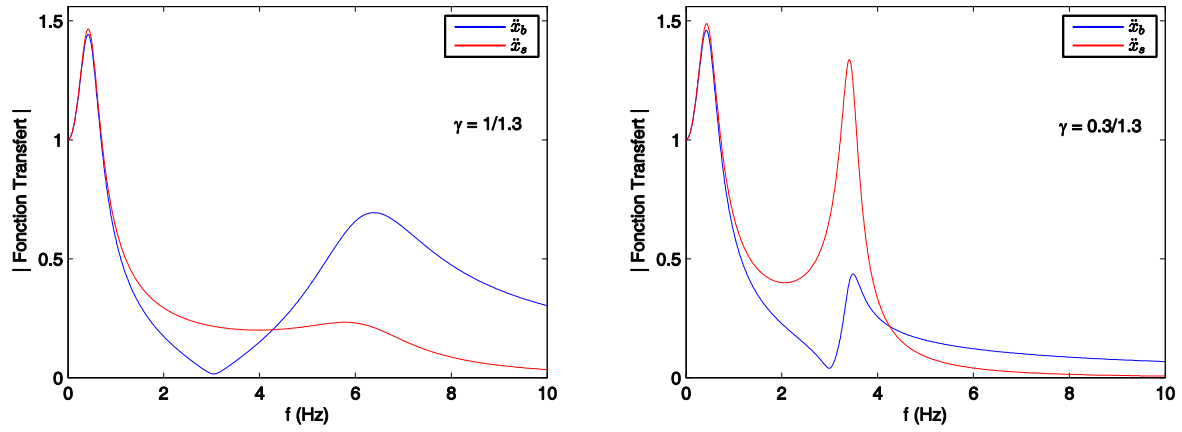


Figure 4.13. Module de la fonction de transfert des accélérations absolues, pour deux valeurs du rapport de masses (ξ_b = 50%)

En effet, les déformées modales du deuxième mode, exprimées en déplacements relatifs par rapport au sol, c'est-à-dire x_{bg} et x_{sg}, sont déduites de l'équation (4.4).

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\phi}_1 &= \begin{bmatrix} 1 \\ 1+\varepsilon \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{\phi}_2 &= \begin{bmatrix} 1 \\ 1+\dfrac{(1-\gamma)\varepsilon - 1}{\gamma} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 1 \\ -\dfrac{m_b}{m_s} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{4.13}$$

L'accélération absolue est la somme des accélérations relatives dues au premier et au deuxième mode et de l'accélération du sol :

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} = \ddot{q}_1 \boldsymbol{\phi}_1 + \ddot{q}_2 \boldsymbol{\phi}_2 + \ddot{x}_g \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{4.14}$$

La réponse du premier mode pour une fréquence d'excitation au voisinage de la deuxième résonance est quasi inertielle et étant donné que le premier mode est quasiment un mode de translation de corps rigide, l'accélération relative des deux masses due à la réponse du premier mode est quasiment l'opposé de l'accélération du sol. Par l'équation (4.9a), nous avons la relation suivante :

$$\ddot{q}_1 \boldsymbol{\phi}_1 = -\omega_2^{\,2} q_1 \boldsymbol{\phi}_1 \approx -L_1 \ddot{x}_g \boldsymbol{\phi}_1 \approx -\ddot{x}_g \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{4.15}$$

Par conséquent, l'accélération absolue des deux masses est approximativement égale à l'accélération relative due à la réponse du deuxième mode seul et sa répartition spatiale est proportionnelle à la déformée modale du deuxième mode.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} = -\omega_2^{\,2} \begin{bmatrix} x_b \\ x_s \end{bmatrix} \approx -\omega_2^{\,2} q_2 \boldsymbol{\phi}_2 \tag{4.16}$$

Remarque : Le raisonnement ci-dessus montre que cette propriété de la fonction de transfert (équation (4.16)) n'est pas liée à la valeur importante de l'amortissement considérée. Bien évidement la relation (4.16) est moins précise en présence d'amortissement important car, dans ce cas, la phase de la réponse du premier mode pour $\omega_e \approx \omega_2$ ne peut pas être considéré égale à π. Ceci étant le principal effet de l'amortissement consiste à diminuer l'amplitude du pic à la résonance du premier mode et à augmenter celui à la résonance du deuxième mode (Figure 4.6).

Enfin, même si l'augmentation de l'amortissement amplifie la réponse spectrale au voisinage de la fréquence du deuxième mode, les spectres de plancher de la structure conventionnelle se situent, en général, au dessus des spectres de plancher de la structure sismiquement isolée, comme on peut le constater sur la Figure 4.14.

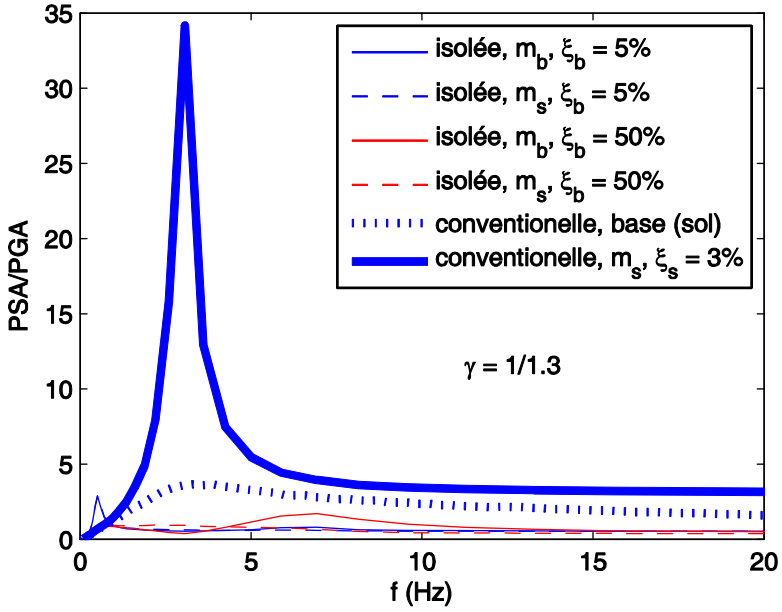


Figure 4.14. Spectres de plancher pour amortissement de 2% (normalisés par rapport à l'accélération maximum de l'excitation) de la structure sismiquement isolée et de la structure conventionnelle dans le cas d'une excitation bruit blanc filtré

4.2. Amortissement par frottement

Dans ce paragraphe nous allons mettre en évidence les différences entre l'amortissement visqueux et l'amortissement dû à l'hystérésis de la loi force-déplacement, comme, par exemple, dans le cas des appuis de frottement en téflon ou des appuis à élastomère avec un noyau en plomb qui plastifie. Des études précédentes [46] ont montré que, pour les système à 1 DDL, le paramètre important est la force limite élastique (ou force de glissement) et non pas le déplacement limite élastique. Néanmoins, d'après Kelly [47], des études expérimentales ont montré que, dans le cas des systèmes à plusieurs DDL, la dissipation par frottement induit des accélérations plus riches au voisinage de certaines fréquences élevées. Ces accélérations dépassent de façon importante les valeurs spectrales correspondant au cas de la structure fixée à sa base. C'est pourquoi nous allons considérer, ici, le cas plus pénalisant d'appuis de frottement. Pour simplifier, nous considérons que le coefficient de frottement est indépendant de la vitesse. Mais un problème important pour effectuer une comparaison qui ait un sens entre ces deux types de comportement dissipatif concerne la valeur du coefficient de frottement à considérer pour un taux d'amortissement donné (ou vice versa). En pratique, l'équivalence est basée sur l'énergie dissipée dans un cycle à l'amplitude maximale. Néanmoins, comme il a déjà été montré dans un autre contexte [47] cette méthode ne donne pas toujours de résultats fiables. Pour de petites valeurs du coefficient de frottement, permettant de négliger les phases d'adhérence, l'équivalence peut être basée sur des techniques classiques de linéarisation stochastique [48, 49]. Dans notre étude, un coefficient d'amortissement visqueux et un coefficient de frottement sont considérés comme équivalents s'ils conduisent au même déplacement maximal moyen de la base. Les paires équivalentes des coefficients de frottement et d'amortissement visqueux, déterminées numériquement par une procédure d' « essai et erreur », sont en bon accord avec les valeurs obtenues par les expressions dans [49].

4.2.1. Système à un degré de liberté (DDL)

Nous considérons une structure sismiquement isolée modélisée comme un oscillateur de masse 1 *kg* et de fréquence 0.5 *Hz*, soumis au bruit blanc filtré défini dans 4.1.1.3. Les

signaux artificiels sont multipliés par une enveloppe temporelle de 10 *s* avec un plateau de 5 *s*, correspondant aux cycles d'amplitude maximale. Le pic d'accélération maximale (PGA) est égal à 0.6*g*. Un amortissement de 5% donne un déplacement maximal moyen de 33 *cm*. L'augmentation de l'amortissement jusqu'à 25% ou un coefficient de frottement $\mu = 0.06$ (sans aucun amortissement visqueux) diminue le déplacement à 18 *cm*. Les spectres de plancher en pseudo-accélération (PSA) pour les deux types de dissipation énergétique sont présentés sur la Figure 4.15.

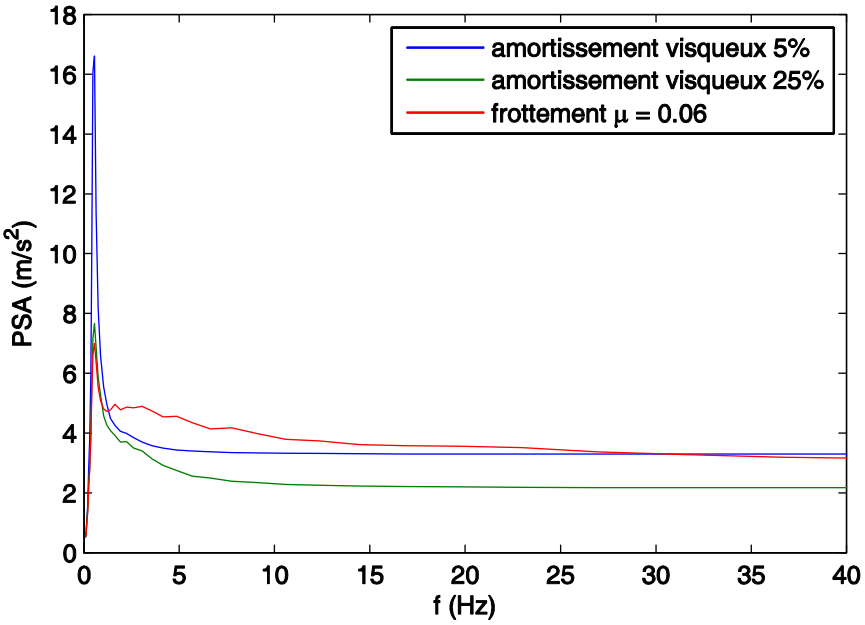


Figure 4.15. Spectre de plancher en pseudo-accélération (PSA) (2% amortissement, moyen de 100 signaux) du système à 1 DDL

La réduction des valeurs spectrales est presque identique pour les fréquences inférieures à celle d'isolation. Cependant, au-delà de la fréquence d'isolation, les valeurs spectrales correspondant à la dissipation par frottement sont supérieures à celles correspondant à l'amortissement visqueux. L'accélération maximale de plancher est aussi plus grande dans le cas de frottement comme il est observé par la comparaison des valeurs spectrales asymptotiques à hautes fréquences. Pour les paramètres considérés ici, la dissipation énergétique par frottement conduit à une augmentation de l'accélération maximale de plancher d'environ 40% par rapport au cas de l'amortissement visqueux équivalent. Il est à signaler qu'il n'y a pas d'augmentation par rapport au cas de faible amortissement visqueux (5%).

4.2.2. Système à deux degrés de liberté (DDL)

Un système à 2 DDL comme celui du paragraphe 4.1.2 est considéré, soumis toujours au même bruit blanc filtré que celui du paragraphe précédent. Avec les mêmes notations que celles dans 4.1.2, les caractéristiques du système sont :

$$\begin{aligned} m_b &= 0.3kg & f_b &= 0.5Hz & \\ m_s &= 1kg & f_s &= 6Hz & \xi_s &= 0.03 \end{aligned} \qquad (4.17)$$

La superstructure est considérée assez rigide comme cela est souvent le cas des installations nucléaires. Le déplacement maximal moyen de la base est le même que celui du

système à 1 DDL. Il est égal à 33 *cm* pour un amortissement de 5%. Un coefficient de frottement $\mu = 0.06$ (sans amortissement visqueux) et un d'amortissement visqueux de 25% conduisent, tous les deux, au même déplacement à la base de 18 *cm*.

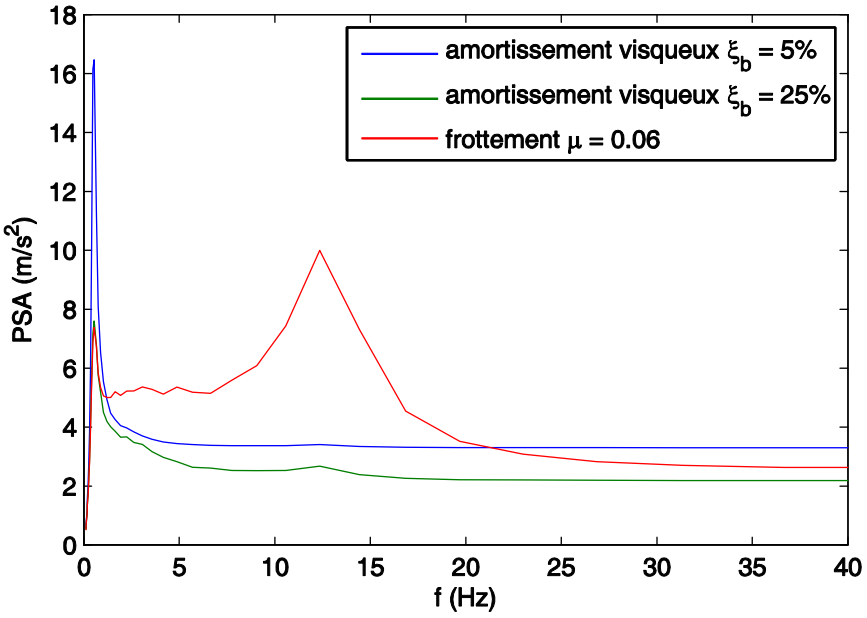


Figure 4.16. Spectre de plancher en pseudo-accélération (PSA) (2% amortissement, moyen de 100 signaux) du système à 2 DDL

Les spectres de plancher de la superstructure (mass m_s) sur la Figure 4.16 montre que, au voisinage de la résonance fondamentale, la réduction spectrale est la même pour les deux comportements dissipatifs (viscosité et frottement). Les valeurs asymptotiques à haute fréquence, donnant l'accélération maximale de plancher et une approximation de la force élastique maximale dans la superstructure, sont plus grandes dans le cas du frottement. Néanmoins, la différence est considérablement moins importante que dans le cas du système à 1 DDL. Pour les paramètres considérés ici, il y a une augmentation modérée de 22% dans le cas du frottement par rapport au cas de l'amortissement visqueux équivalent. Les deux types de forte dissipation conduisent à une accélération maximale de plancher plus faible que celle correspondant à un faible amortissement visqueux (5%). La remarque la plus importante sur la Figure 4.16 est l'amplification significative due au frottement des valeurs spectrales au voisinage de la deuxième résonance.

Évidemment, la contribution du deuxième mode est beaucoup plus importante dans le cas de frottement que dans le cas d'amortissement visqueux. Si l'amortissement visqueux de la base, ξ_b, est faible, les termes de couplage d'amortissement, λ_1 et λ_2 dans l'équation (4.8), peuvent être négligés et les équations dynamique dans la base modale sont :

$$\ddot{q}_1 + 2\xi_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = -L_1\ddot{u}_g + \tilde{\phi}_1(1)F_{nl}(q_1,q_2)/m_1 \tag{4.18a}$$

$$\ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = -L_2\ddot{u}_g + \tilde{\phi}_2(1)F_{nl}(q_1,q_2)/m_2 \tag{4.18b}$$

où :

m_1, m_2 : masses modales généralisées ;

$F_{nl}(q_1,q_2)$: force non-linéaire due au frottement.

Dans le cas d'un faible coefficient de frottement, en négligeant les phases d'adhérence, nous avons :

$$\begin{aligned} F_{nl}(q_1, q_2) &= -\mu g(m_b + m_s)\,\mathrm{sgn}(\dot{x}_{bg}) \\ &= -\mu g(m_b + m_s)\,\mathrm{sgn}(\dot{q}_1\tilde{\phi}_1(1) + \dot{q}_2\tilde{\phi}_2(1)) \end{aligned} \tag{4.19}$$

A cause de la normalisation des vecteurs propres (équation (4.4)), $\tilde{\phi}_1(1) = 1$ et pourrait être omis. Comme dans le cas d'amortissement visqueux, les résultats de plusieurs analyses numériques montrent qu'une approximation satisfaisante est obtenue si l'excitation sismique directe du deuxième mode et l'influence de la réponse du deuxième mode sur le premier mode sont négligées. Alors, les équations (4.18a) et (4.18b) deviennent :

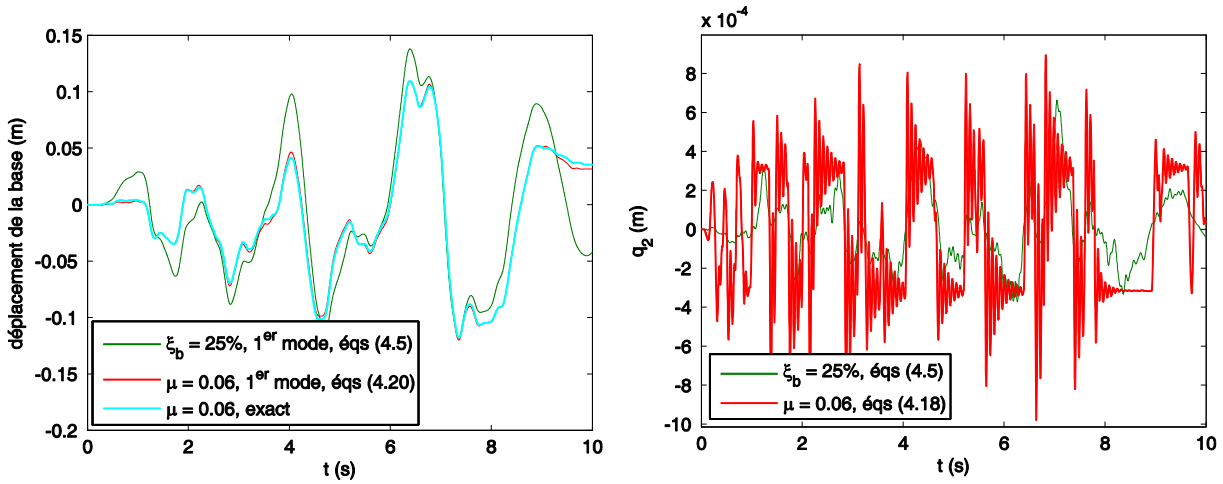
$$\ddot{q}_1 + 2\xi_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = -L_1\ddot{u}_g + \tilde{\phi}_1(1)F_{nl}(q_1)/m_1 \tag{4.20a}$$

$$\ddot{q}_2 + 2\xi_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = \tilde{\phi}_2(1)F_{nl}(q_1)/m_2 \tag{4.20b}$$

où l'approximation de la force non-linéaire est donnée par :

$$\begin{aligned} F_{nl}(q_1) &= -\mu g(m_b + m_s)\,\mathrm{sgn}(\ddot{x}_{bg}) \\ &\approx \mu g(m_b + m_s)\,\mathrm{sgn}(\dot{q}_1\tilde{\phi}_1(1)) \end{aligned} \tag{4.21}$$

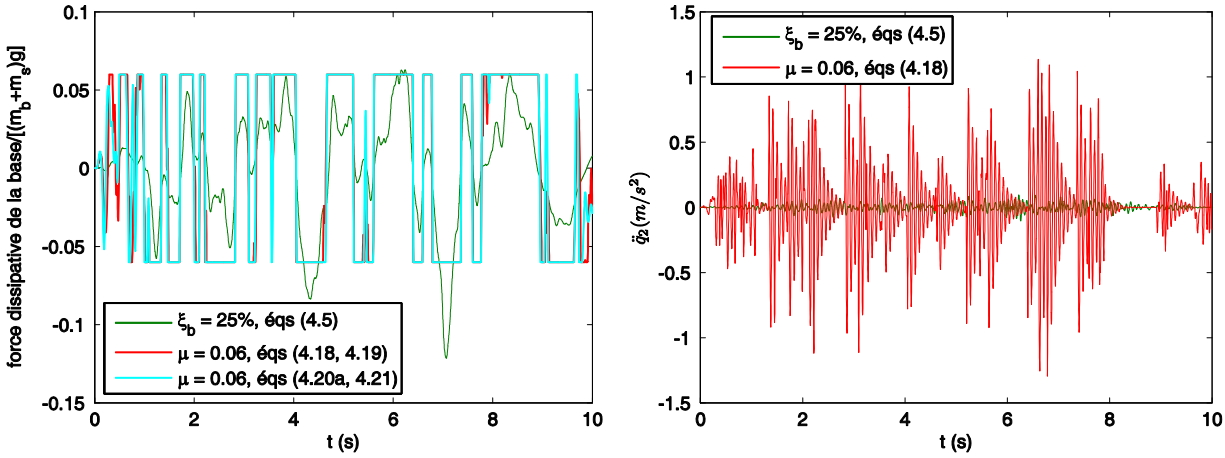
Cela veut dire qu'en ce qui concerne le déplacement et la vitesse de la base, l'hypothèse d'une superstructure rigide donne des résultats satisfaisants. De plus, le déplacement de la base et la réponse du premier mode du système avec un amortisseur visqueux équivalent sont similaires à ceux correspondant au cas de frottement. Ceci est illustrée sur la Figure 4.17a. Mais, la Figure 4.17b montre que la réponse du deuxième mode est assez différente dans le cas de frottement. En fait, si les phases d'adhérence sont négligées, la force de frottement est une série d'impulsions rectangulaires ayant une amplitude égale à $\pm\mu g(m_b + m_s)$ (Figure 4.18a). La fréquence principale de ce processus est égale à la fréquence d'isolation f_b, mais son contenu à hautes fréquences est plus riche que dans le cas de l'amortissement visqueux à cause de la discontinuité de la force de frottement. La force de frottement est l'excitation généralisée du deuxième mode dans l'équation (4.20b). Par conséquent, la discontinuité de la force de frottement amplifie la réponse haute fréquence du deuxième mode en comparaison avec le cas de l'amortissement visqueux. Dans le cas étudié ici, avec la fréquence du deuxième mode beaucoup plus élevée que la fréquence d'isolation, à la fin de chaque impulsion, la structure est au repos à cause de l'action de l'amortissement. Ainsi, par l'équation (4.20b), la réponse du deuxième mode peut être considérée comme celle d'un oscillateur à une impulsion rectangulaire dont l'amplitude est la valeur de la force de frottement. La vitesse généralisée initiale est nulle et le déplacement généralisé initial est $q_2^0 = \pm\mu g(m_b + m_s)/\omega_2^2 m_2$. La solution de l'équation dynamique avec les conditions initiales ci-dessus donne un déplacement maximal $q_2^{\max} = q_2^0(3 - 2\pi\xi_2)$. Pour les valeurs des paramètres utilisés ici l'application numérique fournit $q_2^{\max} = 8.7\times10^{-4} m$. Cette réponse typique des superstructures plutôt rigides est illustrée sur la Figure 4.17b. Il est à noter que la valeur maximale théorique du déplacement du deuxième mode, $q_2^{\max}$, estimée ci-dessus, est en bon accord avec les résultats des simulations numériques.



(a) **(b)**

Figure 4.17. Évolution temporelle des déplacements pour les cas d'amortissement visqueux et de frottement : a) déplacement de la base (frottement) et déplacement du premier mode (amortissement visqueux et frottement) ; b) déplacement du deuxième mode (amortissement visqueux et frottement)

L'amplification de l'accélération du deuxième mode, due à la dissipation énergétique par frottement, est montrée sur la Figure 4.18b. Des résultats similaires sont obtenus dans le cas des dispositifs élasto-plastiques si le déplacement limite élastique est petit par rapport au déplacement total de la base. En fait, dans ce cas, l'évolution temporelle de la force non-linéaire de la base, même si elle n'est pas rigoureusement discontinue, se rapproche de celle de la force de frottement. Il est à noter que, dans un autre contexte, Sewell *et al.* [44] ont montré que la réponse à hautes fréquence n'est pas due à la discontinuité de la pente d'une relation force-déplacement linéaire par morceau (par exemple bilinéaire). En effet, un lissage local du comportement n'a pas d'influence importante sur les résultats et l'évolution temporelle de la force non linéaire conserve la même forme caractérisée par des variations brutales (avec les valeurs importantes de sa dérivée temporelle).



(a) **(b)**

Figure 4.18. Évolution temporelle des forces dissipatives de la base et des accélérations modales : a) force visqueuse exacte, force de frottement exacte et approximative ; b) accélération du deuxième mode (amortissement et frottement)

4.3. Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons tenté d'apporter quelques éléments de réponse à deux questions concernant l'ajout des dispositifs dissipatifs aux structures sismiquement isolées :

- L'augmentation de l'amortissement visqueux peut-elle avoir des effets défavorables ?
- L'amortissement hystérétique conduit-il à des accélérations plus importantes et plus riches à hautes fréquences que l'amortissement visqueux ?

Les résultats de notre étude conduisent aux réponses suivantes à la première question :

En ce qui concerne les valeurs maximales de l'accélération ou des efforts dans la superstructure, l'ajout d'amortissement visqueux a, généralement, un effet favorable. Sur ce point, nous sommes en accord avec les remarques de Hall [50]. En effet, pour des paramètres de fréquences et de masses réalistes, l'accélération et les efforts diminuent jusqu'à une valeur d'amortissement de l'ordre de 35%. L'augmentation de l'amortissement au-delà de cette valeur optimale augmente l'accélération et les efforts mais, même dans ce cas, leurs valeurs restent inférieures aux valeurs qui correspondent à un amortissement visqueux faible (5%).

En ce qui concerne le contenu fréquentiel des accélérations et la tenue des équipements (spectres de plancher), l'augmentation de l'amortissement visqueux diminue de façon importante l'accélération au voisinage de la résonance du premier mode mais amplifie les accélérations au voisinage des fréquences des autres modes. Dans ces plages de fréquences, les valeurs spectrales peuvent dépasser nettement les valeurs spectrales correspondant à un faible amortissement visqueux. Mais, en général, les spectres de plancher de la structure sismiquement isolée, même avec un amortissement important, se situe en dessous des spectres de plancher de la structure conventionnelle.

Pour répondre à la deuxième question, nous avons comparé les réponses de deux structures sismiquement isolées, avec des appuis à élastomère, auxquelles on ajoute des appuis de frottement ou des amortisseurs visqueux respectivement. Les paramètres des dispositifs dissipatifs sont définis de sorte que le déplacement maximum moyen soit le même dans les deux cas. Les résultats montrent que :

La diminution des valeurs spectrales de l'accélération au voisinage de la résonance du premier mode est sensiblement la même dans les cas d'amortissement par frottement ou d'amortissement visqueux. Mais l'amortissement par frottement amplifie beaucoup plus que l'amortissement visqueux les valeurs spectrales d'accélération au voisinage des autres fréquences propres. Pour les systèmes à plusieurs degrés de liberté (2 DDL dans le cadre de cette étude) il semble que dans le cas d'appuis à frottement les valeurs spectrales à hautes fréquences sont supérieures à celles correspondant à l'amortissement visqueux, mais l'écart est modéré. C'est-à-dire, la dissipation par frottement n'augmente que modérément l'accélération maximale de plancher (comparée à celle du cas avec amortissement visqueux). Il n'en est pas de même pour les systèmes à 1 DDL (bloc rigide sismiquement isolé) pour lesquels le spectre de plancher du cas avec amortissement par frottement se situe nettement au dessus du spectre de plancher du cas avec amortissement visqueux pour toute la plage de fréquences supérieures à la fréquence propre de la structure.

Chapitre 5. Systèmes d'isolation mixte

La méthode de l'isolation sismique passive est en plein essor pendant les trois dernières décennies. Les applications de la méthode sur des structures réelles en en croissance continue. En parallèle, la recherche consacrée à l'amélioration et la consolidation des techniques d'isolation sismique occupe une part importante de la recherche en génie parasismique. Cependant, la plupart des travaux effectués sur cette méthode portent essentiellement sur l'influence de l'isolation sismique sur la superstructure elle-même mais beaucoup moins sur le comportement des équipements ou des composants. Un aperçu des études précédentes sur la réponse des équipements montés sur des structures isolées peut être trouvé dans les références [36, 47, 51-54].

Dans le cas des installations industrielles et des centrales électriques, la réponse des équipements sensibles est une question très importante. En fait, le bon fonctionnement de ces installations pendant et après un séisme dépend beaucoup de la capacité de leurs composants et équipements de résister aux efforts dus au séisme. En outre, le dimensionnement des bâtiments des centrales nucléaires est, souvent, déterminé moins par le chargement sismique, mais plus par d'autres chargements telles que des impacts d'avion ou des explosions accidentelles internes. Par conséquent, dans ce cas, le principal bénéfice attendu de l'isolation sismique est une réduction substantielle de la sollicitation des équipements.

Normalement, les spectres de plancher correspondant à une excitation horizontale présentent une amplification locale au voisinage de la fréquence d'isolation mais les valeurs spectrales pour les fréquences « suffisamment » supérieures à la fréquence d'isolation se situent sur un plateau horizontal. La valeur de ce plateau est approximativement égale à l'accélération maximale correspondant à un objet rigide posé sur les appuis parasismiques. Cette forme particulière des spectres de plancher présente l'avantage de réduire considérablement les efforts des équipements pour des fréquences supérieures à environ deux fois de la fréquence d'isolation et par conséquent elle simplifie le calcul et le dimensionnement des équipements. Pourtant, selon [3], il faut faire attention à la sensibilité des composants de fréquence supérieure à celle d'isolation, aux incertitudes de l'excitation sismique s'ils sont dimensionnés en considérant le plateau d'accélération ci-dessus sans aucune marge de sécurité. Un tel cas peut se présenter si un tremblement de terre réel dépasse, même légèrement, celui de dimensionnement. En fait, ce plateau d'accélération correspond à un comportement quasi statique (fréquence propre des équipements très supérieure à celle de leur excitation, imposée par le mouvement du plancher). Il est bien connu que l'appel de ductilité des structures ayant une réponse quasi statique peut être considérable. Pour cette raison une grande classe d'équipements ne peuvent pas bénéficier pleinement de l'atténuation importante des accélérations de plancher des structures isolées par rapport aux accélérations de plancher des structures conventionnelles. Dans [3], il est montré que la considération d'une limite inférieure de l'accélération de dimensionnement, comme celle proposé par FEMA 368 [33] conduit à une réponse satisfaisante des équipements même quand des incertitudes sur l'excitation sont prises en compte. En dépit de cette marge de sécurité imposée, la réduction des forces de dimensionnement de la plupart des composants sur des structures isolées reste importante en comparaison avec les forces de dimensionnement des structures conventionnelles.

En général, cette forme idéalisée des spectres de plancher est une bonne approximation des spectres de planchers de bâtiments réels. Néanmoins, dans certains cas, la réponse des modes non-isolés peut être amplifiée, modifiant ainsi cette figure idyllique et diminuant considérablement l'avantage de l'isolation sismique. Comme démontré dans le Chapitre 4, un tel cas se produit si un fort amortissement supplémentaire est ajouté afin de

diminuer le déplacement d'ensemble, correspondant au premier mode. .Une autre source d'amplification des modes non-isolés est une excitation de rotation à la base. Ce type d'excitation peut apparaître dans le cas des fondations de grandes dimensions soumises à des ondes sismiques inclinées ou des ondes de surface ou dans le cas de fondations enfouies. En effet, dans ces cas l'excitation sismique n'est pas uniforme sur toute la fondation et induit un mouvement de rotation qui excite les modes non-isolés [5, 6] .Cette amplification indésirable des modes non-isolés, nous inspire d'étudier l'efficacité des systèmes de contrôle actif (AC – « Active Control », voir le paragraphe 2.2) et semi-actif (SAC – « Semi-Active Control », voir section 2.3) afin de réduire la réponse de la structure isolée au premier mode sans pour autant amplifier la réponse des modes non-isolés.

Dans les paragraphes suivants, nous présenterons brièvement quelques éléments sur les algorithmes de contrôle que nous avons utilisés ainsi que quelques exemples d'application sur des structures à deux et à plusieurs degrés de liberté. Dans le cadre de cette thèse, nous nous limiterons aux algorithmes de contrôle optimal et en particulier le contrôle avec régulateur linéaire quadratique (LQR – « Linear Quadratic Regulator ») et le contrôle linéaire quadratique gaussien (LQG – « Linear Quadratic Gaussian »).

Il est à signaler que l'idée de faire appel à des systèmes d'isolation mixte, combinant des systèmes d'isolation passive et active ou semi-active date de la fin des années 80 [55-59]. Cependant, la majorité des travaux antérieurs portent leur intérêt à la réponse de la structure ou à son accélération maximale et non pas explicitement aux spectres de plancher.

5.1. Algorithmes de contrôle optimal

5.1.1. Représentation d'un système de contrôle dans l'espace de variables d'état

Soit une structure linéaire à N DDL avec l'équation d'équilibre dynamique suivante :

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = \mathbf{G}\mathbf{u} + \mathbf{H}\mathbf{w} \tag{5.1}$$

où :

m, **c**, **k** : matrice de masse, d'amortissement et de rigidité respectivement, de dimension $n \times n$;

x : vecteur des variables de position (déplacements « physiques » ou coordonnées généralisées) de dimension $n \times 1$;

u : vecteur des variables de contrôle de dimension $m \times 1$;

w : vecteur représentant des perturbations ou des excitations externes de dimension $r \times 1$;

G : matrice de passage entre les variables de contrôle et les degrés de liberté considérés, de dimension $n \times m$;

H : matrice de passage entre l'excitation externe et les degrés de liberté considérés, de dimension $n \times r$.

La donnée de **x** seul suffit pour déterminer la position du système mais non pas son état dynamique. Les variables d'état du système sont à la fois les déplacements **x** (« physiques » ou généralisés) et les vitesses $\dot{\mathbf{x}}$. L'équation (5.1) peut être écrite en fonction des variables d'état sous la forme de Cauchy :

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{w} \tag{5.2}$$

où :

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{bmatrix} \tag{5.3}$$

est le vecteur des variables d'état de dimension $2n \times 1$;

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{m}^{-1}\mathbf{k} & -\mathbf{m}^{-1}\mathbf{c} \end{bmatrix} \tag{5.4}$$

est la matrice du système de dimension $2n \times 2n$;

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{m}^{-1}\mathbf{G} \end{bmatrix} \tag{5.5}$$

est la matrice de position des forces de contrôle dans l'espace d'état ;

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{m}^{-1}\mathbf{H} \end{bmatrix} \tag{5.6}$$

est la matrice de position des perturbations ou des excitations externes. Les matrices $\mathbf{0}$ et $\mathbf{I}$ sont respectivement une matrice zéro et une matrice unitaire de dimension appropriée.

S'agissant d'un système contrôlé, on a, également besoin d'un ensemble de variables mesurées pour fournir des informations nécessaires au contrôleur :

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{z} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{v} \tag{5.7}$$

où :

y : vecteur des variables mesurées ;

C, D : matrices reliant les variables d'état et les variables de contrôle avec les variables mesurées ;

v : vecteur de bruit de mesure.

5.1.2. Méthode LQR (« Linear Quadratic Regulator »)

La méthode du contrôle optimal linéaire quadratique, LQR (« Linear Quadratic Regulator »), consiste à minimiser un indice de performance J qui est une expression quadratique des variables d'état et des variables de contrôle [10-12]:

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{z}^T \mathbf{Q}\mathbf{z} + \mathbf{u}^T \mathbf{R}\mathbf{u}) dt \tag{5.8}$$

où **Q**, **R** sont des matrices définies semi-positive et positive, respectivement. Ces matrices de pondération sont choisies en fonction de l'importance relative que l'on souhaite attribuer aux différents termes de J, c'est-à-dire en fonction du compromis entre le contrôle de la réponse et l'effort de contrôle.

Dans la pratique, on cherche à minimiser toujours la fonction coût (5.8) mais si t_f est une durée suffisamment longue pour la réponse qui nous intéresse, l'intégration peut être

considérée entre 0 et t_f avec $\mathbf{u} = \mathbf{0}$ pour $t > t_f$. En supposant que les variables de contrôle **u** sont proportionnelles aux variables d'état **z** du système :

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{z} \tag{5.9}$$

on peut démontrer que la matrice de gain, **K,** est calculée par l'équation :

$$\mathbf{K} = \mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} \tag{5.10}$$

où la matrice **P** est la solution de l'équation de Riccati :

$$\mathbf{A}^T\mathbf{P}(t) + \mathbf{P}(t)\mathbf{A} - \mathbf{P}(t)\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}(t) + \mathbf{Q} = -\dot{\mathbf{P}}(t) \tag{5.11}$$

La solution de l'équation de Riccati montre qu'à l'exception d'une phase transitoire à la fin de la durée de simulation, t_f, la matrice **P** est constante, par conséquent, on peut utiliser directement la solution de l'équation stationnaire :

$$\mathbf{A}^T\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \tag{5.12}$$

En toute rigueur, la solution présentée n'est valide qu'en l'absence d'excitation ou si l'excitation est un processus de bruit blanc. Néanmoins, dans la pratique, l'application de cette méthode aboutit à des résultats satisfaisants même quand l'excitation n'est pas un bruit blanc.

L'application de LQR nécessite la connaissance de toutes les variables d'état (full-state feedback). Or, il est très rare de pouvoir mesurer toutes les variables d'état et de plus souvent les mesures sont pollués par du bruit indésirable. Afin de remédier à ce problème nous faisons appel à des observateurs.

5.1.3. Observateurs

De façon générale, le rôle des observateurs est d'estimer toutes les variables d'état du système quand elles ne sont pas accessibles soit parce qu'elles ne sont pas mesurées soit parce que leurs mesures sont polluées avec du bruit. Un observateur linéaire est un modèle du système avec un retour de signal proportionnel à la différence entre les variables de sortie mesurées et celles données par le modèle. Nous présentons ici deux types d'observateurs [9, 11, 12]:

- Observateur de Luenberger pour les cas déterministes ;
- Filtre de Kalman-Bucy pour les cas stochastiques.

5.1.3.1. Observateur de Luenberger

Il s'agit d'un observateur déterministe qui est utilisé pour estimer les variables d'état d'un système en l'absence de perturbations de système et de bruits de mesure. En toute rigueur il s'applique au système régit par les équations :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}} &= \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{z} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{aligned} \tag{5.13}$$

Si **z** est estimé par $\hat{\mathbf{z}}$, l'équation de l'observateur est donnée par :

$$\dot{\hat{\mathbf{z}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{z}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}_{obs}(\mathbf{y} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{z}} - \mathbf{D}\mathbf{u}) \tag{5.14}$$

où $\mathbf{K}_{obs}$ est le gain de l'observateur. En notant l'erreur de l'estimation $\tilde{\mathbf{z}} = \mathbf{z} - \hat{\mathbf{z}}$ et en la remplaçant dans (5.13) et (5.14), nous obtenons :

$$\dot{\tilde{\mathbf{z}}} = (\mathbf{A} - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{C})\tilde{\mathbf{z}} \tag{5.15}$$

L'équation (5.15) met en évidence l'utilité de l'observateur dans l'estimation des variables d'état. Si le gain $\mathbf{K}_{obs}$ est choisi de sorte que les valeurs propres de la matrice $(\mathbf{A} - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{C})$ correspondent à des amortissements suffisamment grands par rapport au ceux correspondant aux valeurs propres de la matrice **A,** l'erreur $\tilde{\mathbf{z}}$ est atténuée assez vite par rapport au temps caractéristique du système (5.14).

5.1.3.2. Filtre de Kalman-Bucy

Il s'agit d'un observateur stochastique qui peut être utilisé dans le cas des systèmes dont l'excitation et les bruits des mesures peuvent être assimilés à des bruits blancs Gaussiens. Considérons le système contrôlé suivant :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}} &= \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{w} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{z} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \mathbf{v} \end{aligned} \tag{5.16}$$

où **w** et **v** sont des bruits blancs dont les espérances mathématiques nulles :

$$E\{\mathbf{w}(t)\} = E\{\mathbf{v}(t)\} = \mathbf{0} \tag{5.17}$$

et leurs matrices de densité spectrale de puissance (DSP), $\mathbf{R}_{\mathbf{w}}$, $\mathbf{R}_{\mathbf{v}}$, $\mathbf{R}_{\mathbf{wv}}$, définies comme suit :

$$\begin{aligned} E\{\mathbf{w}(t)\mathbf{w}^T(t+\tau)\} &= \mathbf{R}_{\mathbf{w}}\delta(\tau) \\ E\{\mathbf{v}(t)\mathbf{v}^T(t+\tau)\} &= \mathbf{R}_{\mathbf{v}}\delta(\tau) \\ E\{\mathbf{w}(t)\mathbf{v}^T(t+\tau)\} &= \mathbf{R}_{\mathbf{wv}}\delta(\tau) \end{aligned} \tag{5.18}$$

où δ désigne la distribution de Dirac.

L'expression de l'observateur est du même type que celle donnée par (5.14) mais de nouveaux termes apparaissent dans l'équation de l'évolution de l'erreur :

$$\dot{\tilde{\mathbf{z}}} = (\mathbf{A} - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{C})\tilde{\mathbf{z}} + \mathbf{E}\mathbf{w} - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{v} \tag{5.19}$$

Le choix de $\mathbf{K}_{obs}$ doit être le compromis entre la vitesse de reconstruction de l'état (les valeurs propres de $(\mathbf{A} - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{C})$ et la sensibilité aux perturbations et aux bruits de mesures, $\mathbf{K}_{obs}\mathbf{v}$. La matrice de gain du filtre de Kalman-Bucy est choisie en minimisant l'espérance mathématique suivante :

$$E\left\{\left(\mathbf{a}^T\tilde{\mathbf{z}}\right)^2\right\} = \mathbf{a}^T E\{\tilde{\mathbf{z}}\tilde{\mathbf{z}}^T\}\mathbf{a} \tag{5.20}$$

où **a** est un vecteur ayant des composants arbitraires. La matrice de gain du filtre, $\mathbf{K}_{obs}$, qui minimise l'expression (5.20) pour n'importe quel vecteur **a**, est calculée par :

$$\mathbf{K}_{obs} = (\mathbf{PC}^T + \mathbf{ER}_{\mathbf{wv}})\mathbf{R}_{\mathbf{v}}^{-1} \tag{5.21}$$

où **P** est la solution de l'équation de Riccati :

$$\mathbf{AP} + \mathbf{PA}^T - (\mathbf{PC}^T + \mathbf{ER}_{\mathbf{wv}})\mathbf{R}_{\mathbf{v}}^{-1}(\mathbf{PC}^T + \mathbf{ER}_{\mathbf{wv}})^T + \mathbf{ER}_{\mathbf{w}}\mathbf{E}^T = 0 \tag{5.22}$$

5.1.4. Méthode LQG (« Linear Quadratic Gaussian »)

La méthode LQG combine la méthode LQR avec le filtre de Kalman-Bucy. En toute rigueur, elle fournit la solution optimale si le bruit des mesures ainsi que la perturbation des entrées (excitation) sont des bruits blancs Gaussiens. La Figure 5.1 présente le schéma de principe de la méthode LQG.

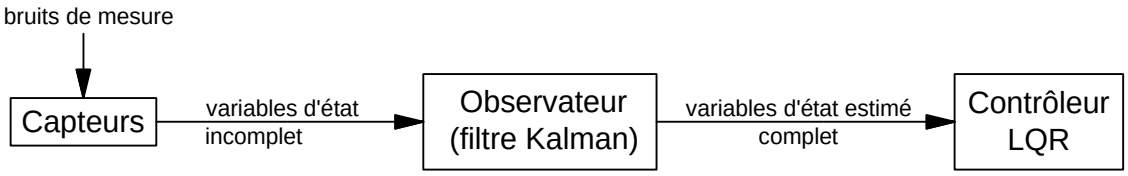


Figure 5.1. Principe de la méthode LQG

Considérons le système :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}} &= \mathbf{Az} + \mathbf{Bu} + \mathbf{Ew} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{Cz} + \mathbf{Du} + \mathbf{v} \end{aligned} \tag{5.23}$$

où **w** et **u** sont des bruits blanc Gaussiens. La méthode LQG minimise l'indice de performance suivant :

$$J = E\left\{\int_0^\infty (\mathbf{z}^T\mathbf{Qz} + \mathbf{u}^T\mathbf{Ru})dt\right\} \tag{5.24}$$

Pour ce faire, le principe de séparation est appliqué. Toutes les variables d'état, même celles qui ne sont pas directement mesurées ou dont les mesures sont polluées par du bruit, sont reconstruites à l'aide du filtre de Kalman-Bucy (équations (5.19)-(5.22)). Ensuite, la méthode LQR est utilisée pour calculer les variables de contrôle à partir des variables d'état estimées :

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\hat{\mathbf{z}} \tag{5.25}$$

où la matrice de gain, **K**, est déterminée à partir des équations (5.10) et (5.12). Le principe de la méthode LQG est résumé, schématiquement, sur la Figure 5.1 5.1.

5.2. Applications à un système à deux degrés de liberté (DDL)

Comme déjà mentionné, ce chapitre a pour but d'étudier l'efficacité des systèmes d'isolation mixte en ce qui concerne l'amélioration des spectres de plancher. Néanmoins, l'ajout des dispositifs actifs ou semi-actifs nécessite un modèle de la structure qui doit permettre de calculer, en temps réel, l'action que ces dispositifs appliquent sur la structure. Ce calcul doit être effectué par le micro-ordinateur en une durée suffisamment petite, en occurrence inférieur au pas de temps de modification de la rétroaction. Ceci impose que le

modèle utilisé pour le contrôle ne peut être qu'un modèle réduit de la structure réelle. Pour cette raison, dans un premier temps, nous étudions l'application de systèmes de contrôle actif ou semi-actif à un modèle réduit à 2 DDL.

5.2.1. Modèle à deux degrés de liberté (DDL)

Considérons le système d'isolation mixte à 2 DDL présenté sur la Figure 5.2.

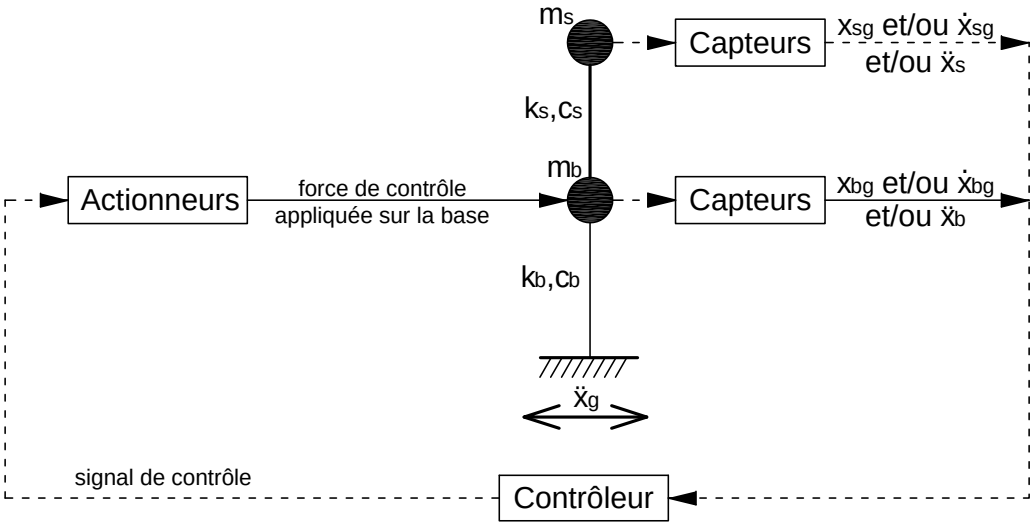


Figure 5.2. Modèle à deux DDL en boucle fermée

Le système est composé d'une superstructure sur des appuis élastiques à faible amortissement (par exemple $LDRB_{\xi=5\%}$) combinés avec des actionneurs. La superstructure et les appuis sont supposés avoir un comportement élastique linéaire. Leurs raideurs respectives sont k_s et k_b. Les actionneurs ont pour but de générer la force de contrôle, calculée par le contrôleur, au niveau de la base de la superstructure. Avec les mêmes notations utilisées dans la section 3.1 du Chapitre 3, les paramètres du système de la Figure 5.2 sont :

$$\begin{aligned} &f_b = 0.5Hz, f_s = 6Hz \\ &\xi_b = \xi_s = 5\% \\ &\gamma = 0.8 \end{aligned} \tag{5.26}$$

Le système est décrit par l'équation dynamique (5.1) où :

$$\begin{aligned} &\mathbf{m} = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix}; \quad \mathbf{c} = \begin{bmatrix} c_b + c_s & -c_s \\ -c_s & c_s \end{bmatrix}; \quad \mathbf{k} = \begin{bmatrix} k_b + k_s & -k_s \\ -k_s & k_s \end{bmatrix} \\ &\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{H} = \begin{bmatrix} -m_b \\ -m_s \end{bmatrix}; \quad \mathbf{w} = \ddot{x}_g \end{aligned} \tag{5.27}$$

L'excitation sismique considérée ici est un accélérogramme généré artificiellement, compatible avec la forme du spectre du site de Cadarache au sud de la France. Ce spectre a été choisi pour deux raisons :

- il est représentatif des mouvements sismiques sur du rocher. Or, l'isolation sismique trouve tout sont intérêt sur des sols de ce type

– il a assez riche à « haute » fréquence ce qui le rend, en principe, plus agressif en ce qui concerne l'excitation des modes supérieurs.

L'accélération maximale considérée (PGA – « Peak Ground Acceleration ») est de 0.4*g*. La Figure 5.3 montre son évolution temporelle ainsi que le spectre de réponse d'oscillateur en pseudo-accélération (PSA) pour un taux d'amortissement de 2%.

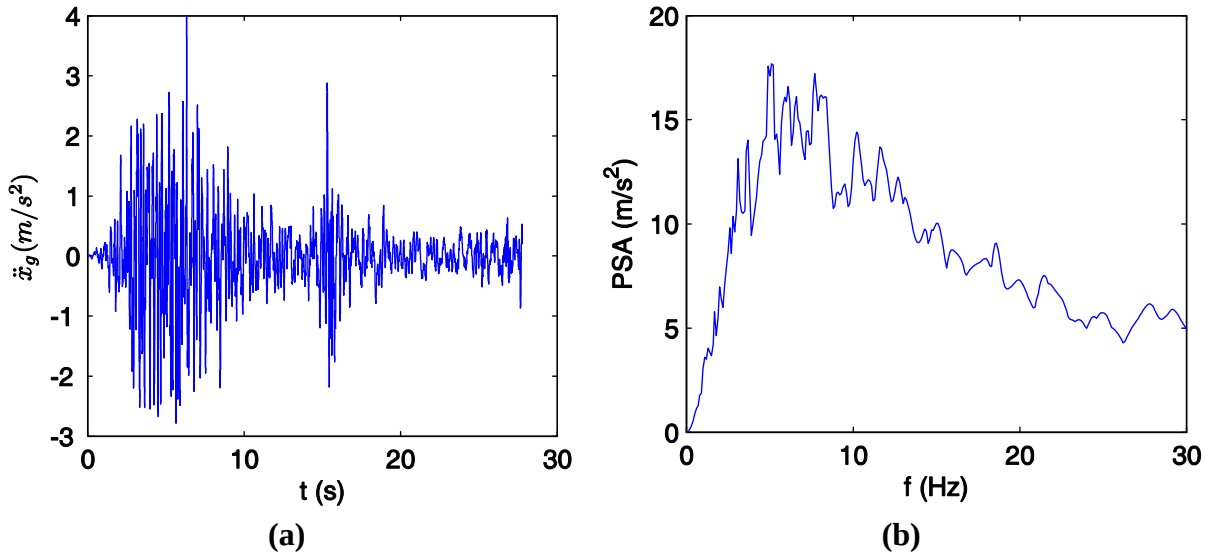


Figure 5.3. Signal d'excitation : a) évolution temporelle ;
b) spectre en pseudo-accélération (PSA) pour un taux d'amortissement de 2%

Pour contrôler ce système, les algorithmes suivants sont étudiés :

– LQR dans le cas où toutes les variables d'état sont mesurées et le bruit de mesures n'est pas tenu compte dans le dimensionnement du contrôleur. Les variables d'état ici sont les déplacements relatifs et les vitesses relatives par rapport au sol de la base et de la superstructure.
– LQG dans le cas où le bruit de mesures est pris en compte. Les variables mesurées sont soit les accélérations absolues de la base et de la superstructure, soit le déplacement relatif et la vitesse relative de la base par rapport au sol.

5.2.2. Conception du contrôleur actif LQR

Dans le cas du contrôleur LQR toutes les variables d'état sont mesurées et le bruit de mesures est négligé. Notre objectif étant d'éviter l'amplification du deuxième mode, sa réponse est pénalisée dans l'expression de l'indice de performance J :

$$J = \int_0^\infty (\omega_1^2 m_1 q_1^2 + \omega_2^2 m_2 q_2^2 + m_1 \dot{q}_1^2 + \alpha m_2 \dot{q}_2^2 + \frac{\beta}{k_b} u_{AC}^2) dt \tag{5.28}$$

où $\omega_{1,2}$, $m_{1,2}$ et $q_{1,2}$ sont les pulsations propres, les masses généralisées et les déplacements généralisées du premier et du deuxième mode respectivement.

Les coefficients α et β sont des coefficients de pénalisation déterminant les poids relatifs de l'énergie cinétique du deuxième mode et du travail des forces de contrôle. Afin de réduire la contribution du deuxième mode, une grande valeur de α est considérée. Le coefficient β est choisi de sorte que le premier pic (le pic du mode isolé) de la fonction de

transfert du système actif soit le même que celui du cas de l'appui $LDRB_{\xi=25\%}$. C'est à dire qu'en ce qui concerne la réponse du premier mode, le système actif est équivalent à l'ajout d'un taux d'amortissement supplémentaire $\Delta\xi_b = 20\%$ à un système passif isolé avec des appuis $LDRB_{\xi=5\%}$. L'augmentation de la valeur du coefficient α diminue l'amplitude de la fonction de transfert au voisinage de la deuxième fréquence propre mais il y a une valeur maximale de α au-delà de laquelle il est impossible de satisfaire le critère sur le premier pic même avec des valeurs très faibles du coefficient β (c'est-à-dire même s'il n'y a aucune limitation imposée sur la force de contrôle). Les valeurs de paramètres retenus pour la configuration étudiée sont $\alpha = 5\times10^5$ et $\beta = 10^{-1}$. Une boucle de rétroaction idéalisée sans temps de retard est considérée.

En tenant compte de la relation entre déplacements généralisées et déplacements « physiques »:

$$q_i = \frac{\boldsymbol{\phi}_i^T \mathbf{m}\mathbf{x}}{m_i} \tag{5.29}$$

où $\boldsymbol{\phi}_i$ et m_i sont le vecteur propre et la masse généralisée du mode i, l'indice de performance peut être exprimé en fonction des variables d'état « physiques » :

$$J = E\left\{\int_0^\infty (\mathbf{z}^T\mathbf{Q}\mathbf{z} + \mathbf{u}^T\mathbf{R}\mathbf{u})dt\right\} \tag{5.30}$$

avec :

$$\mathbf{Q} = \left[\begin{array}{cc:cc} & & 0 & 0 \\ & \mathbf{Q}(1:2,1:2)_{2\times2} & 0 & 0 \\ \hdashline 0 & 0 & & \\ 0 & 0 & \multicolumn{2}{c}{\mathbf{Q}(3:4,3:4)_{2\times2}} \end{array}\right]_{4\times4}$$
$$\mathbf{R} = \left[\frac{\beta}{k_b}\right]_{1\times1} \tag{5.31}$$

où :

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}(1:2,1:2)_{2\times2} &= \mathbf{m}^T\left(\frac{\boldsymbol{\phi}_1\boldsymbol{\phi}_1^T\omega_1^2}{m_1} + \frac{\boldsymbol{\phi}_2\boldsymbol{\phi}_2^T\omega_2^2}{m_2}\right)\mathbf{m} \\ \mathbf{Q}(3:4,3:4)_{2\times2} &= \mathbf{m}^T\left(\frac{\boldsymbol{\phi}_1\boldsymbol{\phi}_1^T}{m_1} + \alpha\times\frac{\boldsymbol{\phi}_2\boldsymbol{\phi}_2^T}{m_2}\right)\mathbf{m} \end{aligned} \tag{5.32}$$

Pour étudier l'influence du bruit de mesures, deux cas suivants sont considérés :

- $LQR_{\text{sans bruit}}$: le cas idéal où il n'y a pas de bruit de mesures. Il ne s'agit pas d'une condition réaliste mais il nous donne des éléments sur la performance du contrôleur LQR sous des conditions idéalisées, compatibles aux fondements théoriques de la méthode.

- $LQR_{avec\ bruit}$: le cas où le bruit de mesures est injecté dans les simulations numériques.

5.2.3. Conception des contrôleurs actifs LQG

Dans la pratique il est très rare de pouvoir mesurer avec un niveau de bruit négligeable toutes les variables d'état. Un moyen pour surmonter cette difficulté est le contrôleur LQG. Dans ce paragraphe, nous considérons deux cas de mesures :

- mesures du déplacement relatif et de la vitesse relative de la base par rapport au sol. Ces mesures sont facilement réalisables avec des capteurs installés au niveau de la base de la superstructure;
- mesures des accélérations absolues de la base et de la structure. Il s'agit des mesures qui peuvent être effectuées de façon standard avec des accéléromètres.

5.2.3.1. Mesure du déplacement relatif et de la vitesse relative de la base

Dans ce cas, seule une partie du vecteur des variables d'état **z** est mesurée : le déplacement relatif et la vitesse relative de la base par rapport au sol.

Le gain de l'observateur, $\mathbf{K}_{obs}$ dans l'équation (5.25), est calculé par l'équation (5.21). Afin de la résoudre, il faut déterminer les matrices de densité spectrale de puissances (DSP) $\mathbf{R}_{\mathbf{w}}, \mathbf{R}_{\mathbf{v}}, \mathbf{R}_{\mathbf{wv}}$ de l'excitation et des bruits de mesure. En réalité, le bruit de mesures et encore moins l'excitation sismique ne sont pas de vrais bruits blancs, par conséquent, il n'est pas possible de leur associer des valeurs de densité spectrale constantes. Heureusement, le contrôleur qui résulte de cette approche n'est pas très sensible aux valeurs précises des matrices $\mathbf{R}_{\mathbf{w}}, \mathbf{R}_{\mathbf{v}}$. De plus, nous considérons qu'il n'y a pas de corrélation entre l'excitation **w** et les bruits **v,** et entre les bruits eux-mêmes. Dans ce cas, en remplaçant $\mathbf{R}_{\mathbf{wv}} = \mathbf{0}$ dans les équations (5.21), (5.22), il en résulte que $\mathbf{K}_{obs}$ ne dépend que du rapport entre les termes des matrices $\mathbf{R}_{\mathbf{w}}$ et $\mathbf{R}_{\mathbf{v}}$ et non pas de leurs propres valeurs. Étant donné l'ensemble des incertitudes, nous approchons les rapports entre les densités spectrales des différentes grandeurs par le rapport des carrés de leur maxima. En accord avec le bruit mesuré des capteurs disponibles au laboratoire d'Études de Mécanique Sismique (EMSI) du Commissariat à l'Énergie Atomique (CEA), où seront réalisés les essais présentés dans les chapitres suivants, nous considérons une amplitude de bruit de $10^{-4} m$ pour le déplacement et de $3\times10^{-3} m/s$ pour la vitesse. En rappelant que la PGA de l'excitation est égale à 0.4g, nous obtenons :

$$\mathbf{R}_{\mathbf{w}} = (0.4g)^2$$
$$\mathbf{R}_{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} 10^{-8} & 0 \\ 0 & 9\times10^{-6} \end{bmatrix} \tag{5.33}$$

Ce contrôleur est noté comme $LQG_{dép+vit}$.

5.2.3.2. Mesure des accélérations absolues

Dans ce cas, aucun élément du vecteur des variables d'état **z** ne peut être mesuré directement. La mesure indirecte par l'intermédiaire des accélérations absolues des étages est étudiée. Le vecteur des mesures des accélérations absolues **y** est donné par l'équation (5.23) où :

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\mathbf{m}^{-1}\mathbf{k} & -\mathbf{m}^{-1}\mathbf{c} \end{bmatrix}$$
$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \dfrac{1}{m_b} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5.34}$$

Les matrices $\mathbf{R}_w$ et $\mathbf{R}_v$ sont déterminées comme dans le paragraphe précédent. En accord avec le bruit mesuré des capteurs du laboratoire, une amplitude de bruit de $0.5 m/s^2$ est considérée. Par conséquent:

$$\mathbf{R}_w = (0.4g)^2$$
$$\mathbf{R}_v = \begin{bmatrix} 0.5^2 & 0 \\ 0 & 0.5^2 \end{bmatrix} \tag{5.35}$$

Ce contrôleur est noté comme LQG_{acc}.

5.2.4. Conception des contrôleurs semi-actifs

Le contrôle actif (AC – « Active Control ») des structures massives telles que les bâtiments nécessite une grande quantité de puissance. La technique de contrôle semi-actif (SAC – « Semi-Active Control ») est une bonne alternative beaucoup plus réaliste car elle peut fonctionner avec une faible puissance. Il s'agit de faire varier, en temps réel, les caractéristiques des dispositifs qui sont essentiellement passifs (voir 2.3). Plusieurs travaux ont été effectués sur le contrôle semi-actif des structures en général et des structures isolées à la base en particulier. Les références [26, 29, 39, 60-62] donnent un aperçu des études réalisées dans ce domaine.

Le dispositif semi-actif considéré ici est celui à amortissement variable (voir 2.3.1). Le temps de retard lié aux mesures et à la transmission de l'information ainsi que le temps de réponse lié à la dynamique propre du dispositif ne sont pas pris en compte. En toute rigueur, la détermination d'un contrôleur semi-actif devrait déterminer l'action optimale du contrôle en tenant compte, dans la modélisation du système, des caractéristiques du dispositif semi-actif. Cependant, ce problème n'étant pas toujours simple à résoudre, les algorithmes sont souvent des extrapolations de ceux utilisés pour le contrôle actif [24, 39]. Une prédiction de la force de contrôle, u_{AC}, est estimée à partir d'un algorithme de contrôle actif (LQR ou LQG dans cette étude) et ensuite le coefficient d'amortissement du dispositif semi-actif est ajusté afin de générer une force u_{SAC} qui suit au mieux la prédiction u_{AC}. Au cas général, la force du dispositif semi-actif est :

$$u_{SAC} = -c_{SAC}\dot{x}_{bg}^{réelle} \tag{5.36}$$

où :

u_{SAC} : force de contrôle semi-actif, elle est scalaire dans le cas de contrôle à la base ;

c_{SAC} : coefficient d'amortissement variable du dispositif semi-actif ;

$\dot{x}_{bg}^{réelle}$: valeur réelle de la vitesse relative de la base par rapport au sol.

L'indice « *réelle* » dans la formule (5.36) a pour but de distinguer la vitesse réelle de celle estimée qui est soit directement mesurée, soit calculée à partir d'autres quantités

directement mesurées. Cette vitesse estimée est utilisée pour déterminer le coefficient d'amortissement c_{SAC} du dispositif semi-actif :

$$\begin{aligned} c_{SAC} &= \left| \frac{u_{AC}}{\dot{x}_{bg}^{estimée}} \right| && \text{si } u_{AC}\dot{x}_{bg}^{estimée} < 0 \quad \text{et} \quad c_{SAC}^{\min}\left|\dot{x}_{bg}^{estimée}\right| < \left|u_{AC}\right| < c_{SAC}^{\max}\left|\dot{x}_{bg}^{estimée}\right| \\ c_{SAC} &= c_{SAC}^{\max} && \text{si } u_{AC}\dot{x}_{bg}^{estimée} < 0 \quad \text{et} \quad \left|u_{AC}\right| \geq c_{SAC}^{\max}\left|\dot{x}_{bg}^{estimée}\right| \\ c_{SAC} &= c_{SAC}^{\min} && \text{si les conditions ci-dessus ne sont pas satisfaites} \end{aligned} \tag{5.37}$$

où :

u_{AC} : force calculée par un algorithme de contrôle actif. Il s'agit d'un scalaire dans le cas d'une force de contrôle à la base, étudié ici ;

$\dot{x}_{bg}^{estimée}$: valeur estimée de la vitesse relative de la base par rapport au sol ;

$c_{SAC}^{\min}, c_{SAC}^{\max}$: valeur minimale et valeur maximale du coefficient d'amortissement du dispositif semi-actif. Dans ces simulations numériques, nous considérons :

$$\begin{aligned} c_{SAC}^{\min} &= 0 \\ c_{SAC}^{\max} &= 2\Delta\xi_b\omega_b(m_b + m_s) \end{aligned} \tag{5.38}$$

où $\Delta\xi_b = 20\%$ est la différence du taux d'amortissement critique entre les appuis $LDRB_{\xi=25\%}$ et $LDRB_{\xi=5\%}$.

Dans l'équation (5.37), la détermination du coefficient d'amortissement semi-actif, c_{SAC}, nécessite la connaissance de la vitesse relative de la base $\dot{x}_{bg}$. Dans le cas des contrôleurs LQR et $LQG_{dép+vit}$, le coefficient d'amortissement peut être calculé sans difficulté puisque la vitesse $\dot{x}_{bg}$ est mesurée directement. Pourtant, ceci n'est pas le cas du contrôleur LQG_{acc}, où, pour calculer la force de contrôle désirée, seules les accélérations absolues sont mesurées. Dans ce cas, afin de déterminer le coefficient d'amortissement du dispositif semi-actif, nous considérons deux possibilités :

- La vitesse estimée par l'observateur $\hat{\dot{x}}_{bg}$ est utilisée pour le calcul du coefficient d'amortissement.
- La vitesse $\dot{x}_{bg}$, obtenue par un capteur de vitesse installé à la base, est utilisée pour le calcul du coefficient d'amortissement. Ce capteur de vitesse peut être intégré directement dans l'amortisseur semi-actif.

5.2.5. Résultats

La Figure 5.4 présente les amplitudes des fonctions de transfert (par rapport l'accélération du sol) de l'accélération absolue de la base correspondant aux cas des appuis passif $LDRB_{\xi=5\%}$, $LDRB_{\xi=25\%}$, et aux cas des dispositifs actifs. La réponse à la résonance du premier mode ($f_1 = 0.5Hz$), donnant un pic important pour l'appui $LDRB_{\xi=5\%}$, est réduite considérablement (environ trois fois) dans le cas où on ajoute de l'amortissement ($LDRB_{\xi=25\%}$). Néanmoins, comme attendu, l'amortissement supplémentaire amplifie la réponse au voisinage de la résonance du deuxième mode. Dans tous les cas, les systèmes de contrôle actif réussissent à réduire de façon satisfaisante la réponse des deux modes. Le premier pic a le même niveau que dans le cas $LDRB_{\xi=25\%}$ tandis que le deuxième pic

disparaît. Seulement dans le cas où seules les accélérations sont mesurées un pic apparaît au voisinage de la deuxième fréquence propre. Toutefois, ce pic reste aussi bas que celui de $LDRB_{\xi=5\%}$, et il est très faible par rapport à celui de $LDRB_{\xi=25\%}$.

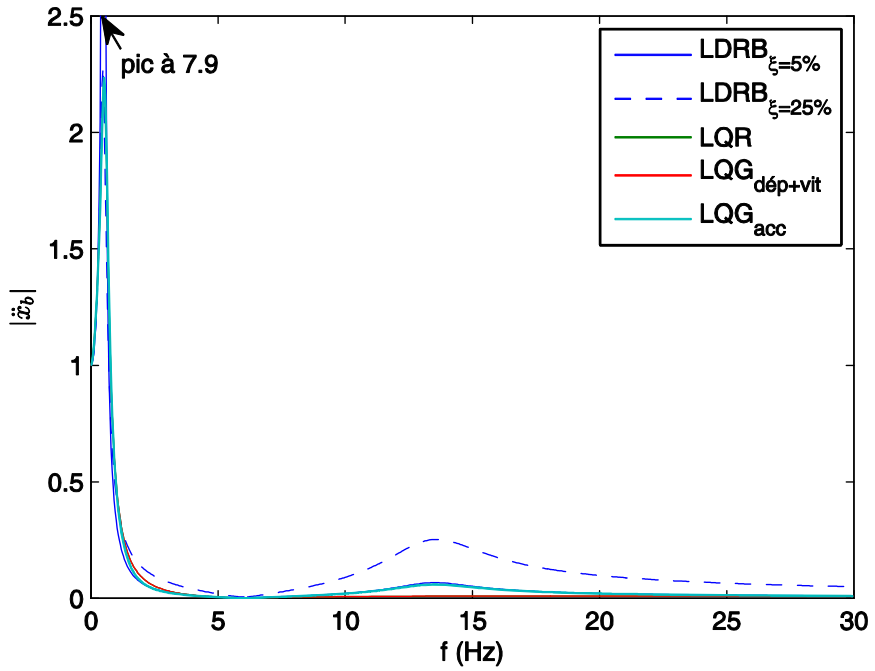


Figure 5.4. Amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base du système à 2 DDL

L'étude des fonctions de transfert donne des informations essentielles qui permettent de se prononcer sur l'efficacité d'un système AC. Il n'en est pas de même dans le cas du système SAC à cause de sa nature non-linéaire qui n'autorise pas l'application du principe de superposition. C'est pourquoi nous étudions l'efficacité d'un contrôleur semi-actif à l'aide des simulations numériques de la réponse temporelle de la structure soumise à un signal sismique comme celui de la Figure 5.3. Nous injectons également dans la simulation des signaux correspondant aux bruits des mesures. Il s'agit des signaux générés par des tirages au sort suivant une contribution uniforme dans les intervalles : $[-10^{-4}m,+10^{-4}m]$, $[-3\times10^{-3}m/s,+3\times10^{-3}m/s]$ et $[-0.5m/s^2,+0.5m/s^2]$ pour les mesures du déplacement, de la vitesse et de l'accélération respectivement. Les spectres de plancher en pseudo-accélération (PSA) de la base sont présentés sur la Figure 5.5. Le spectre de plancher pour le contrôle actif $LQR_{\text{avec bruit}}$ n'est pas présenté parce que, dans ce cas, le système dévient instable à cause du bruit de mesures. En effet il est connu que LQR n'est pas une méthode robuste. Par contre, l'influence du bruit sur la performance des contrôleurs semi-actifs correspondants, $LQR_{\text{sans bruit}}$ SAC et $LQR_{\text{avec bruit}}$ SAC, n'est pas considérable (Figure 5.6). Par conséquent, ces deux contrôleurs SAC sont considérés comme un seul, noté comme LQR SAC sur la figure.

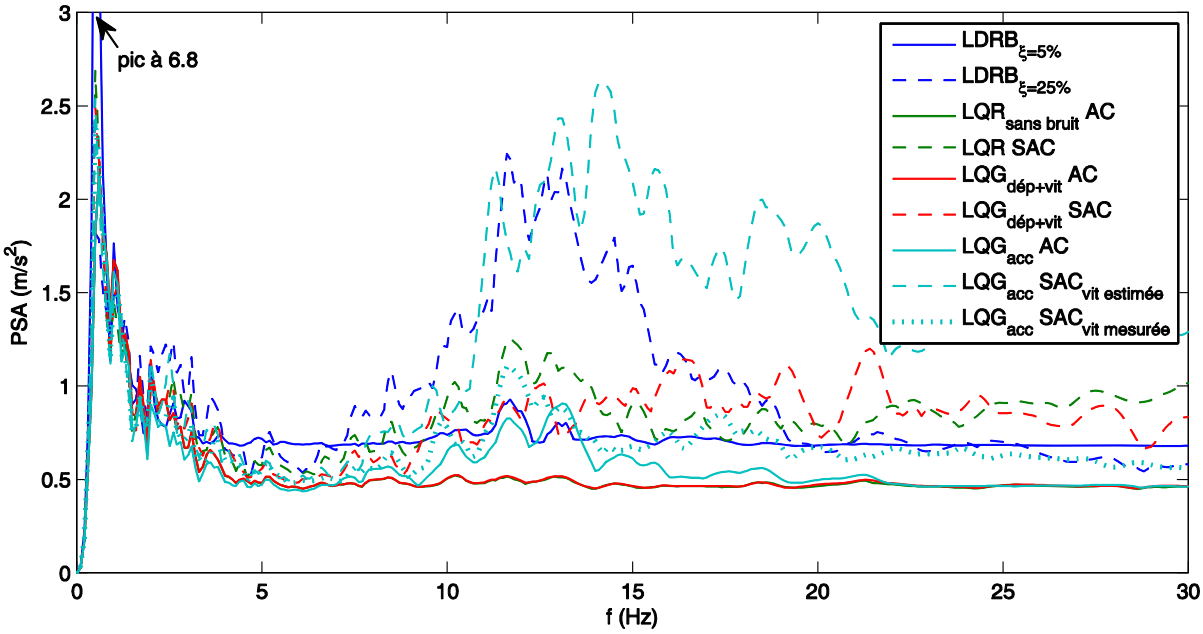


Figure 5.5. Spectres en pseudo-accélération (PSA) de la base du système à 2 DDL, pour un taux d'amortissement de 2%

Sur la Figure 5.5, nous constatons que tous les systèmes AC et SAC présentent pratiquement le même pic au voisinage de la fréquence d'isolation $f_1 = 0.5Hz$ que les appuis $LDRB_{\xi=25\%}$. L'amplitude de ce pic ($2.5 m/s^2$) est très inférieure à la hauteur du pic pour le système passif à faible amortissement $LDRB_{\xi=5\%}$ ($6.8 m/s^2$).

Contrairement aux appuis passifs à fort amortissement, la plupart des systèmes AC et SAC (sauf le contrôleur semi-actif LQG_{acc} SAC avec la vitesse estimée $\dot{\hat{x}}_{bg}$) ne présentent aucune amplification (ou une amplification négligeable) des valeurs spectrales au voisinage de la fréquence du mode non-isolé, $f_2 = 13.5Hz$. Le cas semi-actif avec la vitesse estimée par l'observateur, LQG_{acc} $SAC_{vit\ estimée}$, se présente comme une exception avec une amplification considérable de la réponse du deuxième mode car le calcul du coefficient d'amortissement c_{SAC} est basé sur une vitesse estimée qui n'est pas suffisamment précise. En effet, avec la vitesse directement mesurée, LQG_{acc} $SAC_{vit\ mesurée}$, la réponse au deuxième mode reste aussi faible que le cas $LDRB_{\xi=5\%}$.

Le contrôleur actif $LQG_{dép+vit}$ AC présente une excellente performance équivalent à celle du contrôleur actif idéal $LQR_{sans\ bruit}$ AC. Il n'en est pas de même pour LQG_{acc} AC. Cette différence en performance est due à la précision des capteurs. Pour le cas $LQG_{dép+vit}$ AC, comme les capteurs de déplacement et de vitesse à la base sont assez précis avec une amplitude de bruit de mesures d'environ $10^{-4} m$ et $3\times10^{-3} m/s$ respectivement (erreur de mesure inférieure à 2%), l'estimation des variables d'état est de bonne qualité. Le contrôleur LQG_{acc} AC est moins efficace à cause du bruit de mesures des accéléromètres de l'ordre de $0.5 m/s^2$ (erreur de mesure près de 10%). Le contrôleur LQG_{acc} $SAC_{vit\ estimée}$, pour lequel le coefficient d'amortissement semi-actif est déterminé à partir de la vitesse estimée, amplifiant, ainsi, l'effet négatif de l'imprécision de mesures, est pire que le système passif $LDRB_{\xi=25\%}$.

Il est évident que les systèmes semi-actifs, par les limitations de leur fonctionnement (par exemple: force de contrôle forcement opposée à la vitesse) ont moins de possibilités que les systèmes actifs. De plus, on rappelle que la force de contrôle semi-actif u_{SAC} est

déterminée en se basant sur les algorithmes de contrôle actif sans tenir compte des caractéristiques du dispositif semi-actif lors du processus de la minimisation de l'indice de performance. Par conséquent, il n'est pas surprenant que les systèmes SAC sont moins efficaces que les systèmes AC. La dégradation de la performance varie en fonction du type du contrôleur et ne suit pas, forcément, la tendance observée pour la performance des contrôleurs actifs. A titre d'exemple, bien que le système actif LQG_{acc} AC soit moins efficace que $LQG_{dép+vit}$ AC, les systèmes semi-actifs correspondant ne suivent pas la même tendance. Cette tendance inverse affirme qu'un bon système semi-actif n'est pas forcément dimensionné à partir d'un bon système actif.

En ce qui concerne le bruit de mesures pris en compte, étant donné que, les capteurs de référence sont ceux du laboratoire, de doutes pourraient s'exprimer quant à la représentativité de ce niveau de bruit sous des conditions réelles d'exploitation. C'est pourquoi, des simulations en considérant des niveaux de bruit dix fois supérieurs ont été effectuées également. Les résultats montrent que la tendance générale reste inchangée, sauf en ce qui concerne la comparaison entre les contrôleurs semi-actifs $LQR_{sans\ bruit}$ SAC et $LQR_{avec\ bruit}$ SAC. L'influence du bruit de mesures n'est plus négligeable dans ce cas. En fait, affectée par du bruit important, le spectre de plancher pour le contrôleur $LQR_{avec\ bruit}$ SAC connaît une amplification à la fréquence du deuxième mode. Cet effet défavorable du bruit est illustré sur la Figure 5.6.

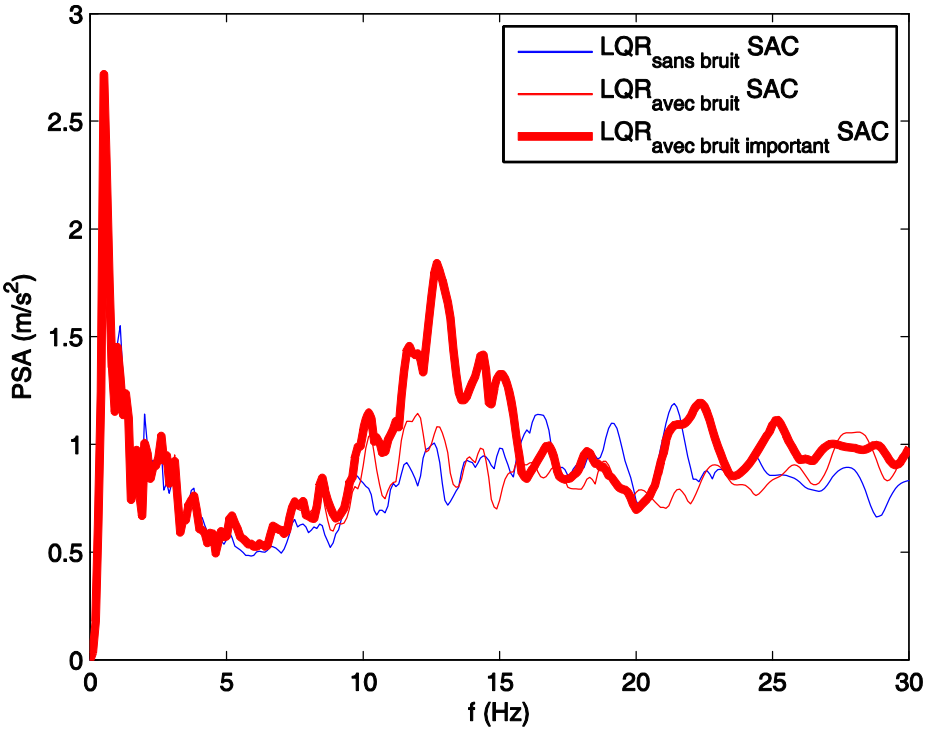


Figure 5.6. Influence du bruit de mesures important sur le contrôle semi-actif LQR

Comme déjà mentionné dans le Chapitre 4, les modes non-isolés sont quasi orthogonaux à l'excitation horizontale, par conséquent, leur amplification, dans le cas de fort d'amortissement à la base, est dû au couplage avec le mode isolé (équation (4.9c)). Cette observation fait penser à une alternative, plus simple, selon laquelle l'amortisseur semi-actif serait adapté afin d'imiter un amortisseur passif filtré par un filtre passe-bas. Cela implique que dans l'équation (5.37), u_{AC} est remplacé par une force d'amortissement passive filtrée à haute fréquence. Un filtre du premier ordre a été considéré. Sa fréquence aussi que la valeur

de l'amortissement passif filtré sont déterminés par optimisation non-linéaire (MATLAB [63]), pour que la fonction de transfert de l'accélération à la base se rapproche au mieux de celle du contrôleur LQR que possible. Le filtre optimale a une fréquence de coupure $f_c \approx 0.9\,Hz$, près de deux fois plus grande que la fréquence d'isolation. La Figure 5.7 présente les amplitudes de ces fonctions de transfert. On remarque une nette amélioration de la réponse du système mais sans obtenir la même performance que LQR. De plus, cette technique de filtrage est inefficace pour d'autres types d'excitation, par exemple, une excitation de rotation à la base (mouvement de « rocking »)) qui peut se présenter dans le cas de fondations de grandes dimensions. En fait, dans ce cas, les modes non-isolés sont directement excités car ils ne sont pas orthogonaux au mouvement de rotation ([4-6]).

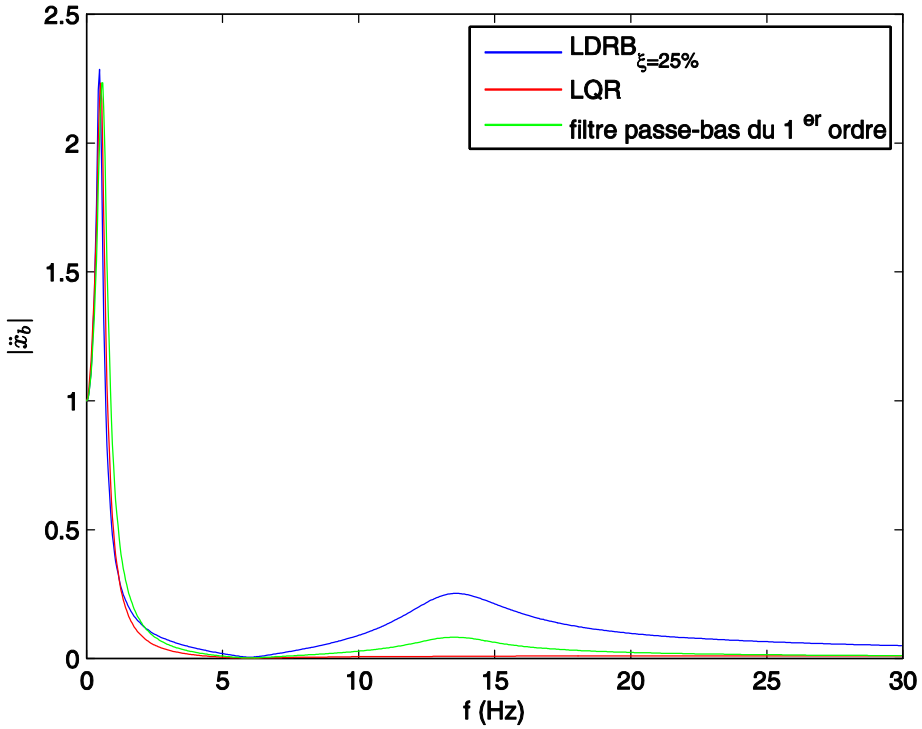


Figure 5.7. Amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base du système LQR et du système à amortissement passif filtré à haute fréquence

5.3. Applications à un système à plusieurs degrés de liberté (DDL)

Dans le paragraphe 5.2, l'efficacité des systèmes actifs et semi-actifs sur la réduction de la réponse spectrale du mode non-isolé a été mise en évidence. Néanmoins, il s'agissait seulement des applications à un modèle réduit à 2 DDL d'une structure réelle. Par conséquent, le comportement dynamique de la structure réelle sera différent de celui du modèle réduit. Or, comme déjà mentionné, le modèle utilisé pour la synthèse du contrôleur ne peut être qu'un modèle réduit, à un nombre très limité de degrés de liberté. Cette inévitable différence entre la structure réelle et le contrôleur peut avoir des effets indésirables sur la qualité du contrôle, pouvant même conduire, dans le cas du contrôle actif, à l'instabilité du système. Ainsi, l'objet de cette partie est d'étudier l'influence de l'utilisation d'un modèle réduit simple, à deux DDL, sur la qualité du contrôle d'une structure sismiquement isolée à plusieurs DDL. Le modèle à plusieurs DDL de la structure réelle considérée reste simple. Cependant, il peut représenter l'essentiel de la dynamique de bâtiments réels comme, par exemple, les bâtiments d'une centrale nucléaire.

5.3.1. Effets de débordement (« spillover »)

Les conséquences liées à l'utilisation d'un modèle réduit pour la détermination du contrôleur peuvent être étudiées en considérant comme modèle réduit de la structure un modèle qui résulte de la troncature de la base modale du système à boucle ouverte. La différence entre le modèle réduit et le modèle de la structure réelle peut introduire des effets parasites dus à deux sources d'erreur. En effet, la force de contrôle n'agit pas seulement sur les modes retenus mais également sur les modes négligés. Il s'agit du débordement de contrôle (« control spillover »). Par ailleurs, la force de contrôle est calculée à partir des grandeurs mesurées. Or, ces grandeurs dépendent non pas seulement des modes retenus mais des modes négligés aussi. Il s'agit du débordement d'observation (« observation spillover »).

La présentation qui suit est largement inspirée de [10-12]. Considérons les équations de la dynamique d'un système actif sur base modale :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}} &= \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\mathbf{w} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{z} + \mathbf{v} \end{aligned} \tag{5.39}$$

où le vecteur des variables d'état $\mathbf{z} = \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix}$ avec $\mathbf{q}$ et $\dot{\mathbf{q}}$ sont respectivement le vecteur des déplacements modaux et le vecteur des vitesses modales.

En partitionnant les variables d'état en modes retenus dans le modèle du contrôleur et en modes négligés, le système (5.39) s'écrit :

$$\dot{\mathbf{z}}_c = \mathbf{A}_c\mathbf{z}_c + \mathbf{B}_c\mathbf{u} + \mathbf{E}_c\mathbf{w} \tag{5.40a}$$

$$\dot{\mathbf{z}}_r = \mathbf{A}_r\mathbf{z}_r + \mathbf{B}_r\mathbf{u} + \mathbf{E}_r\mathbf{w} \tag{5.40b}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_c\mathbf{z}_c + \mathbf{C}_r\mathbf{z}_r + \mathbf{v} \tag{5.40c}$$

où les indices *c* et *r* désignent respectivement les modes contrôlés (retenus dans le modèle réduit) et les modes résiduels.

Considérons un contrôleur dont l'action est proportionnelle aux variables d'état contrôlées, $\mathbf{z}_c$. Quand ce contrôleur est appliqué à une structure réelle, les variables $\mathbf{z}_c$ n'étant pas directement mesurables, il faut utiliser un observateur afin d'avoir une estimation de ces variables, $\hat{\mathbf{z}}_c$. Si le système est contrôlé, son équation s'écrit par :

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\mathbf{z}}}_c &= \mathbf{A}_c\hat{\mathbf{z}}_c + \mathbf{B}_c\mathbf{u} + \mathbf{K}_{obs}(\mathbf{y} - \mathbf{C}_c\hat{\mathbf{z}}_c) \\ \mathbf{u} &= -\mathbf{K}\hat{\mathbf{z}}_c \end{aligned} \tag{5.41}$$

En remplaçant l'équation (5.41) dans les équations (5.40), nous obtenons le système :

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{z}}_c \\ \dot{\mathbf{z}}_r \\ \dot{\tilde{\mathbf{z}}}_c \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A}_c - \mathbf{B}_c\mathbf{K} & \mathbf{0} & \mathbf{B}_c\mathbf{K} \\ -\mathbf{B}_r\mathbf{K} & \mathbf{A}_r & \mathbf{B}_r\mathbf{K} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{K}_{obs}\mathbf{C}_r & \mathbf{A}_c - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{C}_c \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{z}_c \\ \mathbf{z}_r \\ \tilde{\mathbf{z}}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{E}_c\mathbf{w} \\ \mathbf{E}_r\mathbf{w} \\ \mathbf{E}_c\mathbf{w} - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{v} \end{bmatrix} \tag{5.42}$$

où $\tilde{\mathbf{z}}_c = \mathbf{z}_c - \hat{\mathbf{z}}_c$ définit l'erreur de l'observateur.

Les valeurs propres de la matrice **F** caractérisent la réponse dynamique du système. On remarque que si $\mathbf{B}_r$ ou $\mathbf{C}_r$ sont des matrices nulles les valeurs propres ne sont pas modifiées. On retrouve les valeurs propres correspondantes au modèle réduit contrôlé $(\mathbf{A}_c - \mathbf{B}_c\mathbf{K})$, aux modes négligés $\mathbf{A}_r$ et à l'observateur $(\mathbf{A}_c - \mathbf{K}_{obs}\mathbf{C}_c)$.

L'équation (5.42) montre que dans le cas des modes résiduels non excités par l'action de contrôle (actionneurs au droit des nœuds des déformées modales des modes résiduels, $\mathbf{B}_r = 0$), la réponse des modes négligés n'est pas influencée par l'action de contrôle. Dans le cas des modes résiduels non observables (capteurs posés à des endroits où les déformés modales des modes résiduels sont nulles, $\mathbf{C}_r = 0$) la réponse des modes contrôlés ainsi que de leur estimation est la même que celle du modèle réduit. Il s'ensuit que l'action de contrôle n'est pas modifiée par rapport à celle du modèle réduit. Par ailleurs, si les modes négligés ne sont que faiblement excités par l'excitation, la réponse des modes contrôlés sera très proche de celle du modèle réduit.

Aux cas où les effets de débordement peuvent s'avérer néfastes pour la qualité du contrôle, voire la stabilité du système, des méthodes essayant de diminuer ces effets défavorables peuvent être appliquées [10-12]. Par la suite, nous ne nous intéresserons pas aux méthodes de réduction des phénomènes de débordement car, comme nous allons le montrer, ils ne sont pas importants pour le type de structures qui nous intéressent.

5.3.2. Modèle à plusieurs degrés de liberté (DDL)

En première approximation, un bâtiment sismiquement isolé, à plusieurs DDL peut être modélisé comme présenté sur la Figure 5.8a. La base (second radier) est modélisée comme étant un solide rigide de masse m_b, tandis que la superstructure est considérée avoir un comportement équivalent à celui s'une poutre de masse totale m_s. Dans le cadre de cette étude, nous négligeons les moments d'inertie massique.

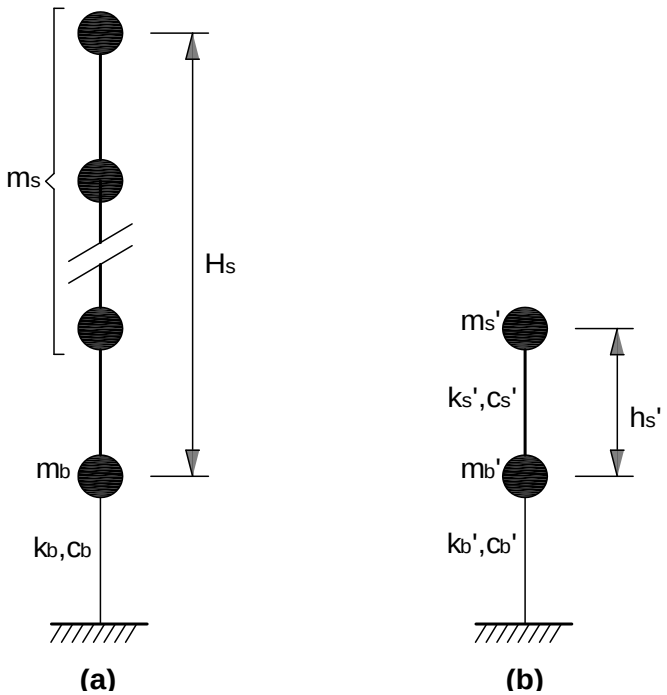


Figure 5.8. Modèles de structures : a) à plusieurs DDL ; b) à deux DDL

Les caractéristiques de la poutre représentant la superstructure sont à déterminer en fonction des propriétés modales de la superstructure. Une poutre de cisaillement et une poutre

de flexion sont les deux cas extrêmes de ce type de modélisation. Par la suite, nous ne considérerons que le cas d'une poutre de cisaillement pour deux raisons. La première raison est que, souvent les bâtiments d'une centrale nucléaire, tel que le bâtiment du bloc réacteur, sont des bâtiments raides à faible élancement, ayant par conséquent une grande souplesse de cisaillement par rapport à la souplesse de flexion. La deuxième raison est que la modélisation de la superstructure avec une poutre de cisaillement donne une densité modale plus importante que la considération d'une poutre de flexion. Ceci est illustré dans le Tableau 3 qui montre les fréquences des six premiers modes propres correspondant aux deux modélisations pour un bâtiment sismiquement isolé ayant les valeurs caractéristiques indiquées dans l'équation (5.43). Ces valeurs sont proches de celles que l'on peut rencontrer dans des cas réels.

$$f_b = 0.5Hz \quad f_s = 6Hz \quad \gamma = 0.80 \tag{5.43}$$

où :

f_b : fréquence d'isolation ;

f_s : fréquence du premier mode de la superstructure encastrée à sa base ;

γ : rapport de la masse de la superstructure sur la masse totale, $\gamma = m_s / (m_b + m_s)$.

Tableau 5.1. Fréquences propres de la structure sismiquement isolée avec deux modèles différents de la superstructure

N° mode		1	2	3	4	5	6
Fréquence (Hz)	***Poutre de cisaillement***	0.5	9.8	20.4	31.7	43.3	55
	Poutre de flexion	0.5	8.4	44.7	114	216	351

Ces résultats indiquent que la modélisation en poutre de cisaillement aura tendance à amplifier les effets de débordement étant donné que les fréquences des premiers modes négligés sont plus proches des fréquences des modes contrôlés que dans le cas d'une modélisation en poutre de flexion.

Comme il a déjà été mentionné, le modèle réduit peut être un modèle ayant comme degrés de liberté les coordonnées généralisées des premiers modes. Il est déduit du modèle complet par la simple troncature de la base modale donnée par l'équation (5.40a). En revanche, si nous utilisons un modèle réduit, composé des masses et des ressorts, comme le modèle à 2 DDL sur la Figure 5.8b, il faudra en déterminer les caractéristiques.

Pour le modèle de la Figure 5.8b, la masse de la superstructure réduite doit être la masse effective du premier mode de la superstructure à plusieurs DDL non-isolée, $m_s' = m_{eff,1}^s$. Il est à signaler que $m_{eff,1}^s = 8m_s / \pi^2$ dans le cas d'une poutre de cisaillement et $m_{eff,1}^s = m_s / 2$ dans le cas d'une poutre de flexion. La fréquence et le taux d'amortissement de la superstructure réduite sont ceux du premier mode de la superstructure à plusieurs DDL non-isolée $f_s' = f_1^s$ et $\xi_s' = \xi_1^s$, par conséquent la rigidité et l'amortissement sont : $k_s' = (2\pi f_1^s)^2 m_s'$ et $c_s' = 2\xi_1^s m_s' \omega'$. En faisant l'hypothèse que les modes négligés ont une réponse quasi statique,

la masse de la base est celle du second radier augmentée de la somme des masses effectives des modes négligés, $m'_b = m_b + (m_s - m^s_{eff,1})$. Les caractéristiques du modèle réduit sur la Figure 5.8b sont résumées dans l'équation (5.44).

$$\begin{aligned}
&m'_s = m^s_{eff,1} \\
&f'_s = f^s_1 \Rightarrow k'_s = (2\pi f^s_1)^2 m'_s \\
&\xi'_s = \xi^s_1 \Rightarrow c'_s = 2\xi^s_1 m'_s \omega'_s \\
&m'_b = m_b + (m_s - m^s_{eff,1}) \\
&f'_b = f_b \Rightarrow k'_b = (2\pi f_b)^2 (m'_b + m'_s) = (2\pi f_b)^2 (m_b + m_s) = k_b \\
&\xi'_b = \xi_b \Rightarrow c'_b = 2\xi_b (m'_b + m'_s)\omega'_b = 2\xi_b (m_b + m_s)\omega_b = c_b
\end{aligned} \tag{5.44}$$

Si l'on considère une excitation de rotation à la base (mouvement de « rocking », induit par exemple par la prise en compte de l'interaction sol-structure [4-6]), la hauteur de la masse m'_s par rapport à la base, h'_s, doit être également déterminée. Pour ce faire, on impose que, en cas d'une accélération angulaire imposée à la base, l'effort tranchant à la base de la superstructure soit le même pour le modèle de la Figure 5.8b et pour le premier mode du modèle de la Figure 5.8a :

$$m^s_{eff,1} h'_s = \frac{\tilde{m}_s \int_0^{H_s} z\phi_1(z)dz}{m^s_1} \tilde{m}_s \int_0^{H_s} \phi_1(z)dz \quad \Rightarrow \quad h'_s = \frac{\int_0^{H_s} z\phi_1(z)dz}{\int_0^{H_s} \phi_1(z)dz} \tag{5.45}$$

où :

$\tilde{m}_s$: masse linéique de la superstructure (en uniformisant la répartition de la masse totale) ;

$\phi_1(z)$: déformée modale du premier mode du modèle à plusieurs DDL ;

m_1 : masse généralisée du modèle à plusieurs DDL.

Pour une poutre de cisaillement on trouve $h'_s = 2H_s/\pi$, tandis que pour une poutre de flexion $h'_s = 0.73H_s$.

Dans la suite, nous allons examiner si la qualité du contrôle de la structure à plusieurs DDL avec un contrôleur conçu à partir d'un modèle réduit, se détériore de façon significative ou non. L'excitation sismique considérée est celle du paragraphe 5.2, c'est-à-dire l'accélérogramme artificiel avec un pic d'accélération maximale PGA égale à 0.4*g*, présenté sur la Figure 5.3.

5.3.3. Conception des contrôleurs actifs et semi-actifs

La structure à contrôler est celle sur la Figure 5.8a avec les paramètres du paragraphe précédent (poutre de cisaillement avec $f_b = 0.5Hz$, $f_s = 6Hz$ et $\gamma = 0.80$). Un taux d'amortissement critique de 5% est considéré pour tous les modes de la structure passive. Le schéma du système de contrôle en boucle fermée pour cette structure est présenté sur la Figure 5.9. La force de contrôle s'applique uniquement à la base. Le modèle réduit utilisé pour la détermination du contrôleur est un modèle à 2 DDL constitué des deux premiers modes de la structure.

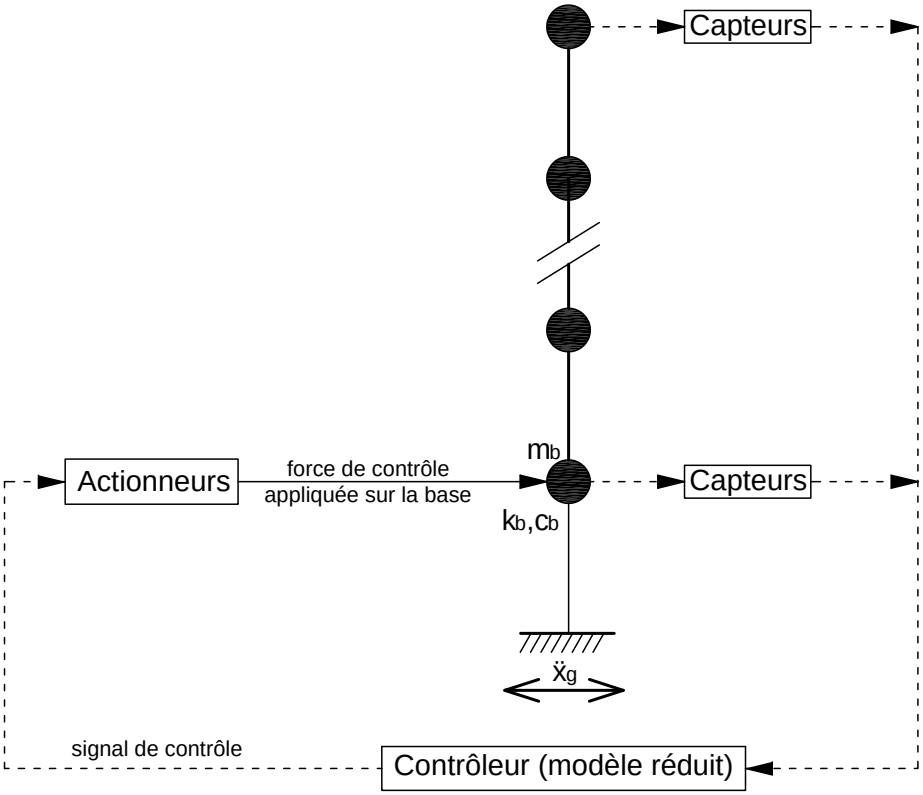


Figure 5.9. Modèle à plusieurs DDL en boucle fermée

Comme dans le paragraphe 5.2.4, la force SAC est générée par un dispositif semi-actif à amortissement variable (voir 2.3.1) et sa valeur est déterminée à partir de la force correspondant au contrôle actif. La Figure 5.10 présente le schéma général dans le cas du système SAC d'une structure à plusieurs DDL. Le cas du système actif peut être obtenu en remplaçant l'opérateur représentant l'algorithme semi-actif par l'opérateur d'identité.

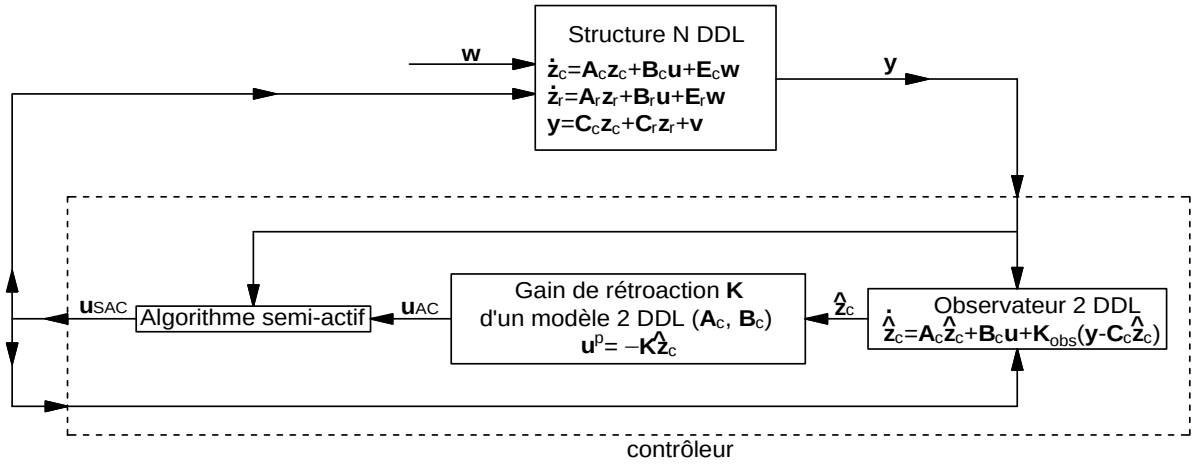


Figure 5.10. Schéma du contrôle en boucle fermée de la structure à plusieurs DDL

Pour les systèmes actifs, la force de l'actionneur u_{AC}, qui est un scalaire dans le cas de contrôle seulement à la base, est calculée en se basant sur LQR et LQG. Le principe de construire l'indice de performance J est identique à celui dans le paragraphe 5.2.2. Les

coefficients de pénalisation α et β prennent les mêmes valeurs que dans le paragraphe 5.2.2, $\alpha = 5\times10^{5}$ et $\beta = 10^{-1}$. Ces valeurs de α et β permettent à la structure d'avoir un comportement qui pour le mode isolé (premier mode, ayant une déformée modale quasi uniforme suivant la hauteur) est similaire à celui obtenu avec un appui passif $LDRB_{\xi=25\%}$, tout en évacuant les problèmes d'amplification de la réponse des modes non-isolés.

Les variantes suivantes des contrôleurs actifs optimaux sont considérées :

- LQR : les déplacements relatifs et les vitesses relatives par rapport au sol de la base et du sommet de la structure sont mesurés en supposant que le bruit est négligeable. Le contrôle est effectué sans observateur.
- LQR_{obs} : les mesures sont supposées être identiques à celle du cas précédent. Le contrôleur LQR_{obs} est utilisé en combinaison avec un observateur de Luenberger (voir 5.1.3.1) afin de tenir compte du débordement d'observation. Ce dernier point sera discuté plus loin, dans 5.3.4.
- $LQG_{dép+vit}$: le déplacement relatif et la vitesse relative par rapport au sol de la base seule sont mesurés en tenant compte du bruit de mesures. La matrice de covariance nécessaire pour la détermination du filtre de Kalman est donnée par l'équation (5.33).

Quant aux systèmes semi-actifs, nous considérons trois contrôleurs, correspondant aux trois contrôleurs actifs ci-dessus. Le même dispositif semi-actif à amortissement ajustable, présenté dans 5.2.4, est considéré.

5.3.4. Résultats

La Figure 5.11 présente les amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base pour le modèle réduit à 2 DDL et le modèle complet à plusieurs DDL (noté comme N DDL sur la figure). Les fonctions de transfert des systèmes à amortissement passif $LDRB_{\xi=5\%}$ et $LDRB_{\xi=25\%}$ sont aussi représentées sur la même figure pour des fins de comparaison avec les systèmes mixtes. On constate que presque tous les systèmes (sauf NLQR) sont beaucoup plus efficaces que les systèmes passifs dans la réduction des spectres de plancher. En effet, les systèmes mixtes combinent les avantages des deux systèmes passifs : le premier mode à une amplitude équivalente à celle du cas passif à fort amortissement $LDRB_{\xi=25\%}$ tandis que la réponse des modes supérieures est inférieure à celle du cas à faible amortissement $LDRB_{\xi=5\%}$. Par ailleurs, la comparaison avec la fonction de transfert du modèle réduit à deux DDL ne révèle aucune différence significative (sauf pour LQR), ce qui signifie qu'il n'y a pas d'effets de débordement importants.

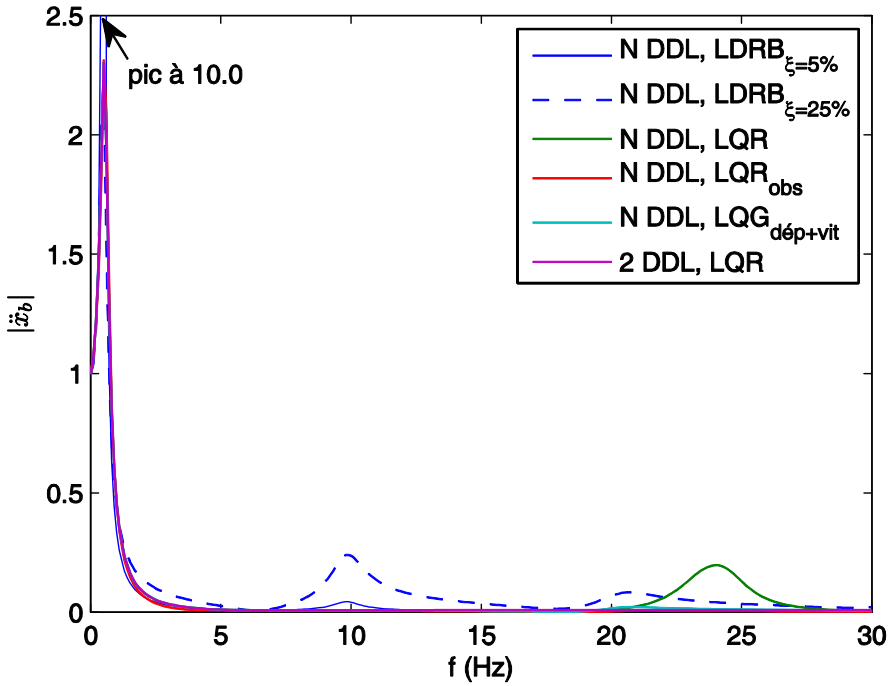


Figure 5.11. Amplitudes des fonctions de transfert de l'accélération absolue de la base du système à plusieurs DDL

Sur la Figure 5.11, on remarque que le LQR présente un pic important au voisinage de 24 *Hz*, qui se situe entre la troisième et la quatrième fréquences propres de la structure passive (voir Tableau 5.1). Cette amplification de la réponse peut s'expliquer en écrivant la relation entre la force de contrôle et les grandeurs mesurées $\mathbf{y}_c$ pour le modèle réduit :

$$u_{AC} = -\mathbf{K}\mathbf{z}_c \Rightarrow \begin{cases} u_{AC} = -\mathbf{K}(\mathbf{C}_c^{-1}\mathbf{y}_c) \\ \mathbf{y}_c = \mathbf{C}_c\mathbf{z}_c \end{cases} \tag{5.46}$$

Pour le modèle complet, en l'absence d'observateur, on ne peut qu'extrapoler cette relation :

$$\left.\begin{array}{l} u_{AC} = -\mathbf{K}(\mathbf{C}_c^{-1}\mathbf{y}) \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}_c\mathbf{z}_c + \mathbf{C}_r\mathbf{z}_r \end{array}\right\} \Rightarrow u_{AC} = -\mathbf{K}\mathbf{z}_c - \mathbf{K}\mathbf{C}_c^{-1}\mathbf{C}_r\mathbf{z}_r \tag{5.47}$$

Par conséquent, la force de contrôle réelle donnée par (5.47) est différente de celle donnée par l'équation (5.46) à cause du débordement d'observation. Dans ce cas, la contribution des modes supérieurs dans les mesures a introduit cette amplification significative. L'utilisation d'un observateur déterministe de Luenberger dans le cas du LQR_{obs} améliore clairement la fonction de transfert. L'observateur, par son terme correctif $\mathbf{K}_{obs}(\mathbf{y} - \mathbf{C}_c\hat{\mathbf{z}}_c)$, impose aux variables d'état estimées du modèle réduit (dont dépend la force de contrôle, équation (5.41)) de suivre au mieux les modes contrôlés du système complet. En effet, l'évolution de l'erreur de l'observateur, $\tilde{\mathbf{z}}_c = \mathbf{z}_c - \hat{\mathbf{z}}_c$, est donnée par la troisième équation du système (5.42). Un choix judicieux de $\mathbf{K}_{obs}$, qui ne donnera pas beaucoup de poids au terme $\mathbf{K}_{obs}\mathbf{C}_r$, diminuant ainsi l'observabilité des modes négligés, aboutira à $\hat{\mathbf{z}}_c \approx \mathbf{z}_c$. Comme

nous pouvons le constater sur la Figure 5.11, le pic au voisinage de $24Hz$ disparaît dans le cas du contrôleur LQR_{obs}. Au cas du $LQG_{dép+vit}$ où seuls le déplacement et la vitesse de la base sont mesurés avec la prise en compte des bruits, sa fonction de transfert montre que la qualité du contrôle ne s'est pas dégradée.

Sur la Figure 5.11, la courbe de la fonction de transfert du LQR_{obs} est identique à celle du $LQG_{dép+vit}$. Par conséquent, dans la suite, nous ne faisons plus la distinction entre ces deux contrôleurs. Les spectres de plancher calculés par des simulations numériques sont présentés sur la Figure 5.12.

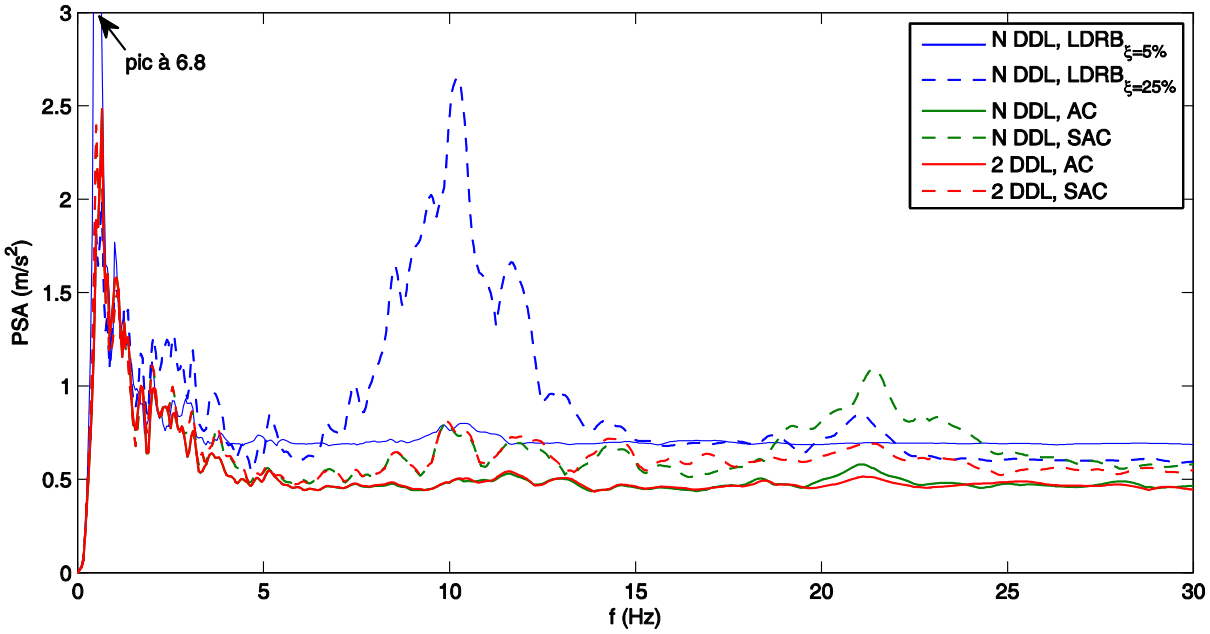


Figure 5.12. Spectres en pseudo-accélération (PSA) de la base du système à plusieurs DDL, pour un taux d'amortissement de 2%

Les spectres de plancher sur la Figure 5.12 confirment l'efficacité du contrôle actif et démontrent que le contrôle semi-actif aboutit à une amélioration satisfaisante par rapport aux systèmes passifs. Il est observé que les spectres des systèmes actifs sont systématiquement en dessous ou très légèrement au dessus de l'enveloppe des spectres de la structure passive à faible et à fort amortissement. Les systèmes semi-actifs réussissent aussi à atténuer les résonances du premier et du deuxième mode, mais ils présentent une amplification modérée au voisinage de la fréquence du troisième mode.

Par ailleurs, la comparaison avec le spectre correspondant au contrôle semi-actif du modèle à 2 DDL, ne révèle qu'une légère influence des modes négligés, traduite par la présence du pic mentionné ci-dessus au voisinage de la troisième fréquence propre.

Enfin, comme dans le paragraphe 5.25, nous avons effectués aussi des simulations avec des niveaux de bruit de mesures 10 fois supérieurs à celle mesurés en laboratoire Les résultats suivent la même tendance que les résultats de la figure 5.12.

5.4. Conclusions

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'efficacité des systèmes de contrôle actif et semi-actif sur la réduction des spectres de plancher des structures sismiquement isolées. La structure étudiée est un bâtiment, plutôt rigide, sur des appuis parasismiques élastiques. L'action de contrôle est une force horizontale appliquée à la base de la structure.

Des modèles simplifiés à 2 DDL ainsi qu'à plusieurs DDL, plus représentatifs de la structure réelle, ont été examinés. Les conclusions principales sont les suivantes :

Le contrôle actif améliore nettement, par rapport aux systèmes passifs, les spectres de plancher des structures isolées. L'amélioration reste importante lors d'une application d'un contrôleur à 2 DDL sur une structure réelle à plusieurs DDL. Cet avantage est dû au fait que, du moins avec des hypothèses de contrôle idéalisé (on néglige les temps de retard ainsi que la dynamique propre de l'actionneur), les effets de débordement sur les systèmes isolées examinés sont faibles.

L'efficacité du contrôle semi-actif pour obtenir des spectres de plancher plus favorables pour les équipements, dans une large plage de fréquences, a également été montrée pour les systèmes à deux et à plusieurs DDL. Néanmoins, les contrôleurs semi-actifs considérés ici, sont des extrapolations des contrôleurs actifs sans que les caractéristiques du dispositif semi-actif soient prises en compte lors de la minimisation de l'indice de performance. On peut, logiquement, s'attendre à ce que d'autres algorithmes, considérant, dès le début, le dispositif semi-actif comme une partie intégrée du système à contrôler, soient plus performants.

Chapitre 6. Amortisseur magnéto-rhéologique

Comme il a déjà été montré dans le chapitre précédent, la performance des systèmes de contrôle semi-actif (SAC – «Semi-Active Control ») se rapproche de celle des systèmes de contrôle actif (AC – « Active Control ») tout en ayant besoin d'une puissance beaucoup plus faible. De plus, par leur nature, les systèmes SAC ne présentent pas de risque d'instabilité comme les systèmes AC. Même dans le pire des cas, où la commande de contrôle ne fonctionnerait pas, les systèmes SAC seraient équivalents à des systèmes passifs. C'est pourquoi nous souhaitons effectuer une étude expérimentale de l'efficacité des dispositifs SAC sur la réduction des spectres de plancher d'une maquette simple (Chapitre 7). Pour ce faire nous avons décidé d'utiliser des dispositifs disponibles dans le commerce.

Parmi les dispositifs de contrôle semi-actif (voir 2.3), les amortisseurs magnéto-rhéologique (MR) présentent beaucoup d'avantages. Ce type de dispositifs a une constitution mécanique simple, une faible consommation énergétique, et une grande capacité de force d'action. Un amortisseur magnéto-rhéologique (MR) de petite taille, fabriqué par LORD Corporation [13], est utilisé par la suite dans des expériences d'identification et de. Afin de bien contrôler l'amortisseur dans les applications d'isolation sismique, nous utilisons un modèle qui est capable de caractériser le comportement non-linéaire du dispositif. Après une description de l'amortisseur MR utilisé, nous allons présenter quelques modèles de la littérature ainsi que le modèle que nous avons utilisé. La comparaison entre les résultats expérimentaux va justifier notre choix sur le modèle proposé.

6.1. Fluides magnéto-rhéologiques (MR)

Les fluides magnéto-rhéologiques (MR) sont des « matériaux intelligents » parce que leurs caractéristiques peuvent être contrôlées par l'application d'un champ magnétique. Ils sont composés d'huile (souvent à base minérale ou silicone) et des particules ferromagnétiques. Ils sont similaires aux fluides électro-rhéologiques (ER) dont les caractéristiques changent par l'application d'un champ électrique. Cependant les fluides MR sont mieux adaptés que les fluides ER pour le contrôle des structures. En effet, les amortisseur MR peuvent générer des forces beaucoup plus grande que leur pendants ER. De plus, les fluides MR sont moins sensibles que les fluides ER en ce qui concerne la variation de la température de fonctionnement et la présence d'impuretés. Ceci est illustré par la comparaison entre quelques propriétés caractéristiques de ces deux types de fluides, présentée dans le Tableau 6.1 [64]. Pour ces raisons, les fluides magnéto-rhéologiques deviennent de plus en plus répandus dans les dispositifs semi-actifs à base des fluides intelligents.

Tableau 6.1. Comparaison de quelques propriétés typiques des fluides MR et ER [64]

Propriété	Fluides MR	Fluides ER
Efforts de cisaillement max dus au champ magnétique ou électrique	50 – 100 kPa	2 – 5 kPa
Température de fonctionnement	-50°C à +150°C	+10°C à +90°C
Stabilité	Ne pas être affecté par la plupart des impuretés	Ne pas tolérer d'impuretés

En l'absence de champ magnétique, les particules ferromagnétiques se répartissent d'une façon aléatoire dans le fluide MR (Figure 6.1a) qui a un comportement d'un liquide coulant librement, dont la consistance est comme celle de l'huile. En présence d'un champ magnétique, les particules ferromagnétiques deviennent des dipôles magnétiques, qui relient

les uns aux autres pour former des chaînes en parallèle avec des flux magnétiques (Figure 6.1b). Ce phénomène solidifie l'huile et empêche le mouvement du fluide.

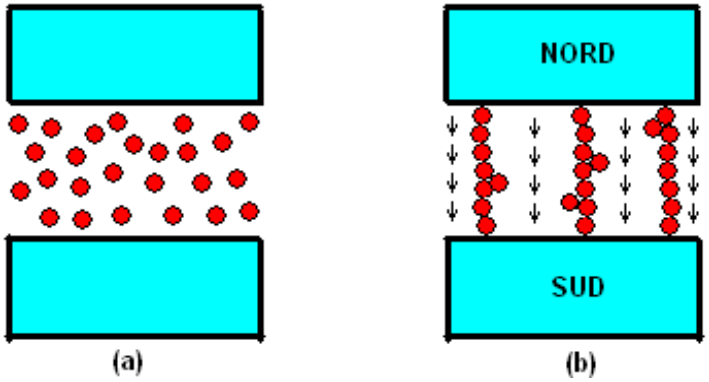


Figure 6.1. Formation des chaînes de particules ferromagnétiques dans un fluide MR : a) Sans champ magnétique ; b) Avec champ magnétique

Une fois que les chaînes ou les colonnes des particules se forment, pour que le fluide puisse couler, il faut casser ces chaînes par des forces suffisamment grandes. Ce processus est illustré sur la Figure 6.2 [65] où un fluide MR, dans un champ magnétique, est soumis à une déformation de cisaillement. Dans cette condition, les chaînes inclinent et s'allongent jusqu'à ce que les forces dans les chaînes dépassent une valeur critique au-delà de laquelle les chaînes se rompent et de nouvelles chaînes se forment. Étant donné que la formation des chaînes de particules a lieu avec des temps caractéristiques très court, les fluides MR peuvent être utilisés dans le contrôle en temps réel.

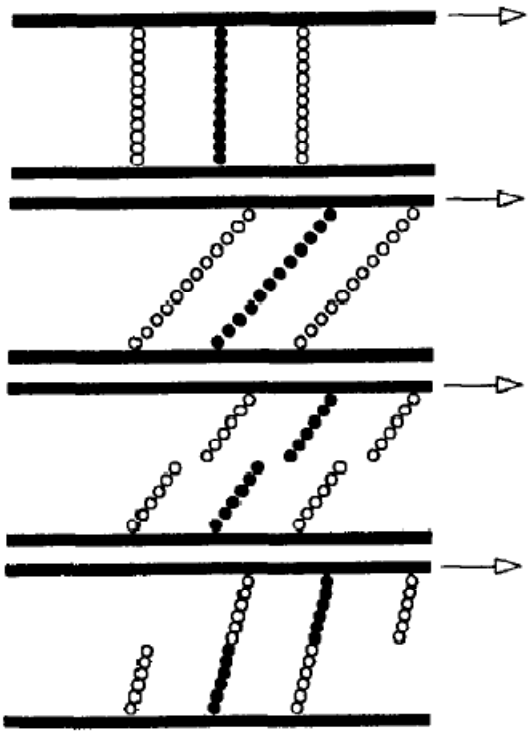


Figure 6.2. Comportement des chaînes de particules d'un fluide MR soumis à une déformation de cisaillement [65]

6.2. Fonctionnement de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR)

La Figure 6.3 présente le schéma d'un amortisseur magnéto-rhéologique (MR). Contrairement aux amortisseurs hydrauliques, les amortisseurs MR ne nécessitent pas de valves mécaniques pour contrôler le flux mais seulement des orifices permettent la circulation du fluide MR. Près des orifices, il y a des bobines électromagnétiques. Le courant électrique dans les bobines génère un champ magnétique qui influe sur le débit des fluides à travers des orifices. Plus le courant électrique est grand, plus la « viscosité apparente » de l'amortisseur MR augmente. L'amortisseur sur la Figure 6.3 est celui de monotube nécessitant un accumulateur. Cet accumulateur, sous forme d'une chambre à gaz comprimé (souvent nitrogène), permet le changement du volume interne du cylindre lors du mouvement du piston.

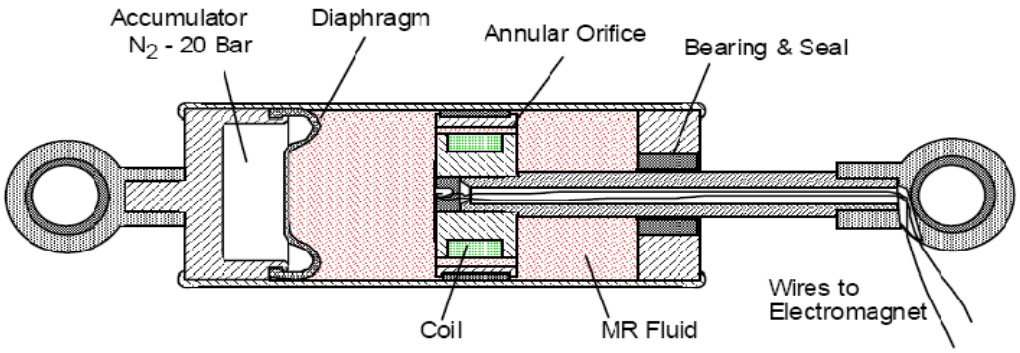


Figure 6.3. Constitution d'un amortisseur MR commercialisé [66]

L'amortisseur MR utilisé ici est le type RD-1005-3 qui est un produit de LORD Corporation [13]. C'est un mini amortisseur magnéto-rhéologique de type monotube, ayant une opération simple et une excellente longévité [13]. Le cylindre a un accumulateur contenant du nitrogène à haute pression (300 *psi*). Les longueurs minimale et maximale entre deux points de fixation sont égales à 155 *mm* et 208 *mm*, respectivement ce qui donne au piston une course de 53 *mm*. Les dimensions principales de l'amortisseur MR RD-1005-3 sont présentées sur la Figure 6.4 [13].

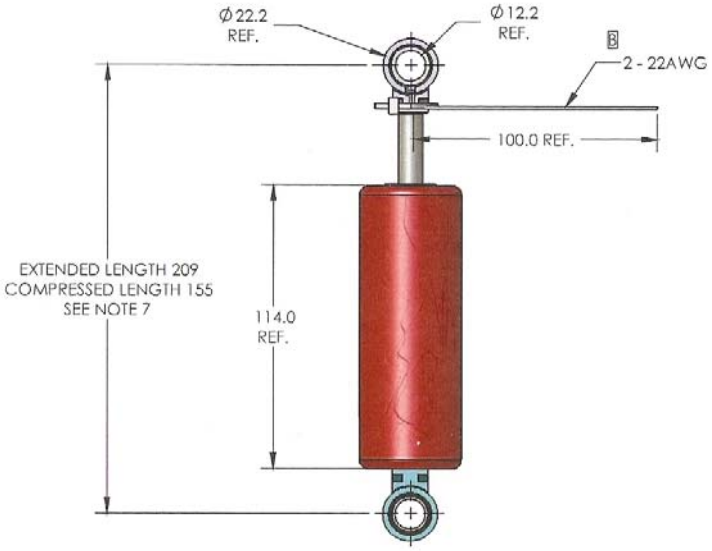


Figure 6.4. Amortisseur RD-1005-3 [13]

L'amortisseur RD-1005-3 fonctionne avec une intensité de courant de 0 A à 2 A. Bien qu'un champ magnétique soit une fonction de l'intensité (théorème d'Ampère), dans le contrôle, les commandes sont données très souvent en tension par des cartes d'acquisition. Or, la résistance de l'amortisseur n'est pas constante mais elle dépend de la température du fluide MR. Par conséquent, nous utilisons un dispositif, intitulé « Wonder Box » (Figure 6.5a), fournie par LORD Corporation pour surmonter cette difficulté. Ce dispositif, alimenté par une source électrique 12 V à l'entrée **A**, génère à sa sortie **C** une intensité constante. La sortie **C** a une valeur, dépendant, soit de la position du bouton de réglage **D** dans le cas du contrôle manuel, soit de la tension du signal de commande à l'entrée **B** dans le cas du contrôle externe. Le schéma de fonctionnement de ce dispositif dans le deuxième cas st présenté sur la Figure 6.5b. Alors, grâce à la « Wonder Box », le contrôle de l'intensité est ramené au contrôle de la tension électrique, qui est plus facile à réaliser avec les cartes d'acquisition couramment utilisées. .

La relation entre la tension électrique à l'entrée **B** et l'intensité à la sortie **C** dans le cas de contrôle externe est obtenue à partir des mesures. Elle est formulée par l'équation (6.1). Quelques valeurs typiques $U-I$ sont présentées dans le Tableau 6.2.

$$\begin{aligned} I &= 0.4336U - 0.2547 \qquad \text{si } U \geq 0.5876(V) \\ I &= 0(A) \qquad\qquad\qquad\quad \text{si } U < 0.5876(V) \end{aligned} \tag{6.1}$$

où :

I : intensité du courant à la sortie **C** de la « Wonder Box » en ampères (A) ;

U : tension électrique de contrôle externe, à l'entrée **B** de la « Wonder Box » en volt (V).

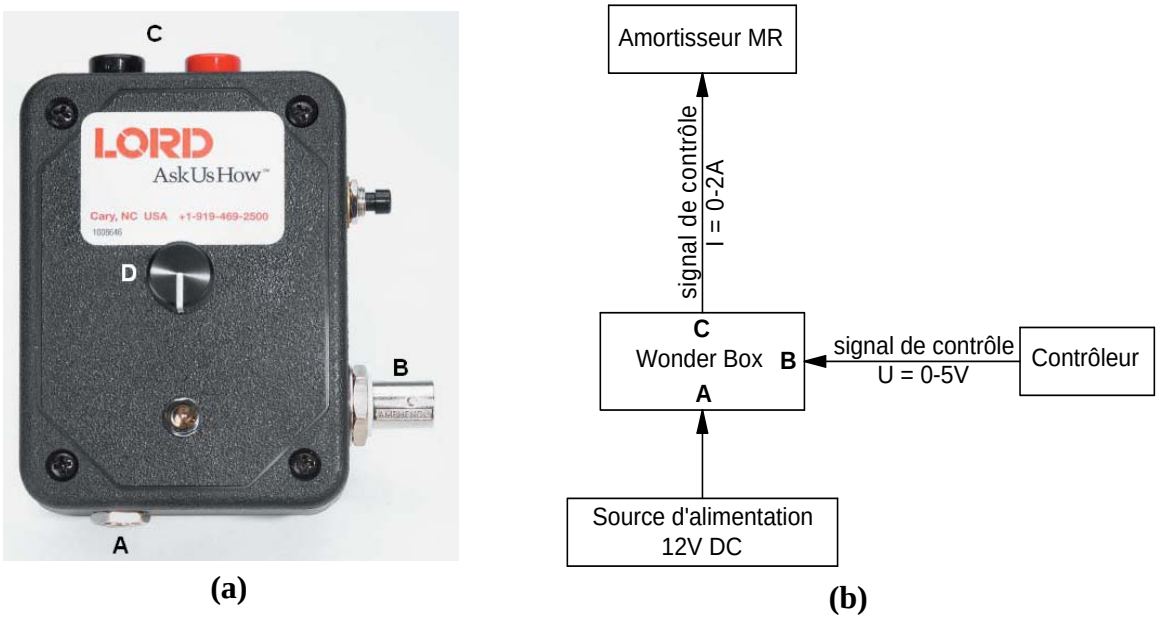


Figure 6.5. « Wonder Box » de LORD Corporation :
a) Photo d'une « Wonder Box » ; b) Schéma d'opération au mode de contrôle externe

Tableau 6.2. Quelques valeurs typiques *U–I* de la « Wonder Box »

$I(A)$	0	0.25	0.50	0.75	1	1.50	2
$U(V)$	0-0.5876	1.164	1.741	2.317	2.894	4.047	5.200

Avec la relation $U-I$ donnée par l'équation (6.1), le signal de contrôle peut s'exprimer alternativement en tension ou en intensité. Par la suite, le terme « courant de contrôle » peut être compris comme « intensité de contrôle » ou « tension de contrôle », selon le contexte.

6.3. Comportement de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR)

Le comportement de l'amortisseur MR RD-1005-3 est étudié par des essais sur une machine à vérin hydraulique de MTS Systems Corporation [67]. Les deux anneaux plastiques de fixation de l'amortisseur sont remplacés par des adaptateurs en aciers. Le montage expérimental sur la machine MTS est présenté sur la Figure 6.6.

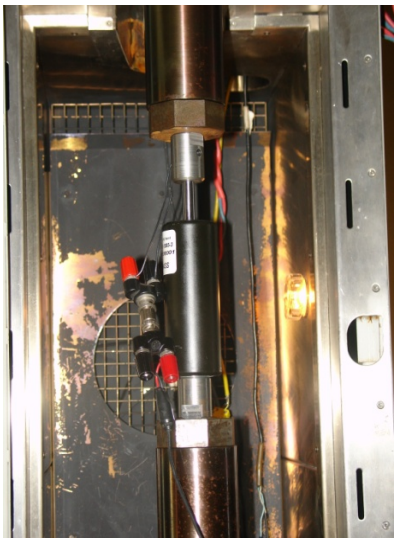
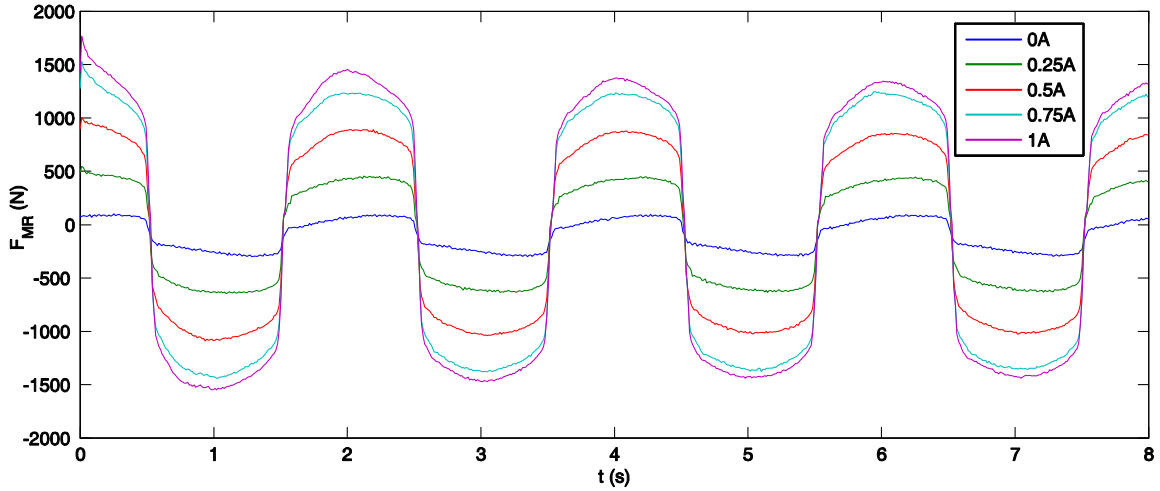


Figure 6.6. Montage de l'amortisseur MR sur la machine MTS

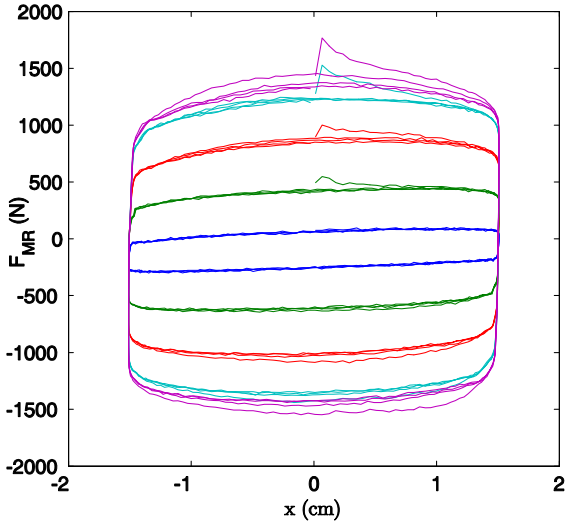
Plusieurs essais avec des déplacements sinusoïdaux imposés ont été réalisés avec différentes valeurs d'amplitude, de fréquence et de courant électrique. Pendants les essais, la force et le déplacement de l'amortisseur sont enregistrés. La vitesse est déduite de la dérivée à gauche du déplacement par rapport au temps. La Figure 6.7 présente les résultats des essais de déplacement sinusoïdal à $0.5Hz$, avec une amplitude de $\pm 1.5\,cm$, pour les courants $0A$, $0.25A$, $0.50A$, $0.75A$ et $1A$. La force magnéto-rhéologique (MR), F_{MR}, est représenté comme une fonction du temps t (Figure 6.7a), du déplacement x (Figure 6.7b) et de la vitesse $\dot{x}$ (Figure 6.7c).

Sur la Figure 6.7, l'influence du courant électrique sur la force de l'amortisseur est claire : plus le courant est grand, plus la force MR augmente. Jusqu'à la valeur de $0.75\,A$ du courant, cette augmentation est très semblable à une relation linéaire. Au-delà de $0.75\,A$, la saturation magnétique [66, 68] commence à apparaître et la force MR n'augmente plus de façon proportionnelle avec le courant.

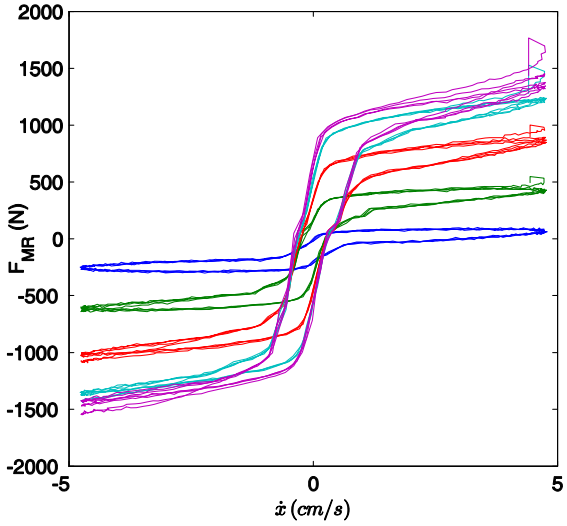
On peut remarquer aussi que la force de l'amortisseur n'est pas centrée à zéro. Ce phénomène est dû à la présence de l'accumulateur dans le cylindre de l'amortisseur (Figure 6.3). Dans le cas de l'amortisseur RD-1005-03, la pression du nitrogène atteint jusqu'à $300\,psi$, donnant des effets d'un ressort poussant le piston. Une autre remarque importante concerne la relation force-vitesse sur la Figure 6.7c. Elle n'est pas du tout linéaire comme dans les cas des amortissements visqueux. Alors, pour bien contrôler l'amortisseur MR, nous avons besoin d'un modèle qui peut caractériser les caractéristiques essentielles des comportements ci-dessus.



(a)



(b)



(c)

Figure 6.7. Force MR pour des excitations sinusoïdales à 0.5*Hz*, amplitude ±1.5*cm* : a) force-temps ; b) force- déplacement ; c) force-vitesse

6.4. Choix du modèle de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR)

La complexité des fluides MR rend très difficile leur modélisation « exacte ». Dans la littérature, il y a des modèles basés sur les équations d'un écoulement unidimensionnel d'un liquide ayant un comportement de Bingham (fluide incompressible avec un comportement rigide plastique) ou similaire [69-73]. Ces modèles peuvent reproduire dans une certaine mesure certaines caractéristiques du comportement des dispositifs MR. Néanmoins, ils n'aboutissent pas systématiquement à des résultats supérieurs à ceux des modèles phénoménologiques. En effet, même si l'on a l'impression qu'ils se rapprochent plus de la réalité, étant donné qu'ils utilisent un modèle de fluide, la physique du liquide réel est assez différente de celle décrit par un modèle de Bingham. A titre d'exemple, un modèle de Bingham appliqué à un dispositif à orifice cylindrique aboutit à des distributions de vitesse et des contraintes de cisaillement comme celles présentées sur la Figure 6.8 extraite de [69]. La « plastification » est progressive dans l'épaisseur de l'orifice. Or dans la réalité, la rupture des chaînes de particules a lieu à un seul endroit comme le montre la Figure 6.2 extraite de [65].

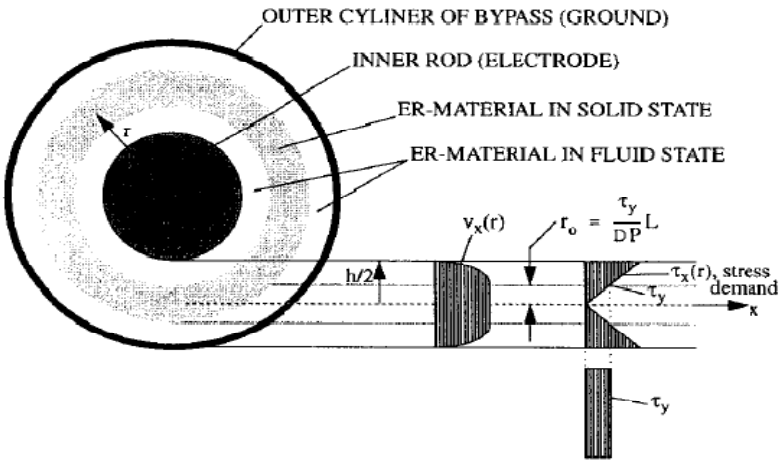


Figure 6.8. Contraintes et vitesses dans un amortisseur électro-rhéologique (ER) [69]

Il est mentionné dans [65] que même des modélisations fines très sophistiquées peuvent conduire à des écarts très importants par rapport aux observations expérimentales. C'est pourquoi nous avons préféré nous orienter vers des modèles simples phénoménologiques. L'utilisation des modèles simples nécessitant un faible temps de calcul est une nécessité dans le cas du contrôle en temps réel. Pour cette raison, nous présentons ici quelques modèles simples. Les résultats des essais dans le paragraphe précédent sont utilisés pour identifier et valider les modèles. Les paramètres des modèles sont déterminés dans le but d'approcher les courbes expérimentales par les courbes générées par ces modèles. L'identification des paramètres est faite par en utilisant les fonctions d'optimisation dans MATLAB [63].

Dans un premier temps, le modèle polynomial proposé par Choi [74] a été considéré. Il s'agit d'un modèle paramétrique. La courbe de force-vitesse (Figure 6.7c), semblable à une boucle hystérétique, est divisée en deux régions : accélération positive (boucle inférieure) et accélération négative (boucle supérieure). Pour chaque boucle, la force magnéto-rhéologique F_{MR} est formulée comme un polynôme de la vitesse $\dot{x}$ et les coefficients polynomiaux sont supposés être des fonctions linéaires de l'intensité du courant I. Le schéma du modèle polynomial est présenté sur la Figure 6.9 extraite de la référence [74].

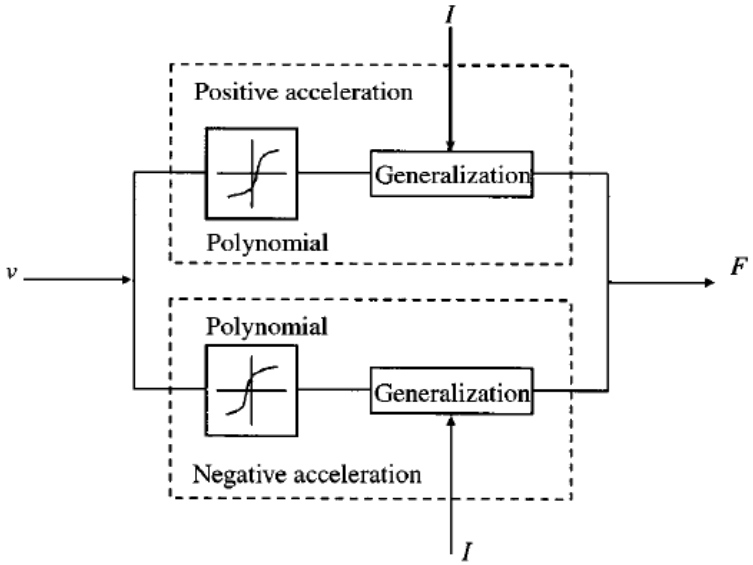


Figure 6.9. Modèle polynomial pour l'amortisseur MR [74]

La force de l'amortisseur MR dans le modèle polynomial est formulée comme suit :

$$\begin{aligned} F_{MR} &= \sum_{i=0}^{n} a_i^+ \dot{x}^i = \sum_{i=0}^{n} \left(b_i^+ + c_i^+ I \right) \dot{x}^i \qquad \text{si} \qquad \ddot{x} > 0 \\ F_{MR} &= \sum_{i=0}^{n} a_i^- \dot{x}^i = \sum_{i=0}^{n} \left(b_i^- + c_i^- I \right) \dot{x}^i \qquad \text{si} \qquad \ddot{x} < 0 \end{aligned} \tag{6.2}$$

où :

n : degré du polynôme, choisi en tenant compte de la précision du fittage et du temps de calcul, nous choisissons $n = 6$;

$a_i^+, a_i^-, b_i^+, b_i^-, c_i^+, c_i^-$: coefficients obtenus en fittant la courbe force-vitesse.

Avec la relation force-intensité électrique donnée par l'équation (6.2), le calcul inverse du courant à partir de la force MR est simple ce qui est l'avantage principal du modèle pour des applications de contrôle. Pourtant, le modèle est très sensible s'il est utilisé dans une gamme de vitesse différente de celle utilisée pour son identification. Ce phénomène est illustré sur la Figure 6.10 où les coefficients du modèle sont identifiés à partir des essais harmoniques à 1 *Hz* avec une amplitude de $\pm 0.5cm$, sous un courant de $0.25A$. Quand nous utilisons le modèle ainsi identifié pour prédire la force dans le cas d'un déplacement sinusoïdal à 0.5 *Hz* et d'amplitude $\pm 1.5cm$, on observe que le modèle est instable à grande vitesse. La stabilité peut être améliorée par le choix d'un degré du polynôme plus petit, mais cela réduit la précision du modèle à basse vitesse.

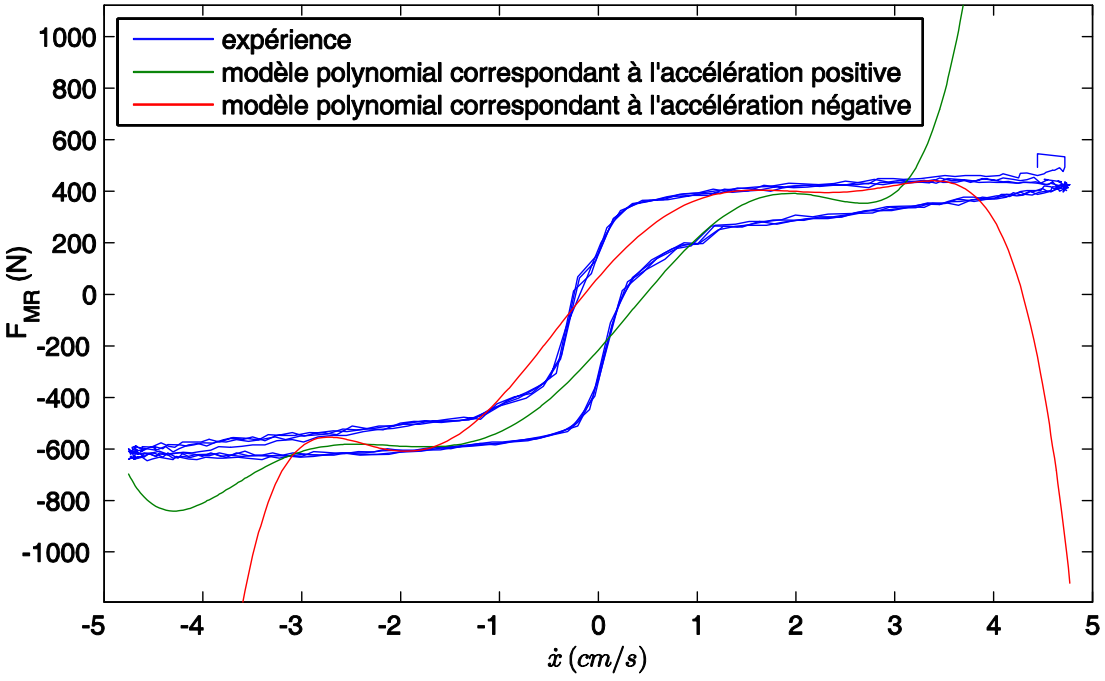


Figure 6.10. Modèle polynomial sous une excitation sinusoïdale 0.5 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm* avec un courant 0.25 *A*

L'inconvénient du modèle polynomial indique la nécessité d'un modèle qui représente mieux la physique sans être trop complexe. Des modèles basé sur le modèle de Bouc-Wen [75] peuvent répondre à cette exigence. Un modèle de ce type, désigné comme « modèle de

Bouc-Wen augmenté », est une combinaison de trois éléments en parallèle : un bloc de Bouc-Wen décrivant la non-linéarité du comportement hystérétique, un amortisseur visqueux c_0 donnant la propriété visqueuse au fluide MR, et un ressort linéaire élastique k_0 simulant l'influence de l'accumulateur sur le comportement de l'amortisseur MR. Le schéma du modèle de Bouc-Wen augmenté est présenté sur la Figure 6.12a. La force de l'amortisseur MR est donnée par :

$$F_{MR} = c_0\dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \tag{6.3}$$

où la variable z doit satisfaire à l'équation :

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x} \tag{6.4}$$

La considération d'une déformation initiale x_0 non nulle du ressort k_0, permet la prise en compte de la force initiale due à l'accumulateur.

Bien que ce modèle de Bouc-Wen augmenté se composent des éléments mécaniques pour simuler des phénomènes physiques dans l'amortisseur, il ne décrit pas bien la relation force-vitesse [76]. Nos résultats expérimentaux confirment cette observation. Ceci est illustré sur la Figure 6.11 où l'amortisseur est soumis à une excitation sinusoïdale à 0.1 *Hz*, d'amplitude ±1.5 *cm*, avec un courant 0.5 *A*. On constate que la courbe force-vitesse du modèle de Bouc-Wen augmenté n'arrive pas à suivre la courbe expérimentale.

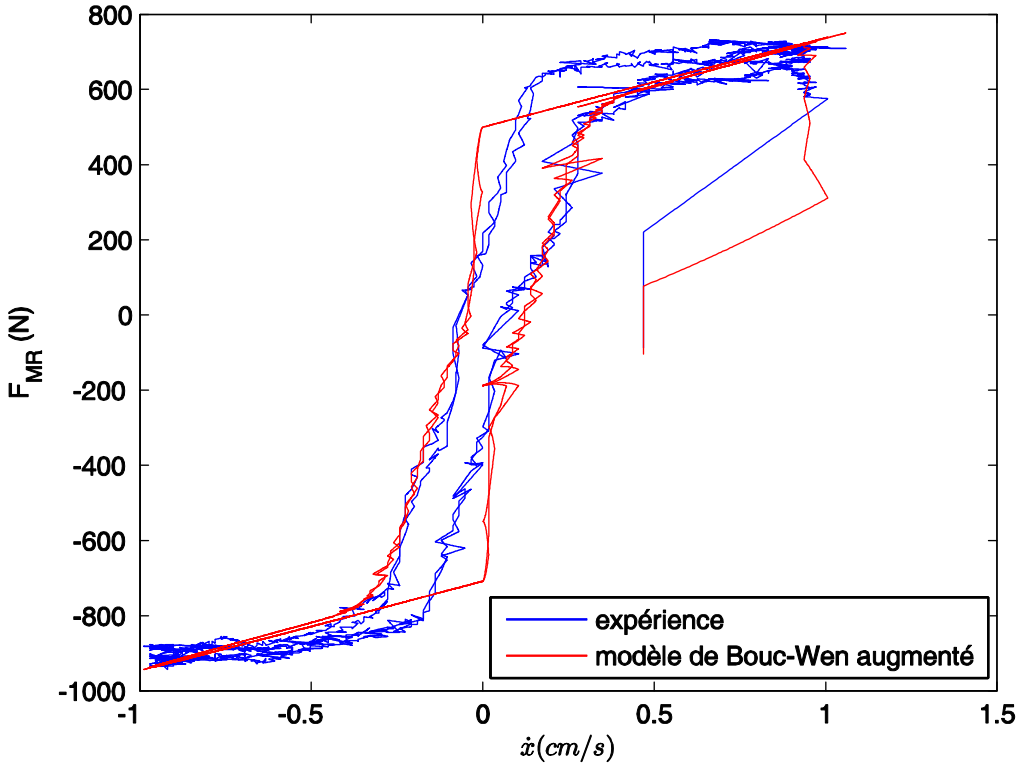


Figure 6.11. Modèle de Bouc-Wen augmenté sous une excitation sinusoïdale 0.1 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm* avec un courant 0.5 *A*

Devant ce problème, Dyke [61] a amélioré ce modèle en y ajoutant un deuxième amortisseur visqueux c_1 et un deuxième ressort k_1 pour obtenir un autre modèle, désigné ici

comme « modèle de Dyke ». Le schéma de ce modèle est présenté sur la Figure 6.12b. La force MR du modèle de Dyke est calculée par :

$$F_{MR} = c_1 \dot{x}_{interne} + k_1 (x - x_0) \tag{6.5}$$

où les variables internes doivent satisfaire aux équations :

$$\dot{x}_{interne} = \frac{\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0 (x - x_{interne})}{c_0 + c_1} \tag{6.6}$$

$$\dot{z} = -\gamma \left| \dot{x} - \dot{x}_{interne} \right| z \left| z \right|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{x}_{interne}) \left| z \right|^n + A(\dot{x} - \dot{x}_{interne}) \tag{6.7}$$

Avec le deuxième amortisseur visqueux c_1, le modèle de Dyke a réussi à mieux simuler le comportement de l'amortisseur MR [61]. Cependant, le fait d'ajouter le deuxième ressort k_1 mais toujours conserver k_0, n'a pas d'influence sur la relation force-vitesse, ni de sens physique. De plus, nous nous somme confrontés à des cas où la procédure d'optimisation fournit des valeurs négatives pour k_0. C'est pourquoi, nous proposons, sur la Figure 6.12c, une variante du modèle de Dyke en supprimant le ressort k_1. Le ressort k_0 simulant l'accumulateur est placé en parallèle avec tous les autres éléments. La force MR est calculée par :

$$F_{MR} = c_1 \frac{\alpha z + c_0 \dot{x}}{c_0 + c_1} + k_1 (x - x_0) \tag{6.8}$$

où la variable z satisfait à l'équation suivante :

$$\dot{z} = -\gamma \left| \frac{c_1 \dot{x} - \alpha z}{c_0 + c_1} \right| z \left| z \right|^{n-1} - \beta \frac{c_1 \dot{x} - \alpha z}{c_0 + c_1} \left| z \right|^n + \frac{c_1 \dot{x} - \alpha z}{c_0 + c_1} \tag{6.9}$$

Il est à noter qu'il n'y a pas de coefficient A dans l'équation (6.9) de z car $A = 1$ dans notre modèle. Cela n'influence pas la précision du modèle parce que le coefficient α peut jouer le rôle de A dans le bloc de Bouc-Wen.

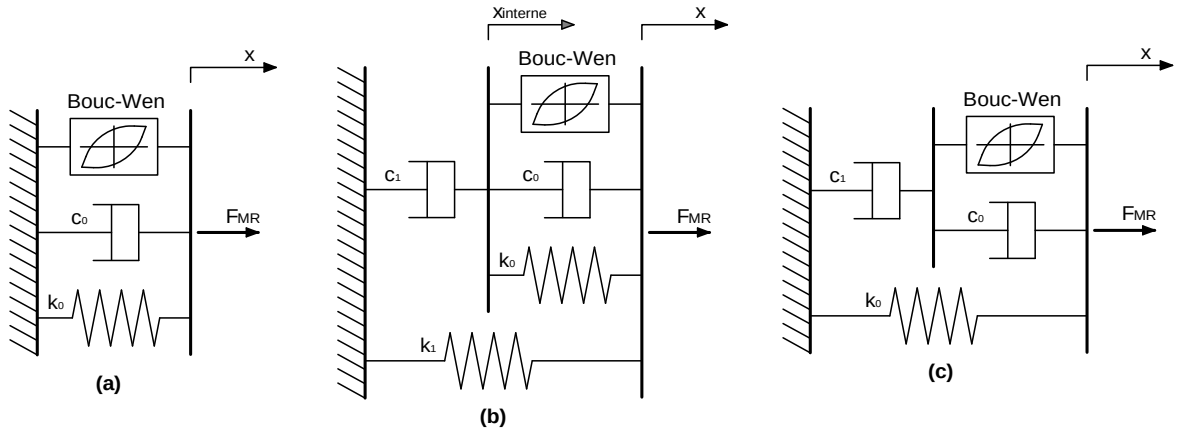


Figure 6.12. Modèles d'amortisseur MR basés sur Bouc-Wen :
a) Modèle de Bouc-Wen augmenté ; b) Modèle de Dyke [61] ; c) Modèle proposé

Les trois modèles de la Figure 6.12 sont évalués en fonction des indicateurs d'écart entre les forces MR donnés par les modèles et par les essais, sur les relations : force-temps, force-déplacement et force-vitesse. Les expressions suivantes sont utilisées pour estimer ces erreurs :

$$e_{F_{MR}-t} = \frac{\int_0^T \left(F_{MR}^{modèle} - F_{MR}^{exp}\right)^2 dt}{\int_0^T \left(F_{MR}^{exp}\right)^2 dt}$$

$$e_{F_{MR}-x} = \frac{\int_0^T \left(F_{MR}^{modèle} - F_{MR}^{exp}\right)^2 \left|\frac{dx}{dt}\right| dt}{\int_0^T \left(F_{MR}^{exp}\right)^2 \left|\frac{dx}{dt}\right| dt} = \frac{\int_0^T \left(F_{MR}^{modèle} - F_{MR}^{exp}\right)^2 |\dot{x}| dt}{\int_0^T \left(F_{MR}^{exp}\right)^2 |\dot{x}| dt} \tag{6.10}$$

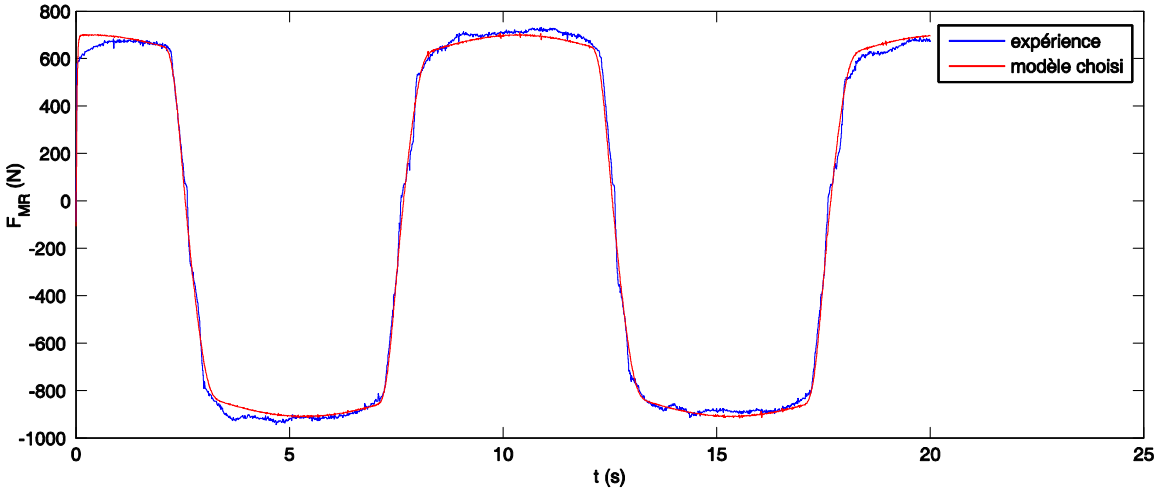
$$e_{F_{MR}-\dot{x}} = \frac{\int_0^T \left(F_{MR}^{modèle} - F_{MR}^{exp}\right)^2 \left|\frac{d\dot{x}}{dt}\right| dt}{\int_0^T \left(F_{MR}^{exp}\right)^2 \left|\frac{d\dot{x}}{dt}\right| dt} = \frac{\int_0^T \left(F_{MR}^{modèle} - F_{MR}^{exp}\right)^2 |\ddot{x}| dt}{\int_0^T \left(F_{MR}^{exp}\right)^2 |\ddot{x}| dt}$$

où $F_{MR}^{modèle}$ est la force magnéto-rhéologique (MR) calculée selon un modèle théorique et F_{MR}^{exp} est celle mesurée pendant les essais.

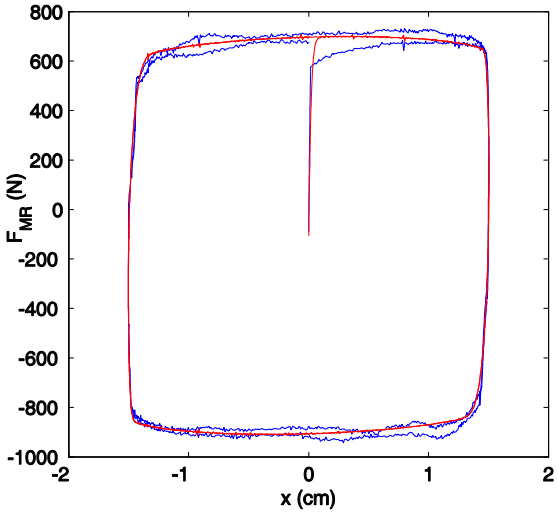
Les valeurs des indicateurs d'erreur des modèles, pour le cas d'un déplacement sinusoïdal à 0.1 *Hz* d'amplitude ±1.5 *cm* avec un courant 0.5 *A*, sont présentées dans le Tableau 6.3. Dans tous les cas, le modèle proposé est aussi bon que le modèle original de Dyke, et ces deux modèles sont plus précis que le modèle de Bouc-Wen augmenté. Alors, le modèle proposé sur la Figure 6.12c sera utilisé pour simuler le comportement de l'amortisseur magnéto-rhéologique. La Figure 6.13 présente la comparaison entre les courbes générées par le modèle choisi et celles de l'essai.

Tableau 6.3. Normes d'erreurs des modèles d'amortisseur MR (excitation sinusoïdale 0.1 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm*, sous courant 0.5 *A*)

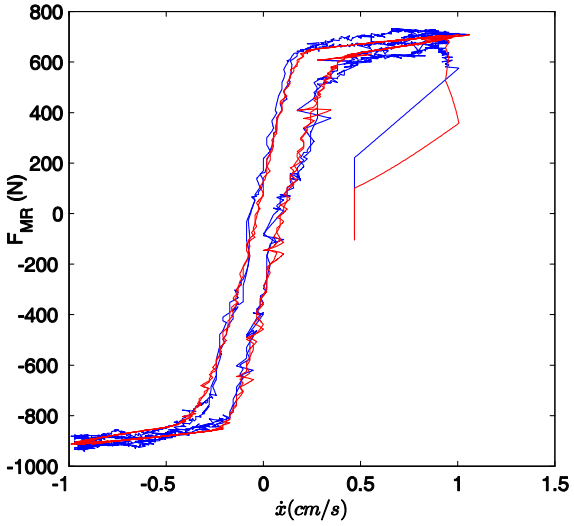
Modèle	$e_{F_{MR}-t}$ **(%)**	$e_{F_{MR}-x}$ **(%)**	$e_{F_{MR}-\dot{x}}$ **(%)**
Modèle de Bouc-Wen augmenté	0,8145	0,2906	0,8974
Modèle de Dyke	0,2345	0,1602	0,6776
Modèle proposé	0,2344	0,1600	0,6691



(a)



(b)



(c)

Figure 6.13. Modèle choisi sous une excitation sinusoïdale 0.1 *Hz*, amplitude ±1.5 *cm*, avec un courant 0.5 *A* : a) force-temps ; b) force- déplacement ; c) force-vitesse

6.5. Influence du courant électrique sur le modèle d'amortisseur magnéto-rhéologique (MR)

Lors du contrôle en temps réel, l'amortisseur MR est soumis à des variations du courant électrique. Afin d'appliquer le modèle choisi au cas général où la tension de contrôle (ou l'intensité équivalente selon l'équation (6.1)) n'est pas constant, à condition que la saturation magnétique n'apparaisse pas encore (voir paragraphe 6.3), les relations affines suivantes sont supposées :

$$\begin{aligned} c_0 &= c_0(U_{eff}) = c_{0a} + c_{0b}U_{eff} \\ c_1 &= c_1(U_{eff}) = c_{1a} + c_{1b}U_{eff} \\ \alpha &= \alpha(U_{eff}) = \alpha_a + \alpha_b U_{eff} \end{aligned} \tag{6.11}$$

où :

$c_{0a}, c_{0B}, c_{1a}, c_{1b}, \alpha_a, \alpha_b$: paramètres à déterminer du modèle d'amortisseur ;

U_{eff} : tension électrique effective dont l'effet sur le comportement de l'amortisseur MR est immédiat, sans temps de réponse.

En réalité, l'amortisseur MR n'atteint jamais ses caractéristiques correspondant à une valeur de courant donné de façon instantanée quand une variation de tension électrique est imposée à la « Wonder Box ». Afin de tenir compte du temps de réponse nécessaire pour que le fluide MR atteigne un équilibre rhéologique quand il est soumis à un changement de tension électrique un filtre du premier ordre est considéré :

$$\dot{U}_{eff} = -\eta\left(U_{eff} - U\right) \tag{6.12}$$

où :

η : constante du filtre à déterminer ;

U : tension électrique réelle envoyée à la « Wonder Box » pour piloter l'amortisseur.

Les résultats d'essais que nous avons effectués nous mêmes ainsi que les résultats dans [77] montrent que le temps de réponse sous un brusque changement de courant dépend fortement de l'amplitude du changement. Dans ces essais, l'amortisseur est soumis à des déplacements imposés dont l'évolution temporelle a des formes triangulaires afin de créer des vitesses constantes comme sur la Figure 6.14.

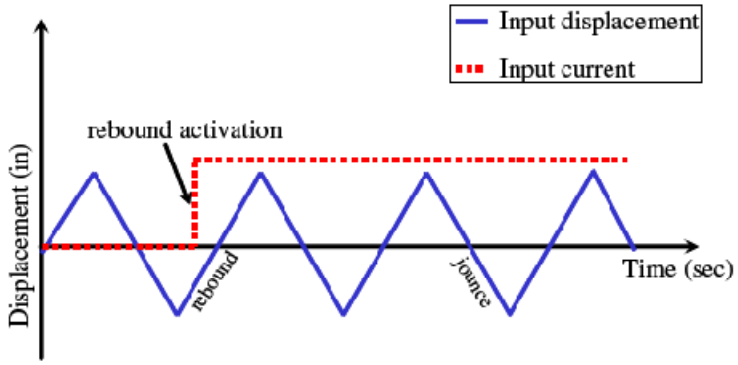


Figure 6.14. Illustration des essais à vitesse constante avec un saut de courant électrique dans [77]

En particulier dans [77], on montre que ce déphasage entre la commande et la réponse est dû, principalement à deux raisons : temps de réponse du fluide MR au changement de courant et temps de réponse lu système électronique (pilotage du système hydraulique, « Wonder Box »…). Les résultats de [77] montrent que le temps de réponse total est régi par le temps de réponse du fluide au changement de courant, le temps de réponse associé à l'électronique étant plus faible. Comme on peut l'observer sur la Figure 6.15, contrairement à l'intuition, le temps de réponse diminue avec l'amplitude du changement de courant. L'influence de cette caractéristique sur la réponse du système contrôlé sera discutée dans le Chapitre 7. Bien évidement le comportement décrit ci-dessus n'est pas celui d'un filtre du premier ordre qui donne toujours un temps de réponse indépendant du pas de changement. Néanmoins, dans cette étude nous utilisons le filtre du premier ordre pour tenir compte de façon approximative du temps de réponse.

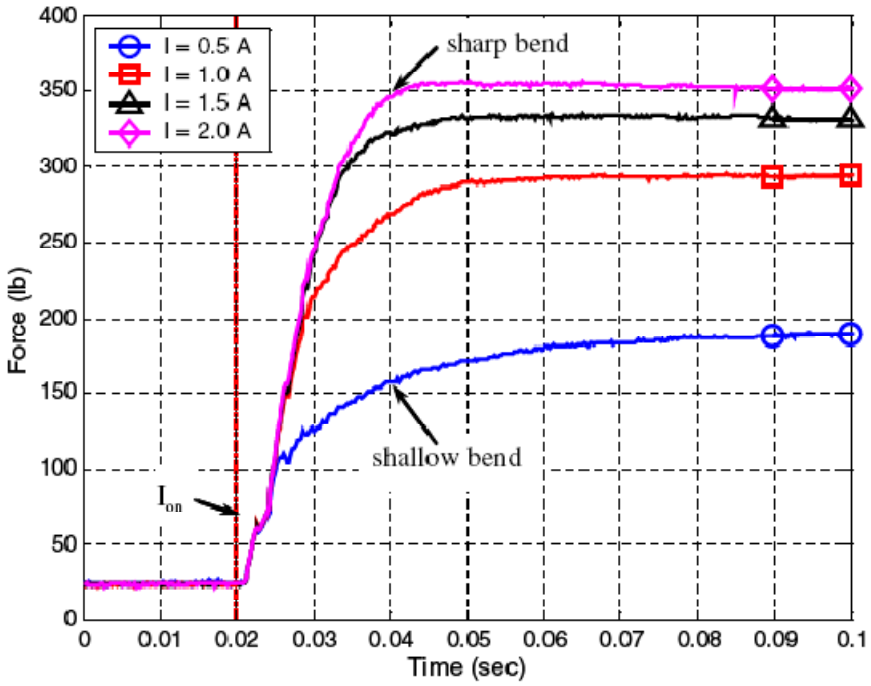


Figure 6.15. Temps de réponse de l'amortisseur MR pour différentes valeurs de courants [77]

6.6. Identification des paramètres et contrôle de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR)

Le modèle adopté a douze paramètres qui doivent être identifiés : $x_0, k_0, c_{0a}, c_{0b}, c_{1a}, c_{1b}, \alpha_a, \alpha_b, \gamma, \beta, n, \eta$. L'amortisseur MR est monté sur une maquette (voir la description au Chapitre 7) sur table vibrante qui est soumise à une série d'excitations de bruit blanc. L'identification à partir de cette configuration a été préférée à celle sur la configuration de la Figure 6.6 parce que la machine de la Figure 6.6 présentait de limitations importantes quant à l'amplitude des vitesses réalisables. En fait, cette machine hydraulique ne peut pas générer des vitesses supérieures à $6\,cm/s$ .Pendant les essais, différentes valeurs de courant sont imposées. Le déplacement et la vitesse sont mesurés. Les paramètres du modèle sont ensuite identifiés par optimisation non-linéaire avec MATLAB [63] en minimisant l'écart avec les courbes expérimentales. Les résultats de l'optimisation sont présentés dans le Tableau 6.4.

Tableau 6.4. Paramètres du modèle d'amortisseur choisi

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
$x_0(m)$	0.035	$\alpha_a(N/m)$	–751705.385
$k_0(N/m)$	5720.457	$\alpha_b(N/m.V)$	2162325.995
$c_{0a}(N.s/m)$	29.587	$\gamma\left(cm^{-2}\right)$	138669326.117
$c_{0b}(N.s/m.V)$	1721.704	$\beta\left(cm^{-2}\right)$	–97517578.305
$c_{1a}(N.s/m)$	18678.091	n	2
$c_{1b}(N.s/m.V)$	198510.847	$\eta\left(s^{-1}\right)$	20.667

Le modèle MR identifié est cohérant avec les réponses expérimentales. Un exemple de ce bon accord entre le modèle et l'amortisseur RD-1005-3 est montré sur la Figure 6.16, où la réponse de l'amortisseur et celle du modèle, soumis à un bruit blanc, sont comparées.

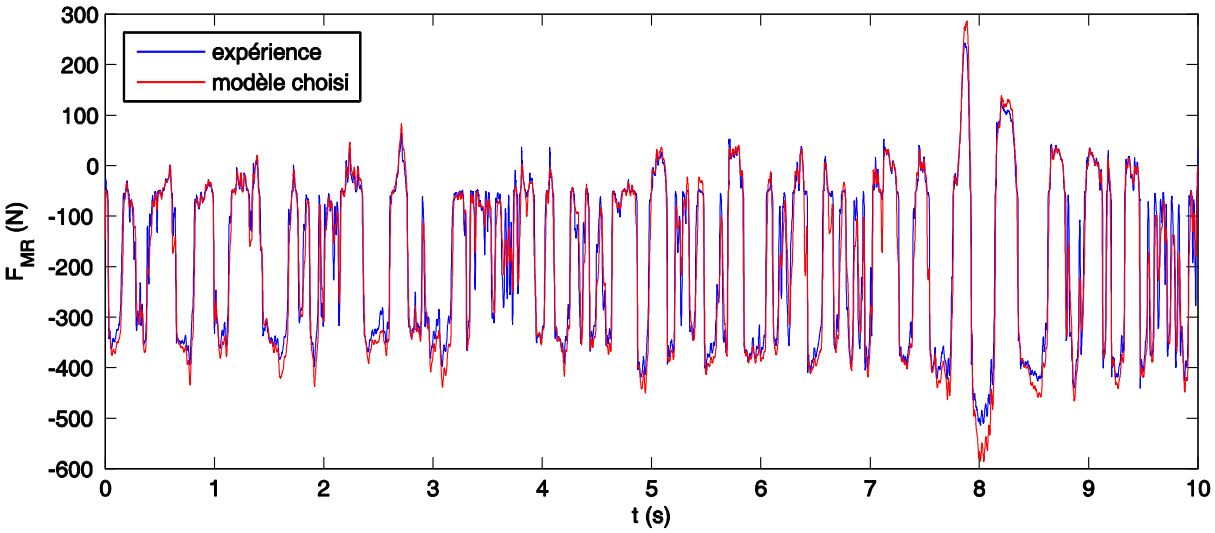


Figure 6.16. Comparaison entre la réponse de l'amortisseur MR et celle du modèle, soumis à un bruit blanc (*I* = 0.05 *A* pour *t* < 5*s*, *I* = 0.1 *A* pour *t* > 5*s*)

L'étape suivante est de déterminer la tension électrique à appliquer sur l'amortisseur MR pour qu'il génère la force demandée par le contrôleur semi-actif. Comme il est très difficile d'inverser d'un modèle d'amortisseur MR, le contrôle bang-bang est souvent utilisé pour commander l'amortisseur [11, 61, 78]. Cette stratégie de contrôle nécessite la mesure de la force MR. La valeur mesurée F_{MR} est ensuite comparée avec la force u_{AC}, estimée à partir d'un algorithme de contrôle actif. En fonction du résultat de cette comparaison, une tension électrique de commande, soit 0 *V*, soit $U_{\max}$, sera généré comme suit :

$$\begin{aligned} U &= 0 \qquad \text{si } \left(u_{AC} - F_{MR}\right) F_{MR} < 0 \\ U &= U_{\max} \qquad \text{si } \left(u_{AC} - F_{MR}\right) F_{MR} \geq 0 \end{aligned} \tag{6.13}$$

où $U_{\max}$ est choisi en fonction des limites de la capacité du dispositif et de la performance du contrôleur qui en résulte.

L'avantage du contrôle bang-bang est sa simplicité car il fonctionne sans avoir besoin d'un modèle d'amortisseur. Pourtant, il peut probablement ajouter de hautes fréquences à cause des changements brutaux de la commande. C'est pourquoi, nous considérons ici une autre méthode, abordée dans [79, 80], pour contrôler l'amortisseur MR d'une façon plus régulière. Selon les équations (6.8), (6.11) et (6.12), au moment $t = t_i$, la force MR s'écrit :

$$F_{MR}(t_i, U) = c_1(U)\frac{\alpha(U) z(t_i) + c_0(U)\dot{x}(t_i)}{c_0(U) + c_1(U)} + k_1\left(x(t_i) - x_0\right) \tag{6.14}$$

Or, U est une inconnue dont la valeur varie de 0 à $U_{\max}$. Pour la déterminer, nous utilisons N valeurs de tension entre 0 et $U_{\max}$ pour calculer N valeurs correspondantes de la

force MR. La tension électrique qui génère la force la plus proche à la force souhaitée, u_{AC}, sera appliquée pour le contrôle dans ce pas de temps. Cette procédure est résumée comme suit:

$$\begin{aligned}
&U_1 = 0 && \rightarrow F_{MR}(t_i, U_1) \\
&U_2 && \rightarrow F_{MR}(t_i, U_2) \\
&\vdots \\
&U_j && \rightarrow F_{MR}(t_i, U_j) \approx u_{AC} \rightarrow U = U_j \\
&\vdots \\
&U_{N-1} && \rightarrow F_{MR}(t_i, U_{N-1}) \\
&U_N = U_{\max} && \rightarrow F_{MR}(t_i, U_N)
\end{aligned} \tag{6.15}$$

Pour un contrôle précis, le nombre d'incréments de tension, *N+1* doit être choisi le plus grand possible tout en tenant compte de la puissance du calcul de l'ordinateur de contrôle. La puissance de calcul d'un ordinateur personnel aujourd'hui est tout à fait suffisante pour cette procédure et l'amortisseur MR peut être contrôlé de façon quasi continue en temps réel. Dans le chapitre suivant, nous allons utiliser les résultats d'identification, présenté ici, dans des essais de contrôle semi-actif d'une maquette à 2 DDL.

6.7. Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu succinct des propriétés des fluides magnéto-rhéologiques et de leur application dans des amortisseurs semi-actifs. Les amortisseurs MR ont un comportement fortement non-linéaire qui crée des difficultés en ce qui leur modélisation et leur utilisation pour le contrôle des structures en temps réel. Quelques modèles de la littérature ont été présentés et un modèle amélioré à partir d'un modèle existant a été choisi. Ce modèle peut donner des résultats des simulations numériques qui sont en bonne cohérence avec ceux des expériences. Deux stratégies pour commander l'amortisseur MR, le contrôle bang-bang et le contrôle continue, sont aussi présentées pour les essais au Chapitre 7.

Chapitre 7. Expériences de contrôle semi-actif

L'objectif de ce chapitre est d'implémenter un système de contrôle semi-actif (SAC) à une structure sismiquement isolé simple et d'étudier son influence sur les spectres de plancher. Une série d'expériences a été réalisée sur une des tables de vibration du laboratoire d'Études de Mécanique Sismique (EMSI) au Commissariat à l'Énergie Atomique (CEA). Le dispositif semi-actif est l'amortisseur magnéto-rhéologique RD-1005-3 dont l'identification a été présentée au chapitre précédent.

7.1. Montage expérimental

Lors de ces expériences, nous avons souhaité avoir une maquette la plus simple possible. C'est pourquoi nous avons utilisée une maquette à 2 DDL. Une modélisation schématique de la configuration expérimentale est présentée sur la Figure 7.1 7.1. La correspondance entre les paramètres de ce modèle simple et d'une structure réelle à plusieurs DDL est discutée au paragraphe 5.3.2 (équations (5.44)).

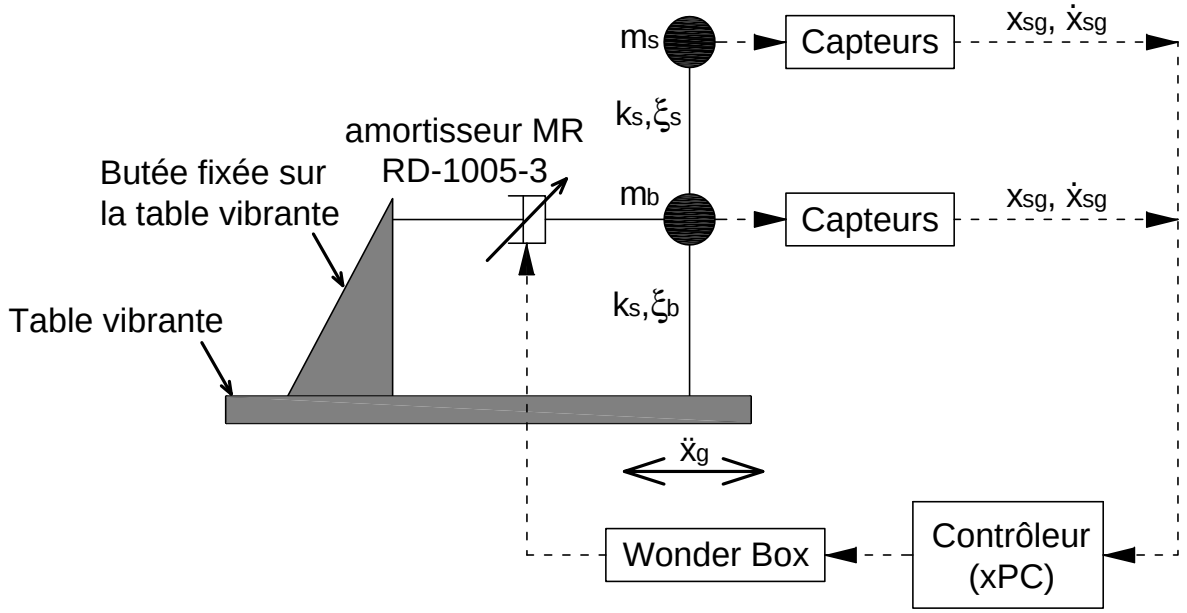
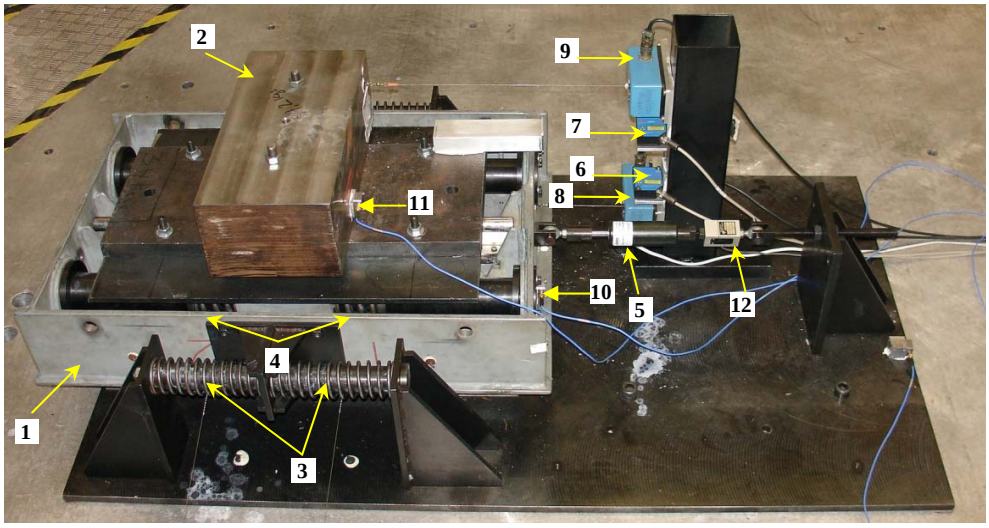


Figure 7.1. Schéma de la configuration expérimentale

Les accélérations absolues, les vitesses relatives et les déplacements relatifs par rapport au sol (ou par rapport à la table vibrante dans ce cas), de la superstructure m_s et de la base m_b sont mesurés. Pour cela, nous utilisons deux accéléromètres, deux capteurs de vitesse à fils et deux capteurs laser de déplacement. Pour éviter le phénomène de repliement de spectre, les signaux analogiques des capteurs sont filtrés par un filtre passe-bas avec une fréquence de coupure de 800 *Hz* avant d'être échantillonnés à une fréquence de 2000 *Hz*. Ces données de mesures, sous forme des signaux numériques, sont ensuite envoyées à un ordinateur de contrôle.

Les algorithmes de contrôle sont implémentés dans Simulink [81]. Nous utilisons ici un ordinateur personnel ordinaire, équipé avec le logiciel xPC de MathWorks [82] pour exécuter les algorithmes de contrôle en se basant sur les données de mesure reçues. Pour recevoir et envoyer les signaux électriques, cet ordinateur est doté d'une carte d'acquisition NI PCI-6030E de National Instruments [83]. Par cette carte d'acquisition, les commandes de contrôle, en tension de 0 *V* à 5 *V*, sont envoyés au dispositif de contrôle du courant « Wonder Box » (voir 6.2). Ce dispositif, génère un courant d'intensité correspondant à la tension de

commande (équation (6.1)) afin de changer le comportement mécanique de l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR). Le modèle à 2 DDL de la Figure 7.1, a été matérialisé avec la maquette présentée sur la Figure 7.2.



1, **2 :** masses représentant la base et la superstructure

3, **4 :** ressorts de la base et de la superstructure

5 : amortisseur magnéto-rhéologique (MR)

6, **7 :** capteurs laser pour mesurer les déplacement à la base et à la superstructure

8, 9 : capteurs à fils pour mesurer les vitesses à la base et à la superstructure

10, 11 : accéléromètres pour mesurer les accélérations absolues à la base et à la superstructure

12 : cellule de force pour l'amortisseur MR

Figure 7.2. Montage de la maquette de contrôle semi-actif (SAC)

La maquette est constituée de deux masses : la masse (**1**) représentant la base m_b et la masse (**2**) représentant la superstructure m_s. La base peut se déplacer sur des rails à faible coefficient de frottement (à roulement) fixés sur la table vibrante, tandis que la superstructure se déplace sur des rails fixés sur la base. Le fait d'utiliser les rails permet d'éliminer la rotation des masses et d'obtenir ainsi deux DDL de translation pure. Deux paires de ressorts identiques (**3**), placés entre la masse et la table vibrante, représentent la raideur k_b des appuis. Deux autres paires de ressorts (**4**) plus rigides, se situant entre la masse (**2**) et (**1**), représentent la rigidité k_s de la superstructure.

7.2. Caractérisation de la maquette

Le choix de la valeur de masses m_b, m_s doit être tel que l'on obtient un rapport de masse réaliste. Néanmoins, comme la maquette sur la Figure 7.2 est obtenue par la modification d'une autre maquette existante pour minimiser le coût de fabrication, il y a aussi des limites sur la capacité portante de la maquette. Deux configurations de masses ont été considérées :

$$\begin{aligned} &m_b = 125.95(kg) \qquad m_s = 183.65(kg) \qquad \gamma = 0.59 \\ &\qquad\qquad \text{ou} \\ &m_b = 125.95(kg) \qquad m_s = 358.05(kg) \qquad \gamma = 0.74 \end{aligned} \tag{7.1}$$

En ce qui concerne les fréquences de la maquette, il serait préférable d'avoir $f_b \approx 0.5Hz$ et $f_s \approx 4(Hz)$ puisque ces fréquences sont proches de la réalité. Les ressorts utilisés doivent être suffisamment souples pour donner une faible fréquence d'isolation, tout en ayant une capacité d'allongement supérieure à la course de l'amortisseur MR pour avoir la possibilité d'utiliser ce dernier à sa capacité maximale. Malheureusement, avec les masses choisies dans l'équation (7.1), il n'a pas été possible de se procurer des ressorts qui satisfont ces deux exigences. Deux configurations de ressorts, chacune se composant de quatre ressorts à la base et quatre à la superstructure, ont été considérées, correspondant aux rigidités suivantes :

$$\begin{aligned} k_b &= 4\times 4070 = 16280(N/m) \qquad k_s = 4\times 116300 = 465200(N/m) \\ &\text{ou} \\ k_b &= 4\times 19280 = 77120(N/m) \qquad k_s = 4\times 500960 = 2003840(N/m) \end{aligned} \tag{7.2}$$

Ainsi, il y a quatre configurations de la maquette à 2 DDL. Les résultats de ces quatre configurations expérimentales présentent la même tendance c'est pourquoi seuls les résultats pour une configuration sont présentés. La configuration présentée correspond à :

$$\begin{aligned} f_b &= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_b}{m_b+m_s}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{16280}{125.95+183.65}} = 1.15(Hz) \\ f_s &= \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_s}{m_s}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{465200}{183.65}} = 8.01(Hz) \end{aligned} \tag{7.3}$$

Il s'ensuit que les fréquences des modes propres sont :

$$f_1 = 1.15(Hz) \qquad f_2 = 12.64(Hz) \tag{7.4}$$

Nous avons effectués des essais d'identification de la maquette afin de déterminer les fréquences propres et l'amortissement. Dans tous les essais d'identification de la maquette à 2 DDL, l'amortisseur MR est démonté. Les essais réalisés sont :

- Essai de lâcher : la base m_b et la superstructure m_s sont libres. La base est tirée hors de la position neutre, puis lâchée et les oscillations libres sont enregistrées. Quelques résultats de l'essai de lâcher sont présentés sur la Figure 7.3.
- Essai de choc à base libre : la base m_b et la superstructure m_s sont libres. La superstructure est excitée par un marteau de choc. Quelques résultats de l'essai de choc à base libre sont présentés sur la Figure 7.4.
- Essais de choc à base bloquée : la base m_b est fixée par rapport au sol (ou bien par rapport à la table vibrante). En suite, la démarche expérimentale est identique à celle des essais de choc avec base libre. Quelques résultats de l'essai de choc à base bloquée sont présentés sur la Figure 7.5.

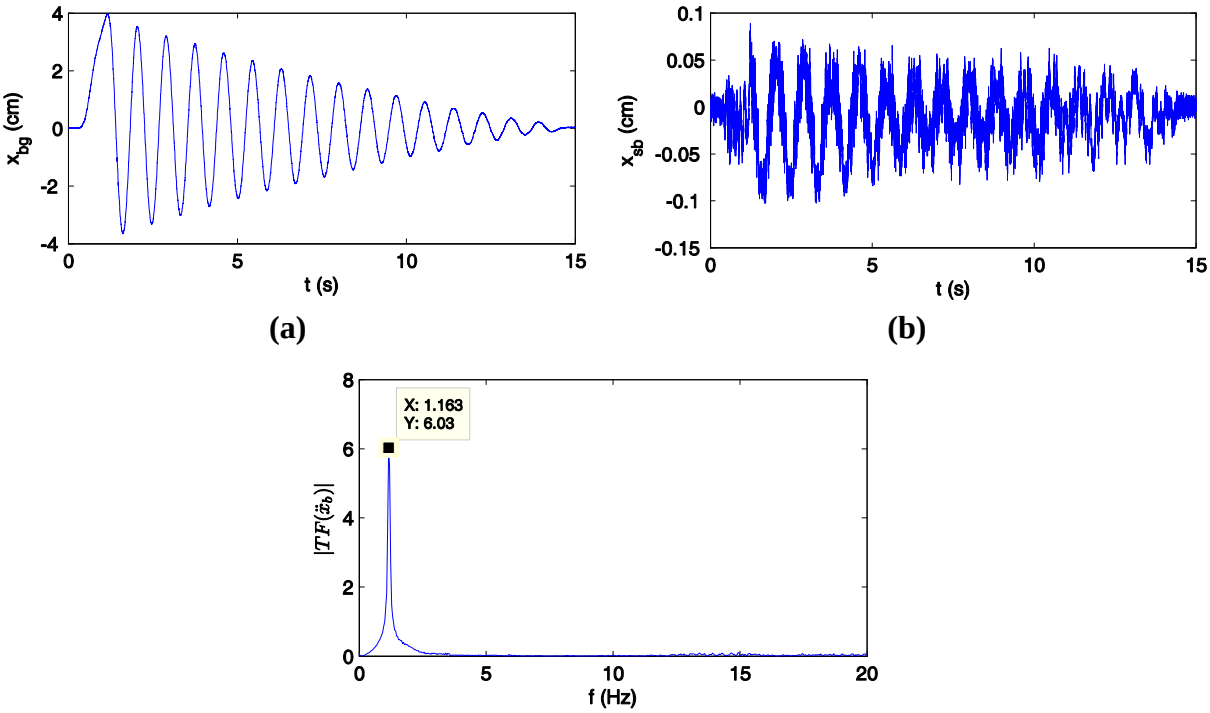


Figure 7.3. Essai de lâcher : a) déplacement relatif de la base par rapport au sol ; b) déplacement relatif de la superstructure par rapport à la base ; c) module de la transformée de Fourier (TF) de l'accélération absolue de la base

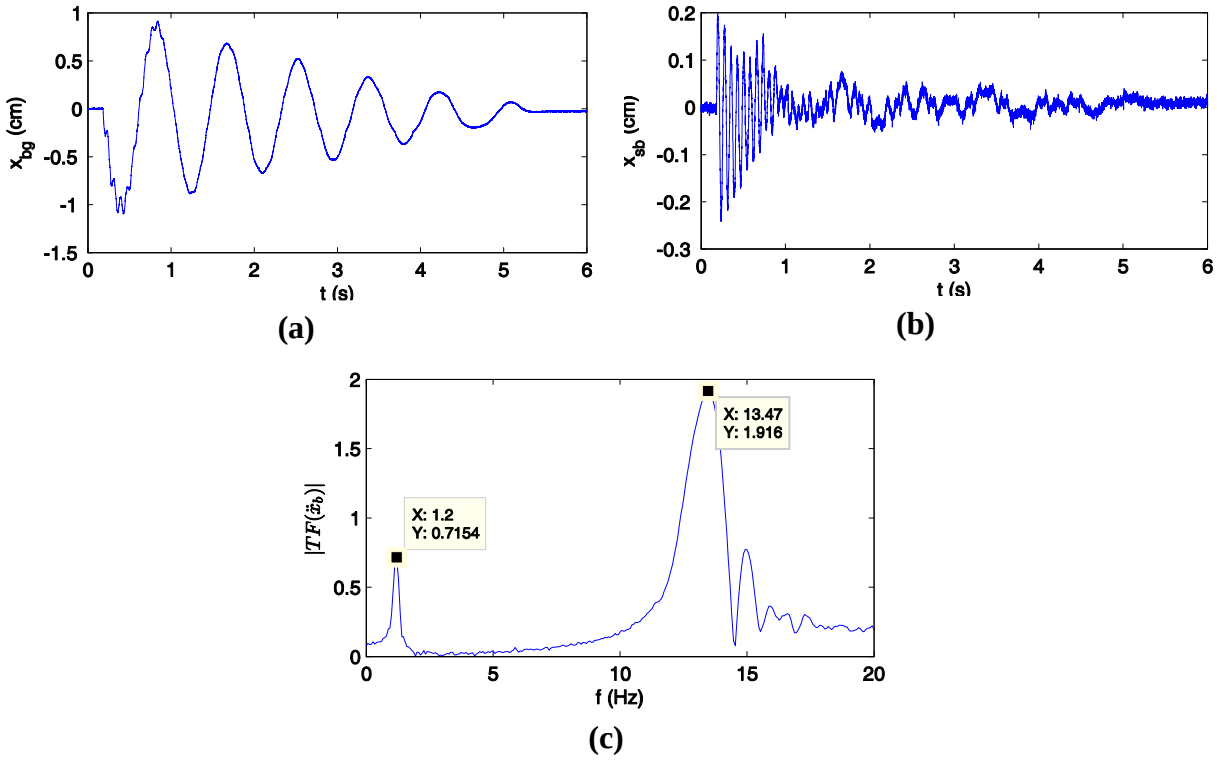
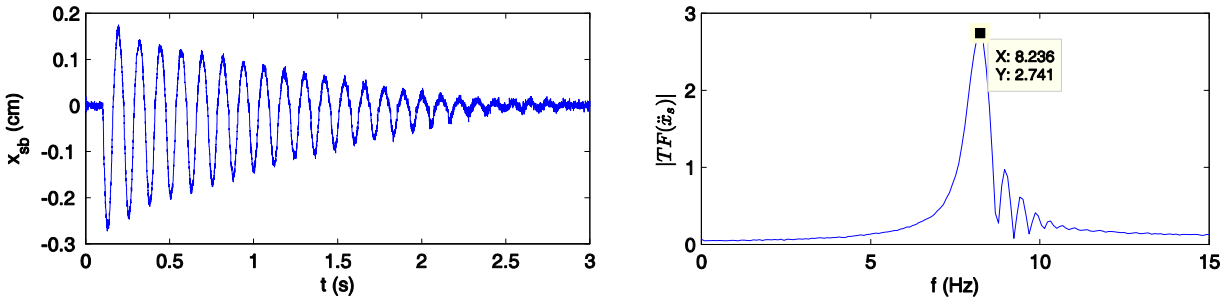


Figure 7.4. Essai de choc à base libre : a) déplacement relatif de la base par rapport au sol ; b) déplacement relatif de la superstructure par rapport à la base ; c) module de la transformée de Fourier (TF) de l'accélération absolue de la base



(a) **(b)**

Figure 7.5. Essai de choc à base bloquée : a) déplacement relatif de la superstructure par rapport à la base ; b) module de la transformée de Fourier (TF) de l'accélération absolue de la superstructure

Sur les Figure 7.3c, Figure 7.4c et Figure 7.5b, les fréquences propres $f_1(\approx f_b), f_2$ et celle de la superstructure f_s sont déterminées par la transformée de Fourier des accélérations absolues. La méthode « Eigensystem Realization Algorithm » (ERA) [84] est aussi utilisée pour identifier les fréquences. Le Tableau 7.1 récapitule les résultats de l'identification des fréquences. Les valeurs d'identification sont toutes très proches de celles correspondant aux raideurs nominales des ressorts (équations (7.3), (7.4)). Ce sont les valeurs nominales de fréquences qui seront prises pour la conception du contrôleur et les simulations numériques d'interprétation.

Tableau 7.1. Fréquences de la maquette à 2 DDL

Type d'essai	**Méthode d'identification**	$f_1 \approx f_b$ (Hz)	f_2 (Hz)	f_s (Hz)
Essai de lâcher	Transformée de Fourier	1.16	–	–
	ERA	1.17	–	–
Essai de choc à base libre	Transformée de Fourier	1.20	13.47	–
	ERA	1.18	12.85	–
Essai de choc à base bloquée	Transformée de Fourier	–	–	8.24
	ERA	–	–	8.12

En ce qui concerne l'identification des amortissements, nous avons utilise la méthode du décrément logarithmique (DL) et la méthode ERA. Les résultats sont présenté dans le Tableau 7.2 où la méthode DL est appliquée sur deux cycles d'oscillation consécutifs de grande amplitude ($x_{bg} \approx 3.67\,cm$ pour l'essai de lâcher ou $x_{sb} \approx 0.14\,cm$ pour l'essai de choc à base bloquée), et sur deux cycles d'oscillation consécutifs de faible amplitude ($x_{bg} \approx 0.43\,cm$ pour l'essai de lâcher ou $x_{sb} \approx 0.04\,cm$ pour l'essai de choc à base bloquée).

Tableau 7.2. Amortissements de la maquette à 2 DDL

Type d'essai	**Méthode d'identification**	$\xi_1 \approx \xi_b$ (%)	ξ_2 (%)	ξ_s (%)
Essai de lâcher	DL $x_{bg} \approx 3.67\,cm$	1.55	–	–
	DL $x_{bg} \approx 0.43\,cm$	4.65	–	–
	ERA	1.87	–	–
Essai de choc, base libre	ERA	4.58	4.96	–
Essai de choc, base bloquée	DL $x_{sb} \approx 0.14\,cm$	–	–	1.24
	DL $x_{sb} \approx 0.04\,cm$	–	–	1.85
	ERA	–	–	2.90

L'amortissement de la maquette est, essentiellement, de nature non-linéaire à cause du frottement au niveau des rails de glissement. En effet, comme on peut le remarquer sur les Figure 7.3a, Figure 7.4a, Figure 7.5a, la décroissance de l'amplitude vibratoire n'est pas purement exponentielle mais elle se situe entre une décroissance exponentielle et une décroissance linéaire. Or, les oscillations libres d'un oscillateur frottant suivent une décroissance linéaire. Dans ce cas, l'amortissement visqueux équivalent, dépend fortement de l'amplitude d'oscillations. L'amortissement visqueux équivalent au voisinage d'un cycle d'oscillation d'amplitude *d* peut être déterminé à partir de l'énergie dissipée. Il est :

$$\xi = \frac{2\mu F_{normale}}{\pi k d} \tag{7.5}$$

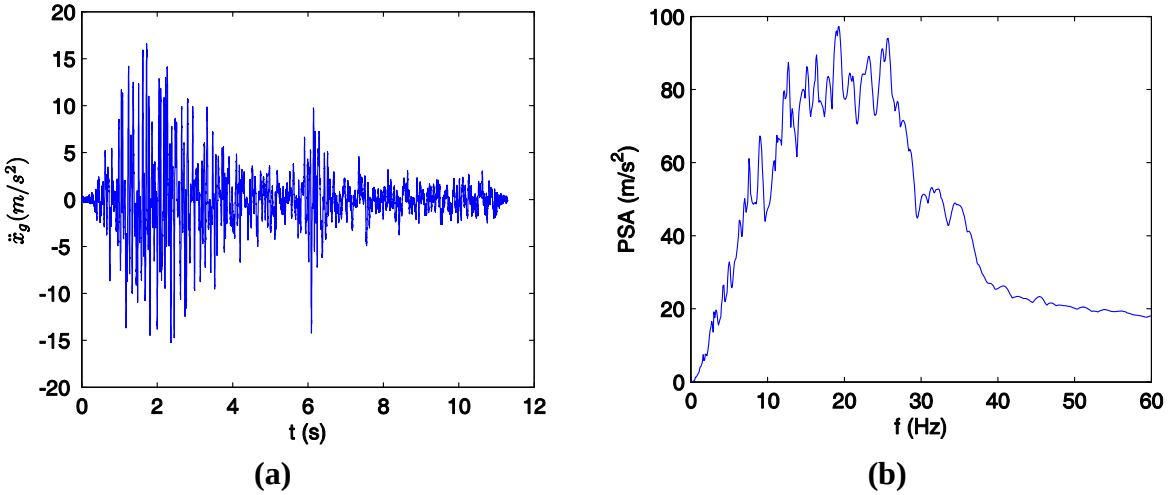
où μ, $F_{normale}$, k sont le coefficient de frottement, la force normale et la raideur de l'oscillateur frottant. Pour cette raison, l'écart entre les valeurs expérimentales de l'amortissement déterminées avec différentes méthodes est parfois considérable. Par exemple, en ce qui concerne le taux d'amortissement de l'appui ξ_b, quand il est estimé par le décrément logarithmique (DL), sa valeur varie de 1.55% à 4.64% dépendant de l'amplitude de déplacement qui varie de 3.67 *cm* à 0.43 *cm*. Quand la méthode ERA est appliquée sur le même essai, ξ_b est égal à 1.87%. Par la suite, les valeurs choisies de l'amortissement sont un compromis basé sur un jugement d'ingénieur et sont considérées comme étant compatibles avec l'amplitude de la réponse attendue (de l'ordre de $\pm 2.5\,cm$). Les valeurs des paramètres du système qui seront utilisées pour la synthèse du contrôleur ainsi que pour l'interprétation des essais sont résumées dans le Tableau 7.3.

Tableau 7.3. Caractéristiques du modèle expérimental

$m_b(kg)$	$m_s(kg)$	$f_b(Hz)$	$f_s(Hz)$	$\xi_b(\%)$	$\xi_s(\%)$	$f_1(Hz)$	$f_2(Hz)$
125.95	183.65	1.15	8.01	2	2	1.15	12.64

7.3. Essais de contrôle semi-actif

Le signal sismique de la Figure 5.3 du Chapitre 5 est appliqué à la table vibrante pendant les essais. Néanmoins, comme déjà mentionné dans le paragraphe précédent, la structure de référence est considérée d'avoir des fréquences d'isolation et de superstructure de 0.5 *Hz* et 4 *Hz*, respectivement, tandis que les fréquences de la maquette sont environ deux fois plus élevées. Alors, une contraction de temps égale au rapport de fréquences $(1.15/0.5)$ est appliquée au signal d'excitation. Si l'accélération maximale (PGA) restait inchangée, cette similitude aboutirait à un déplacement d'environ quatre fois inférieur à celui de la structure de référence. Mais, étant donné que l'amortisseur magnéto-rhéologique (MR) est un dispositif hystérétique fortement non-linéaire, il est intéressant d'étudier son comportement pour toute la plage de sa capacité en déplacement et, en tous cas, pour des déplacements qui sont représentatifs des déplacements réels (dans les limites de la capacité du dispositif). Pour cette raison, l'amplitude du signal d'excitation est multipliée par quatre et sa PGA est égale à 1.6g. Cela résulte à un déplacement à la base proche de la capacité en déplacement de l'amortisseur MR, qui est de $\pm 2.5\,cm$. Le signal sismique utilisé pour les essais est représenté sur la Figure 7.6.



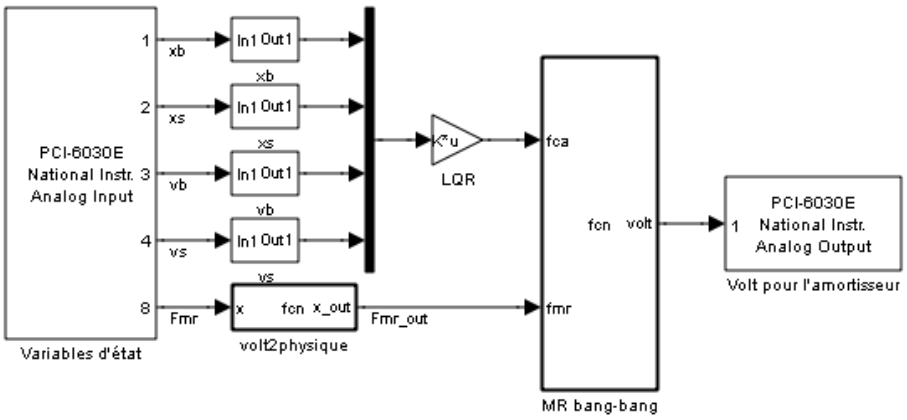
(a) **(b)**

Figure 7.6. Signal d'accélération appliqué à la table vibrante : a) évolution temporelle ; b) spectre en pseudo-accélération (PSA) pour un taux d'amortissement de 2%

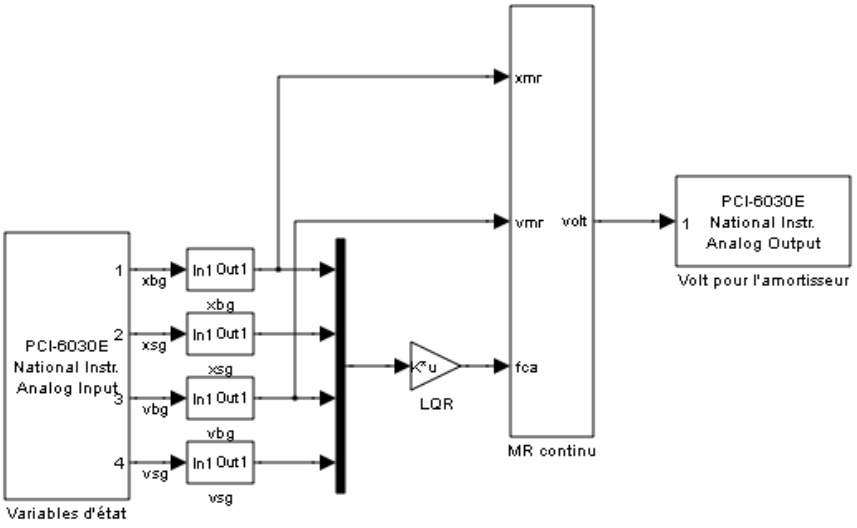
Malheureusement, l'amortisseur MR utilisé s'est avéré trop puissant par rapport aux propriétés de la maquette. Par exemple, une comparaison entre des simulations numériques et des essais sur table vibrante, avec l'amortisseur MR en mode passif (c'est-à-dire à courant constant), montre qu'un courant de 0 *A* donne le même spectre en pseudo-accélération (PSA) à la base qu'un amortissement visqueux total $\left(\xi_b + \xi_b^{MR}\right)$ égal à environ 25%, tandis que 0.15 *A* est équivalent à un amortissement visqueux total de 45%. Cela signifie que la plus faible force possible de l'amortisseur est trop grande pour le modèle expérimental puisque la limite inférieure d'un bon dispositif semi-actif devrait être très faible (idéalement égale à zéro). En outre, la plage de fonctionnement utile du dispositif est très étroite. En effet, si la limite supérieure de l'amortissement équivalent est de 45%, la plage de courant est seulement

$0-0.15(A)$ (à comparer avec la plage de fonctionnement possible $0-2\,A$, ou même avec la plage de fonctionnement sans saturation magnétique $0-0.75(A)$ (voir paragraphe 6.3)). C'est cette plage de courant réduite qui a été utilisée pour le contrôle du dispositif lors des essais. Bien que cet amortisseur soit trop puissant pour la maquette testée, il a été retenu par commodité car il est le moins puissant parmi ceux disponibles dans le commerce. De toute évidence, une solution serait d'utiliser une maquette plus lourde, de façon à réduire au minimum la borne inférieure du taux d'amortissement équivalent, permettant donc l'utilisation d'une plage de courant plus large. Néanmoins, afin de minimiser le coût, le modèle expérimental est une adaptation d'une maquette existante et il n'a pas été possible d'adapter le montage expérimental et de tester une maquette plus lourde.

Les paramètres du modèle de l'amortisseur MR sont déterminés pour plusieurs niveaux du courant (voir 6.6.). La force de contrôle actif, u_{AC}, est déterminée selon un contrôleur LQR. De même que dans le Chapitre 5, un coefficient important de pénalité est considéré pour l'énergie cinétique du deuxième mode ayant pour but de diminuer la contribution de ce mode à la réponse. Deux méthodes pour contrôler l'amortisseur MR sont appliquées : le contrôle bang-bang et le contrôle continu. La Figure 7.7 présente les diagrammes de contrôle créés dans Simulink [81].



(a)

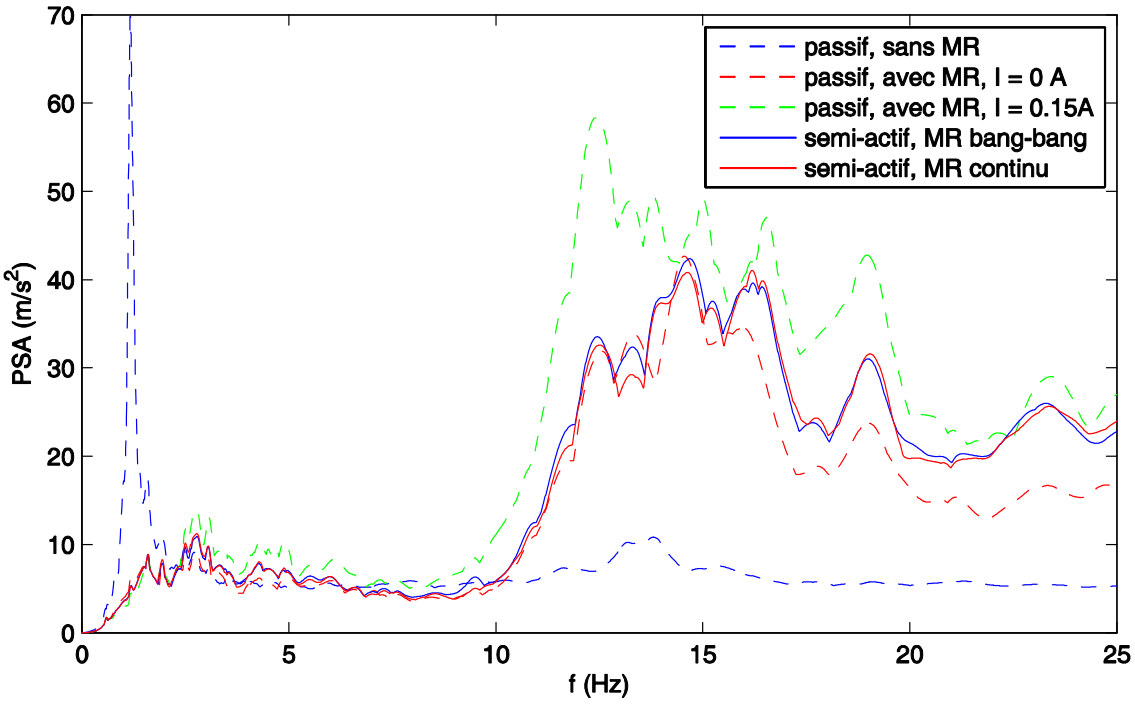


(b)

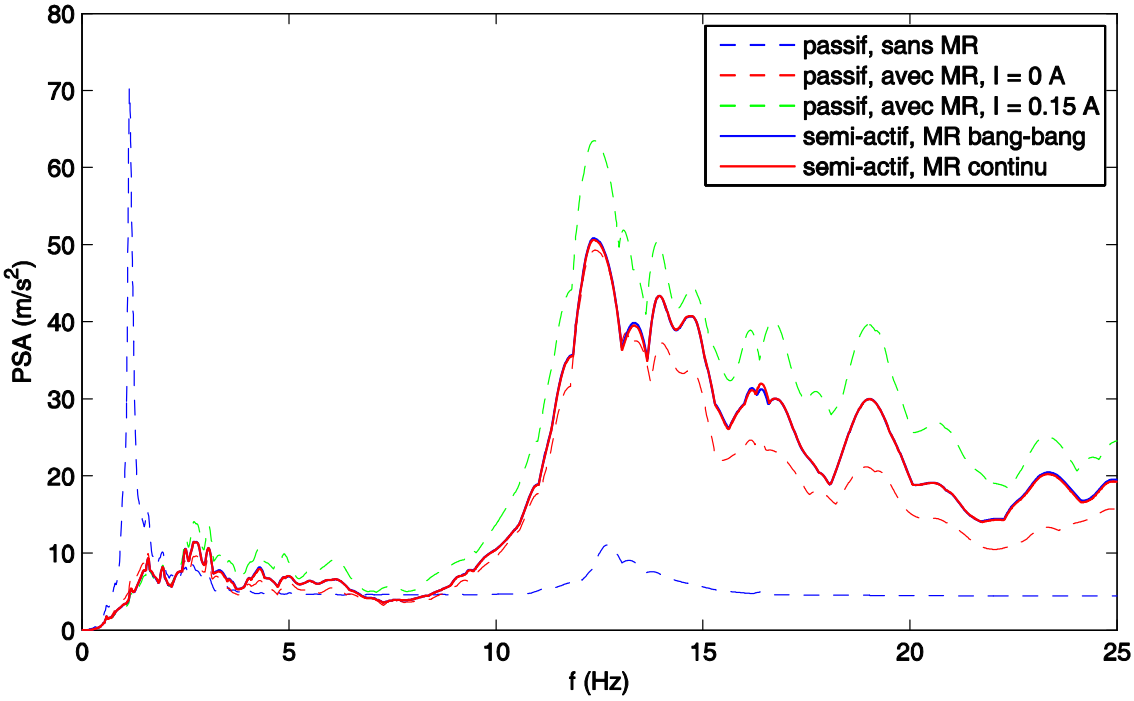
Figure 7.7. Diagrammes de contrôle dans Simulink:
a) Contrôle bang-bang de l'amortisseur MR ; b) Contrôle continu de l'amortisseur MR

7.4. Résultats expérimentaux et interprétation numérique

À partir des accélérations mesurées les spectres de réponse de plancher en pseudo-accélération (PSA) à la base, correspondant aux résultats expérimentaux pour différents modes de fonctionnement (passif ou semi-actif) de l'amortisseur MR, sont tracés sur la Figure 7.8a.



(a)

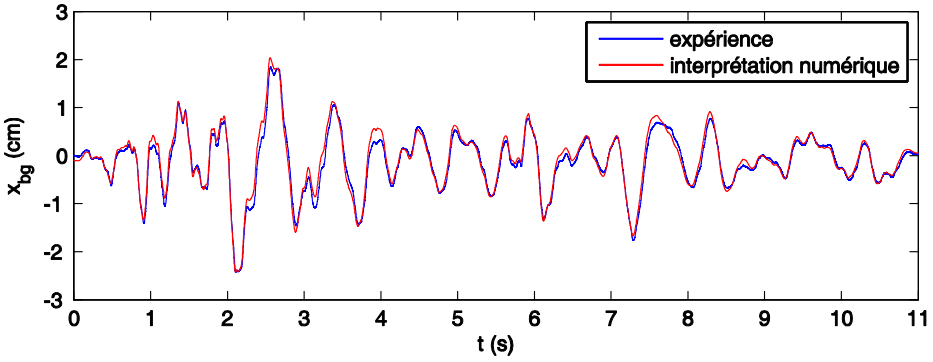


(b)

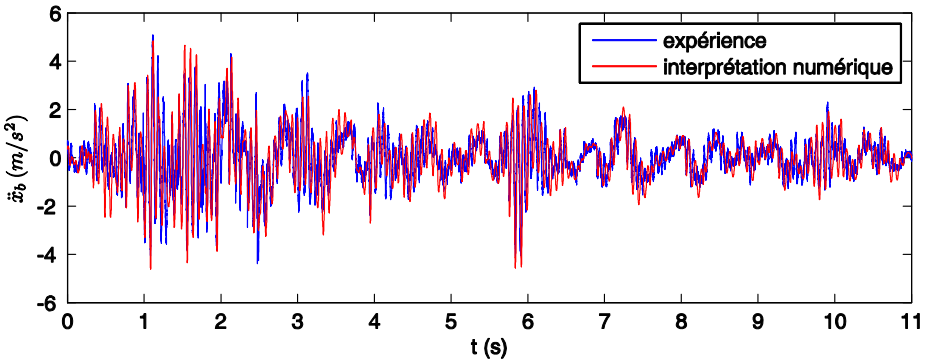
Figure 7.8. Spectre en pseudo-accélération (PSA) à la base, pour un taux d'amortissement de 2% : a) expériences ; b) interprétation numérique

Sur la Figure 7.8a, la forte dissipation d'énergie de l'amortisseur MR en mode passif permet de réduire considérablement le pic au premier mode, mais au détriment d'une amplification considérable des valeurs spectrales aux fréquences élevées, particulièrement au voisinage de la deuxième fréquence propre. A cause de l'étroite plage du courant de fonctionnement, le contrôle semi-actif n'est pas très efficace dans ces cas, puisque les cas passifs, correspondant aux limites inférieure (0 *A*) et supérieure (0.15 *A*), aboutissent déjà à une amplification significative des valeurs spectrales pour les fréquences supérieures à 10 *Hz*.

La Figure 7.8b montre les résultats des calculs d'interprétation lorsque le modèle expérimental et la boucle de contrôle sont simulés numériquement. Le modèle numérique de l'amortisseur MR est celui de la Figure 6.12c et les paramètres du modèle sont déterminés selon la procédure présentée dans le paragraphe 6.6 du chapitre précédent. Il est observé que les simulations numériques réussissent à capturer les caractéristiques essentielles de la réponse expérimentale et reproduisent qualitativement (et même quantitativement pour certaines gammes de fréquences) les spectres de plancher expérimentaux. L'inévitable bruit de mesures, qui influence la procédure de contrôle, n'a pas été pris en compte dans les simulations et contribue ainsi à l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux. Compte tenu de la complexité du comportement non-linéaire de l'amortisseur MR, la comparaison peut être considérée comme satisfaisante, surtout si l'on rappelle que les spectres de plancher dépendent de l'accélération. Or il est plus difficile de retrouver par calcul l'accélération expérimentale que le déplacement. Cela est illustré sur la Figure 7.9 où sont présentées les évolutions temporelles du déplacement relatif (Figure 7.9a) et de l'accélération absolue (Figure 7.9b) de la base quand l'amortisseur MR est en mode passif sans courant électrique. On peut constater que les oscillations à hautes fréquences de l'accélération absolue ne sont pas bien simulées par l'interprétation numérique.



(a)



(b)

Figure 7.9. Expérience et interprétation numérique (amortisseur MR passif, *I* = 0 *A*) : a) déplacement relatif de la base par rapport au sol ; b) accélération absolue de la base

Il est à noter que les deux stratégies de contrôle de l'amortisseur MR, le contrôle bang-bang et le contrôle continu donnent des spectres de plancher très similaires, dans la gamme de fréquence considérée. Les explications de cette similitude seront données à la fin de section.

Comme l'accord entre les résultats numériques et expérimentaux est satisfaisant, la simulation numérique peut être utilisée pour étudier ce qui se passerait dans une configuration où l'amortisseur MR correspondrait à des taux d'amortissement plus raisonnables. Nous considérons une structure fictive beaucoup plus lourde que la maquette réelle. Les masses et les raideurs sont multipliées par 16 et 4, respectivement et la fréquence d'isolation est d'environ 0.6 *Hz*. Les taux d'amortissement considérés sont les même que pour la maquette réelle: $\xi_b = \xi_s = 2\%$. Cette structure fictive linéaire est combinée avec le modèle non-linéaire de l'amortisseur MR présenté sur la Figure 6.12c. Pour cette configuration, le courant zéro correspond à un taux d'amortissement visqueux total $\left(\xi_b + \xi_b^{MR}\right)$ d'environ 5% à la base. La limite supérieure du courant est pris égale à 0.75 *A*, tenant compte de la saturation magnétique du fluide MR (voir paragraphe 6.3), ce qui correspond à un amortissement équivalent total d'environ 30% à la base. Alors, la gamme des courants de fonctionnement est beaucoup plus large que celle utilisée pendant l'essai réel. Le signal d'excitation de la Figure 5.3 du Chapitre 5, et considéré avec une accélération maximale amplifiée à 0.7*g*. Comme la fréquence d'isolation est proche aux fréquences d'isolation réalistes, aucune contraction temporelle n'est réalisée. Une fois de plus, le contrôle bang-bang et le contrôle continu fournissent des résultats identiques dans la gamme de fréquence considérée. Seulement le cas du contrôle continu est présenté, par la courbe rouge, sur la Figure 7.10.

Les résultats des simulations numériques pour la structure fictive montrent que, sous des conditions plus représentatives de la réalité, le contrôle semi-actif avec l'amortisseur MR réussit à réduire la réponse au premier mode et, en même temps, à éviter considérablement l'amplification au voisinage de la fréquence du deuxième mode. Néanmoins, les résultats de la Figure 7.10 indiquent qu'une meilleure amélioration de la réponse, pour les fréquences supérieures à celle du deuxième mode, est souhaitable. Une explication possible pour l'efficacité limitée du contrôle semi-actif dans cette gamme de fréquences est liée au temps de réponse nécessaire pour que le fluide MR atteigne un équilibre rhéologique après un changement du courant électrique. Cela signifie que, pour compenser le temps de réponse, le courant réellement appliqué devraient dépasser, positivement ou négativement, la valeur du courant correspondant, en régime de stabilité rhéologique, à la force MR désirée. Pourtant, l'intensité du courant est limitée entre les bornes inférieures et supérieures. Le courant zéro est une borne inférieure physique alors que la borne supérieure de 0.75 *A* est imposée pour éviter la saturation magnétique du fluide MR qui influence la précision du modèle choisi de l'amortisseur MR. Par conséquent, dans le cas où le temps de réponse est important et la force de contrôle change relativement vite, l'amortisseur MR ne peut pas générer de forces correspondant à un équilibre rhéologique proche des bornes supérieures et inférieures du courant.

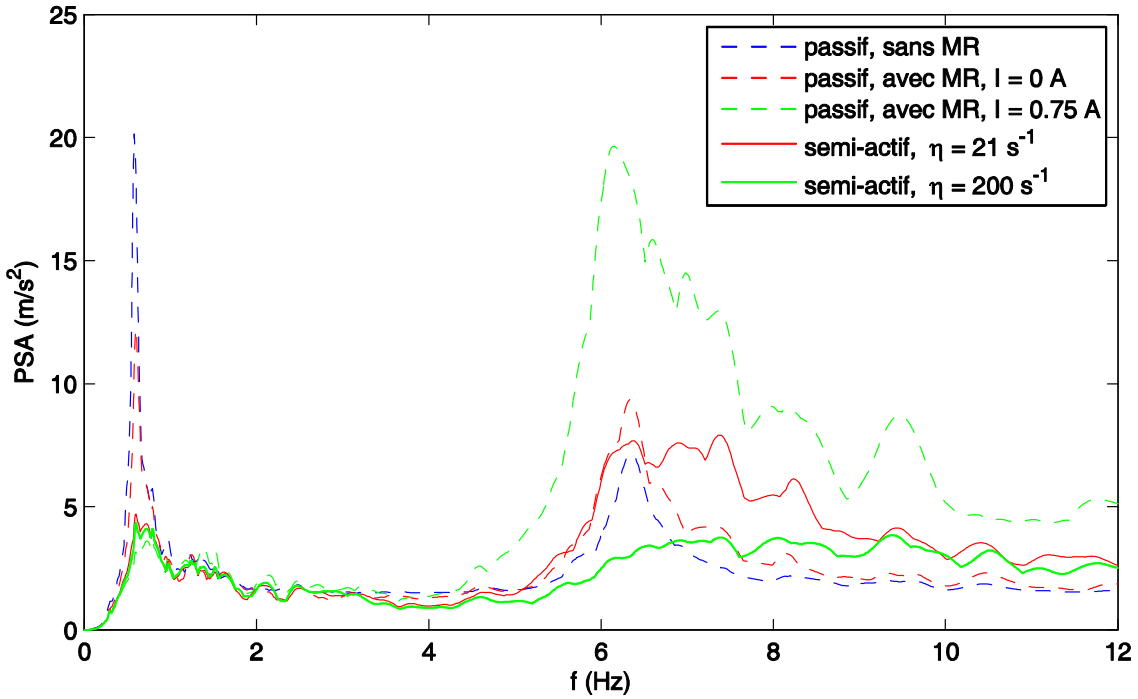


Figure 7.10. Spectre en pseudo-accélération (PSA) à la base d'une structure fictive

Selon le chapitre précédent, le temps de réponse est pris en compte pour le contrôle de l'amortisseur MR par le biais d'un filtre du premier ordre (équation (6.12)). Bien que les paramètres du modèle MR, déterminés par une procédure d'optimisation non-linéaire, prédisent des forces de l'amortisseur MR en bon accord avec les résultats expérimentaux (Figure 6.16), la valeur du paramètre η du filtre du premier ordre donné par l'équation (6.12) est plutôt faible. En fait, une valeur $\eta \approx 21 s^{-1}$ a été déterminée, qui correspond à un temps de réponse élevé, d'environ 285 *ms*. Ceci est en contradiction avec des temps de réponses beaucoup plus faible d'après des résultats d'essais lors desquels des échelons de courant sont appliqués. De plus, le faible temps de réponse est souvent mentionné dans la littérature comme un avantage majeur des dispositifs à fluide MR. Par exemple, dans [61], $\eta \approx 190 s^{-1}$ a été déterminé. En fait, l'identification de l'amortisseur MR dans ces études a été réalisée sur de petits changements de courant puisque la plage de courant électrique de fonctionnement est étroite ($0-0.15A$). Or, comme déjà mentionné dans la section 6.5 du chapitre précédent, le temps de réponse diminue avec l'amplitude de changement du courant. C'est pourquoi, une faible valeur de η, correspondant à un temps de réponse important, a été identifiée. Dans le cas de la structure fictive, la plage du courant électrique est beaucoup plus large et les amplitudes de changement du courant seront plus importantes que dans le cas du modèle expérimental. Cela signifie que η sera plus grand. Afin d'étudier l'influence de ce paramètre nous avons calculé le spectre de plancher en considérant $\eta = 200 s^{-1}$, correspondant à un temps de réponse plus raisonnable, de l'ordre de 31 *ms*. Il est à noter que cette valeur de temps de réponse est comparable à celles (20 – 30 *ms*) mesurées pour des amortisseurs visqueux semi-actifs [22, 24]. Comme on peut le constater par les résultats sur la Figure 7.10, dans ce cas, d'un temps de réponse plus réaliste, l'efficacité du contrôle semi-actif est considérablement améliorée. La réponse spectrale au voisinage de la deuxième fréquence propre est significativement atténuée.

Comme il a déjà été mentionné précédemment, pour les configurations considérées, les spectres de plancher dans le cas du contrôle bang-bang et du contrôle continu de l'amortisseur MR sont très similaires. Cette similitude peut être expliquée par l'effet du temps de réponse de l'amortisseur MR. En fait, bien que la tension électrique de commande, U, du contrôle bang-bang (équation (6.13)), varie brutalement, la valeur de la tension effective, U_{eff} (équation (6.12)), utilisée pour prendre en compte du temps de réponse du fluide MR, évolue beaucoup plus lentement, même si la constante η est assez grande. La Figure 7.11 présente un extrait des évolutions temporelles de différentes tensions dans le cas de la structure fictive, pour $\eta = 200\,s^{-1}$ On peut voir que la tension effective du contrôle bang-bang est très proche de celle du contrôle continu. Par conséquent, les spectres de plancher correspondant sont quasi identiques sur toute la plage de fréquences.

Néanmoins, en réalité, le temps de réponse diminue avec l'amplitude de changement du courant (voir paragraphe 6.5). La valeur $\eta = 200\,s^{-1}$ ici est choisie en tenant compte des amplitudes de changement modérées dans la plage de tension de U_{min} à U_{max}. Or, le contrôle bang-bang ne fonctionne qu'avec l'amplitude de changement maximale, $(U_{\max} - U_{\min})$, qui devrait conduire à un temps de réponse beaucoup plus court [77], c'est-à-dire à une constante η équivalente beaucoup plus grande. Pour cette raison, un autre cas du contrôle bang-bang, avec $\eta = 1000\,s^{-1}$ (temps de réponse de 6.2 ms) est considérée aussi et le spectre de plancher correspondant est présenté sur la Figure 7.12. On peut constater que le spectre de plancher pour ce cas du contrôle bang-bang est amplifié à hautes fréquences (de 50 *Hz* à 140 *Hz*). Il est à signaler que les fréquences de la plupart des équipements se situent en deçà de cette plage de fréquences d'amplification. Néanmoins, ce résultat doit être interpréter avec de la prudence à cause des hypothèses utilisées sur le temps de réponse et de sa prise en compte approximative.

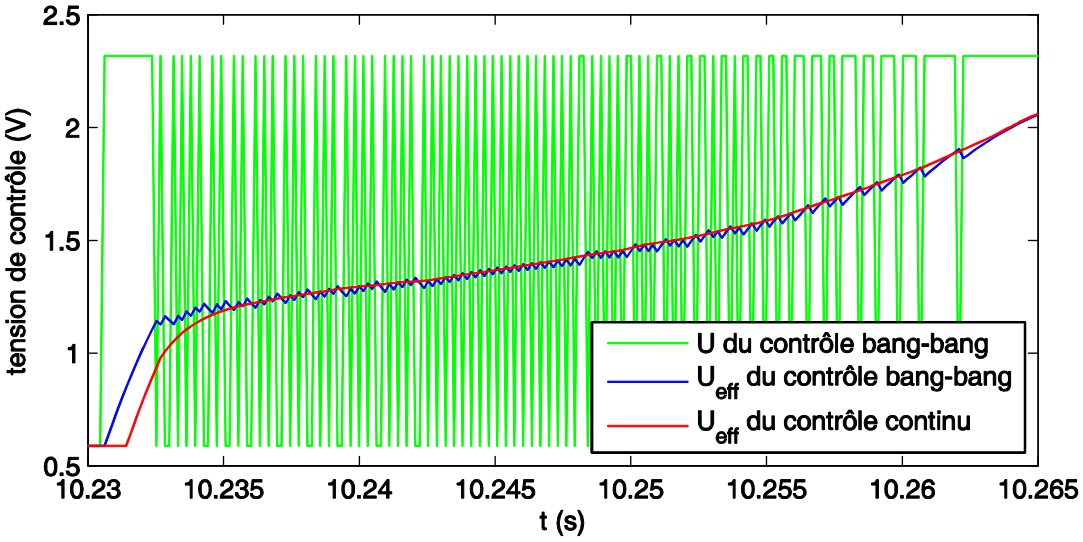


Figure 7.11. Tension électrique correspondant au contrôle bang-bang et au contrôle continu (η = 200 s^{-1})

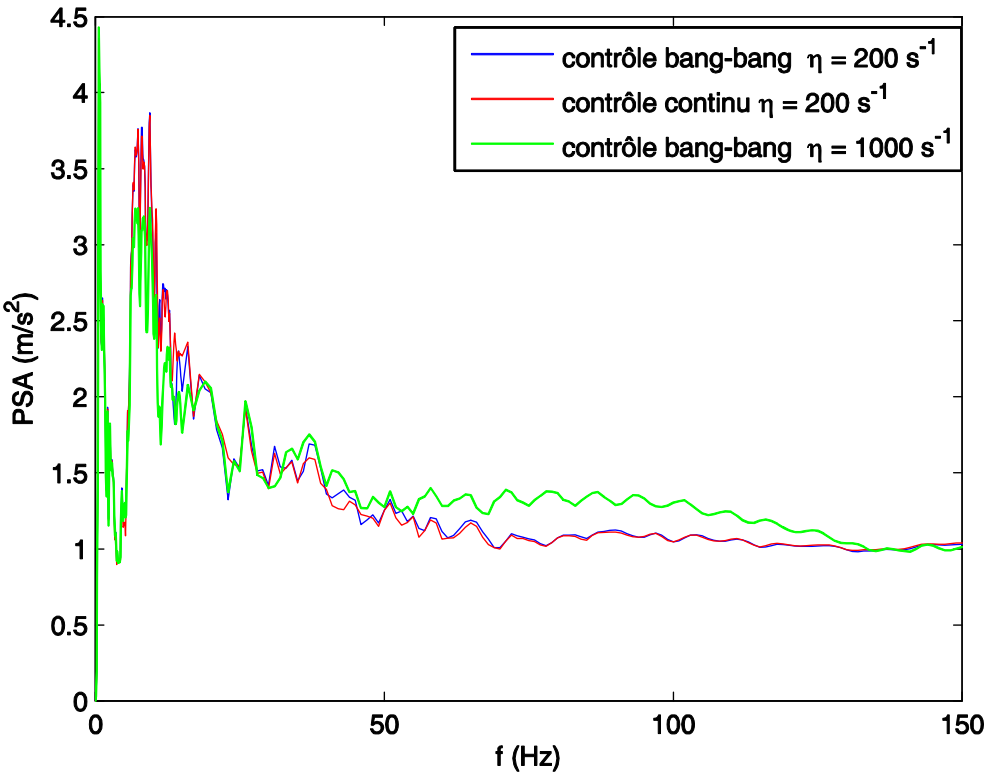


Figure 7.12. Contrôle bang-bang et contrôle continu à hautes fréquences

7.5. Conclusions

Dans ce chapitre, une série d'essais d'un modèle à 2 DDL, sismiquement isolé à la base en combinaison avec un amortisseur magnéto-rhéologique (MR) a été réalisée sur table vibrante. A cause des limitations pratiques du montage expérimental le contrôle semi-actif n'a pas pu améliorer significativement les spectres de plancher de la maquette. Néanmoins, l'effet défavorable des dispositifs passifs à haute dissipation d'énergie (amortisseur MR en mode passif) a été mis en évidence expérimentalement. Les résultats de l'interprétation numérique sont en bon accord avec les résultats expérimentaux tant pour les modes de fonctionnement passif que semi-actifs de l'amortisseur MR.

La principale limitation pratique qui est apparue lors de ces essais est l'inadéquation entre la maquette et l'amortisseur MR, qui a abouti à une étroite plage de fonctionnement du dispositif semi-actif et a limité le bénéfice du contrôle semi-actif. En tirant profit du bon accord entre les résultats expérimentaux et ceux de l'interprétation numérique, des simulations numériques, combinant le modèle de l'amortisseur MR avec une structure fictive plus lourde, ont été réalisées afin d'étudier l'efficacité du contrôle semi-actif sous des conditions plus représentatives de la réalité. Cette configuration permet l'utilisation d'une plage de courant plus large et démontre que le contrôle semi-actif peut améliorer considérablement les spectres de plancher.

Chapitre 8. Synthèse et perspectives

8.1. Synthèse

Le but de cette thèse est d'approfondir la physique et d'essayer d'améliorer le comportement des installations industrielles sismiquement isolées. Les objectifs principaux sont :

- d'étudier de l'influence des différents types d'isolateurs sismiques ainsi que de la loi de comportement des structures sur la probabilité de défaillance et sur les spectres de plancher ;
- d'étudier le rôle de l'amortissement dans l'isolation sismique ;
- d'étudier l'efficacité des méthodes de contrôle semi-actif pour remédier aux problèmes liés à la réponse des modes non isolés.

Ce qui différencie une grande partie de ce travail par rapport aux travaux antérieurs est que nous mettons l'accent sur la réponse des équipements, par le biais de l'étude des spectres de plancher. En effet, la grande majorité des travaux antérieurs sur l'isolation sismique passive ou mixte portent leur intérêt à la réponse de la structure ou à son accélération maximale et non pas explicitement aux spectres de plancher.

Dans la plupart de cette étude, les modèles utilisés sont simples à deux degrés de libertés mais représentent bien l'essentiel de la physique. Les études de vulnérabilité ont été effectuées avec des simulations de Monte-Carlo en considérant des lois de comportement simplifiées unidimensionnelles. Afin de remédier au problème de l'amplification des modes non isolés, une grande partie de la thèse est consacrée aux méthodes du contrôle actif et semi-actif. Dans le cadre de ce travail, on se limite au contrôle avec régulateur linéaire quadratique (LQR – « Linear Quadratic Regulator ») et le contrôle linéaire quadratique gaussien (LQG – « Linear Quadratic Gaussian »). Des essais sur table vibrante permettent de comparer les solutions théoriques avec la réalité expérimentale.

En ce concerne l'influence des différents types d'isolateurs sismiques ainsi que de la loi de comportement des structures sur la probabilité de défaillance et sur les spectres de plancher, les conclusions principales sont :

- Pour un système d'isolation sismique donné, les superstructures, dimensionnées selon les normes modernes, dont les comportements monotones en force-déplacement sont similaires, ont des probabilités de défaillance similaires.
- Les tendances générales du comportement des structures isolées sur plusieurs types d'appui d'isolation ont permis d'établir une classification des différents systèmes d'isolation en fonction de la probabilité de défaillance de la superstructure. Bien qu'elle ne soit pas tout à fait générale, cette classification est valable la plupart des cas. En particulier, les superstructures sur des appuis élastomères à faible amortissement sont plus vulnérables que celles sur des appuis dotés d'une plus grande capacité de dissipation énergétique.
- Le système le plus efficace est le système mixte, combinant l'isolation passive et le contrôle actif, qui aboutit à une faible probabilité de défaillance et des spectres de plancher en PSA réduits. Pourtant, ce type de système demande une source d'énergie externe importante pour l'opération. Les systèmes semi-actifs peuvent être un compromis satisfaisant.
- La régularisation du frottement de Coulomb en introduisant une dépendance du coefficient de frottement à la vitesse n'a pas d'effet significatif sur la probabilité de défaillance. Il n'en est pas de même en ce qui concerne les spectres de plancher où le modèle régularisé aboutit à une moindre amplification des modes supérieurs.

- Des structures conventionnelles conçues, de sorte que leur ductilité médiane réelle soit égale exactement à celle de dimensionnement, sont plus vulnérables que des structures isolées. Cela n'est pas toujours le cas lorsque des structures conventionnelles sont conçues selon les méthodes courantes de réduction de force, particulièrement dans le cas d'un comportement élasto-plastique. Ces conclusions ne sont valables que sous l'hypothèse que le dimensionnement et les dispositions constructives garantissent la même capacité de ductilité pour les structures conventionnelles et sismiquement isolées.
- Dans le cas d'incertitudes raisonnables sur l'excitation et les propriétés structurales, la considération de réponse non-linéaire de la superstructure n'a aucun impact considérable sur les spectres de plancher des structures isolées, conçues selon la philosophie des normes modernes, qui imposent des coefficients de modification de réponse réduits. En fait, par la nature même de la méthode de dimensionnement, les excursions dans le domaine post-linéaire sont, en général, rares et faibles.
- En outre, à l'opposé du cas des structures conventionnelles, même un appel de ductilité modéré ne modifie pas significativement les spectres de plancher des superstructures ayant des lois de comportement dissipatifs (élasto-plastique, orienté vers l'origine). En revanche le comportement élastique non-linéaire (idéalisation des comportements non-linéaires à faible dissipation) conduit à une amplification considérable des spectres de plancher due à la contribution plus importante des modes supérieurs.

En ce qui concerne le rôle de l'amortissement dans l'isolation sismique, les conclusions principales sont :

- L'augmentation de l'amortissement visqueux peut, généralement, diminuer l'accélération maximale de la superstructure.
- Pour les spectres de plancher, l'augmentation de l'amortissement visqueux diminue la réponse du premier mode mais amplifie nettement celle des modes élevés. Mais, en général, les spectres de plancher de la structure sismiquement isolée, même avec un amortissement important, se situent en dessous des spectres de plancher de la structure conventionnelle.
- L'amortissement par frottement amplifie beaucoup plus que l'amortissement visqueux les spectres de planche au voisinage des fréquences propres des modes élevés.
- Pour les systèmes à un degré de liberté, la dissipation par frottement augmente l'accélération maximale de plancher, en comparaison avec le cas de l'amortissement visqueux. Cela n'est pas le cas des systèmes à deux degrés de liberté.

En ce qui concerne des méthodes pour atténuer la réponse des modes non isolés, des techniques de contrôle semi-actif combiné avec isolation passive à la base ont été étudiées, numériquement et expérimentalement à la fois, en tant qu'un moyen pour améliorer les spectres de réponse de plancher des installations industrielles. Les conclusions principales sont :

- Les études numériques ont démontré l'efficacité des systèmes mixtes pour réduire la réponse des modes isolés et non-isolés. En outre, du moins pour les cas considérés ici, il semble que l'influence des modes supérieures qui ne sont pas inclus dans le modèle réduit, utilisé pour le dimensionnement du contrôleur, n'est pas considérable.

- Pour démontrer la faisabilité des systèmes semi-actifs, une série d'expériences d'un modèle à deux degrés de liberté, sismiquement isolé à la base en combinaison avec un amortisseur magnéto-rhéologique a été réalisée sur une table vibrante. Un modèle de l'amortisseur magnéto-rhéologique qui est une amélioration d'un modèle existant dans la littérature, a été utilisé. Il donne une bonne cohérence entre les résultats expérimentaux et des simulations numériques. Une stratégie pour contrôler l'amortisseur magnéto-rhéologique en se basant sur ce modèle a été aussi proposée.
- Concernant les résultats expérimentaux, les limitations pratiques du montage expérimental n'ont pas permis au contrôle semi-actif d'améliorer considérablement la réponse en spectre de plancher de la maquette. Néanmoins, les essais ont démontré, l'effet défavorable des dispositifs passifs à grande capacité de dissipation d'énergie. En outre, un bon accord entre les résultats expérimentaux et les simulations numériques a été obtenu.
- Ceci nous a motivé pour « extrapoler » ces essais par des essais par simulation numérique, en utilisant le modèle de l'amortisseur MR et le contrôleur utilisés lors des essais. Cette approche permet la considération d'une maquette fictive, dont les caractéristiques sont plus représentatives de la réalité que celles de la maquette réelle. Les résultats montrent que, dans ce cas, le contrôle semi-actif peut améliorer considérablement les spectres de plancher.

8.2. Perspectives

Tout en complétant les objectifs de cette étude, plusieurs sujets ont été identifiés pour la recherche dans l'avenir.

En ce qui concerne la vulnérabilité des structures sismiquement isolées et de leurs équipements, les études avec les modèles simplifiés présentés ici, doivent être complétés par des études paramétriques plus exhaustives avec des modèles plus sophistiqués. En particulier les inévitables effets tridimensionnels qui se manifestent souvent dans les spectres de plancher des bâtiments réels doivent être approfondis.

En ce qui concerne le contrôle semi-actif plusieurs aspects méritent d'être étudiés :

- La méthode de contrôle semi-actif utilisé ici est une extrapolation des méthodes de contrôle actif, à savoir de la méthode quadratique linéaire. Or, les limitations physiques des dispositifs semi-actifs ne sont pas prises en compte pour la synthèse du contrôleur actif (lors de la minimisation de la fonction coût, dans ce travail). On peut s'attendre à ce que des méthodes plus avancées qui tiennent compte de contraintes des dispositifs SAC seraient plus performantes.
- La robustesse en performance du contrôle semi-actif dans le cas où les caractéristiques nominales de la structure sont différentes des caractéristiques réelles doit être examinée.
- En toute rigueur, la validité des méthodes utilisées est démontrée pour des excitations stationnaires ou nulles. La prise en compte du caractère transitoire de la réponse sismique dans la synthèse du contrôleur pourrait constituer une avancée significative. A titre d'exemple le contrôleur LQR est équivalent à la minimisation de l'énergie (pondérée par des coefficients) soit dans le domaine temporel soit dans le domaine fréquentiel (H_2). On peut imaginer que la considération d'une caractérisation temps-fréquence [85] pourrait conduire à des contrôleurs équivalents à LQR, mieux adaptés pour les réponses transitoires.
- Les méthodes de contrôle utilisées sont des méthodes de contrôle des systèmes linéaires. L'application des méthodes de contrôle des systèmes non-linéaires,

permettrait de tenir compte de la non-linéarité des structures réelles, notamment celle des appuis. Il est vrai que un certain nombre de tentatives de ce type sont mentionnés dans la littérature, mais en général, leur intérêt ne porte pas sur le comportement des équipements (ou sur les spectres de plancher).

- De meilleurs modèles des dispositifs semi-actifs sont nécessaires, notamment pour les amortisseurs MR. En fait, la qualité du contrôle dépend fortement de la qualité du modèle du dispositif. Dans un premier temps le modèle phénoménologique utilisé ici pourrait être complété pour tenir compte de la saturation magnétique et améliorer la prise en compte du temps de réponse. Ceci étant, une nouvelle classe de modèles est à développer qui tout en restant à faible coût de calcul devraient se baser sur les principes physiques de base des fluides MR. On peut s'attendre à ce que ces nouveaux modèles (qui ne seront pas évidents à développer) permettraient de s'affranchir du grand inconvénient des phénomènes phénoménologiques, à savoir la grande sensibilité des résultats de leur identification en fonction de la plage de fonctionnement considérée.
- Étant donné que les limitations du montage expérimental n'ont pas permis de confirmer expérimentalement l'efficacité du contrôle semi-actif pour l'amélioration des spectres de plancher, un montage expérimental qui ne présentera pas les même inconvénients devra être réalisé.
- Enfin, le comportement d’un système de contrôle semi-actif monté sur un modèle 3D d’une structure sismiquement isolée, considérant le travail simultané de plusieurs dispositifs semi-actifs dans l’espace, est à étudier avant d’avoir des applications dans le monde réel.

Références

1. Morishita, M., K. Inoue, and T. Fujita, *Three dimensional seismic isolation technology for nuclear power plant application*, in *9th World seminar on seismic isolation, energy dissipation and active vibration control of structures*. June 13-16, 2005: Kobe, Japan.
2. Shimada, T., A. Otani, and K. Takahashi, *Study on three-dimensional seismic base isolation device for next generation power plants: Hydraulic seismic isolation device with rocking suppression system*, in *9th World seminar on seismic isolation, energy dissipation and active vibration control of structures*. June 13-16, 2005: Kobe, Japan.
3. Politopoulos, I. and P. Sollogoub, *Vulnerability of elastomeric bearing isolated buildings and their equipment.* Journal of Earthquake Engineering, 2005. **9**(4): p. 525 - 546.
4. Wolf, J.P. and P. Obernhuber, *Effects of horizontally propagating waves on the response of structures with a soft first storey.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1981. **9**(1): p. 1-21.
5. Wolf, J.P., P. Obernhuber, and B. Weber, *Response of a nuclear power plant on aseismic bearings to horizontally propagating waves.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1983. **11**(4): p. 483-499.
6. Politopoulos, I., *Response of seismically isolated structures to rocking type excitations.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2009. **39**(3): p. 325-342.
7. Kelly, J.M., *The role of damping in seismic isolation.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1999. **28**(1): p. 3-20.
8. Tsai, H.-C. and J.M. Kelly, *Seismic response of heavily damped base isolation systems.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1993. **22**(7): p. 633-645.
9. Torkel Glad and Lennart Ljung, *Control theory: Multivariable and nonlinear methods*. 2000: Taylor & Francis.
10. Soong, T.T., *Active structural control: Theory and practice*. 1990: Longman Scientific & Technical.
11. Preumont, A. and K. Seto, *Active control of structures*. 2008: John Wiley & Sons, Ltd.
12. Preumont, A., *Vibration control of active structures : An introduction*. Solid mechanics and its applications, ed. G.M.L. Gladwell. 2002: Kluwer Academic Publishers.
13. LORD Corporation. *Website http://www.lord.com*. Available from: http://www.lord.com.
14. Nakazawa, M., et al. *Study on seismic base isolation of LWR plants (durability tests of laminatesd rubber bearings)*. in *International conference on structural mechanics in reactor technology*. 1991. Tokyo, Japan: Atomic energy society of Japan.
15. Naeim, F. and J.M. Kelly, *Design of seismic isolated structures: From theory to practice*. 1999: John Wiley & Sons.
16. Bernardini, D. and F. Brancaleoni. *Shape memory alloys for seismic applications*. in *Memory Alloy for New Seismic Isolation and Energy Dissipation Devices*. 1999. Roma, Italy: The Italian Departement for National Technical Services.
17. Dolce, M. and R. Marnetto, *Implementation and testing of passive control devices based on shape memory alloys.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2000. **29**: p. 945-968.
18. GERB. *Website http://www.gerb.com*. Available from: http://www.gerb.com.
19. Makris, N. and H.S. Deoskar, *Prediction of observed response of base-isolated structure.* Journal of Structural Engineering, 1996. **122**(5): p. 485-493.

20. Chang, C.-M., Z. Wang, and B.F. Spencer. *Application of active base isolation control*. in *Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems 2009* 2009. San Diego, CA, USA SPIE.
21. Yoshida, K., S. Kang, and T. Kim. *LQG control and H_∞ control of vibration isolation for multi-degree-of-freedom systems*. in *1st Wolrd Conference on Structural Control*. 1994. Los Angeles, CA, USA.
22. Symans, M.D., et al. *Semi-active fluid viscous dampers for seismic response control*. in *First World Conference on Structural Control*. 1994. Los Angeles, California, USA.
23. Loh, C.-H. and M.-J. Ma, *Control of seismically excited building structures using variable damper systems.* Engineering Structures, 1995. **18**(4): p. 279-287.
24. Symans, M.D. and M.C. Constantinu, *Seismic testing of a building structure with a semi-active fluid damper control system.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1997. **26**(7): p. 759-777.
25. Feng, M.Q., S. Fujii, and M. Shinozuka, *Experimental and analytical study of a hybrid isolation system using friction controllable sliding bearings*, in *Technical Report NCEER-92-0009*. 1992, National Center for Earthquake Engineering Research, Buffalo: Newyork.
26. Nagarajaiah, S., M.Q. Feng, and M. Shinozuka, *Control of structures with friction controllable sliding isolation bearings.* Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 1993. **12**: p. 103-112.
27. Leavitt, J., F. Jabbari, and J.E. Boborw, *Optimal control and Performance of variable stiffness devices for structural control*, in *American Control Conference*. 2005: USA.
28. Nagarajaiah, S., *Structural vibration damper with continuously variable stiffness*, in *http://www.patentstorm.us/patents/6098969/claims.html*. 2000: USA.
29. Nagarajaiah, S. and S. Sahasrabudhe, *Seismic response control of smart sliding isolated buildings using variable stiffness systems: An experimental and numerical study.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2006. **35**(2): p. 177-197.
30. Narasimhan, S., *Control of smart base isolated buildings with new semiactive devices and novel H_2/LQG, H_∞ and time-frequency controllers. PhD Thesis.* 2004, Rice University: Houston, Texas, USA.
31. Moehle, J.P., *Displacement-based design of RC structures subjected to earthquakes.* Earthquake Spectra, 1992. **8**(3): p. 403-428.
32. Sollogoub, P. *Inelastic behavior of structures on aseismic isolation pads*. in *10th European Conference on Earthquake Engineering*. 1994. Vienna, Austria: Balkema.
33. Building Seismic Safety Council, *NEHRP Recommended provisions for seismic regulations for new buildings and other structures*, in *FEMA 368, 369*. 2001, National Institute of Building Sciences.
34. Pinto, P.E. and I. Vanzi. *Base-Isolation: Reliability for different design criteria*. in *10th World Conference on Earthquake Engineering*. 1992: Balkema.
35. Priestley, M.J.N. *Myths and fallacies in earthquake engineering revisited*. in *The Mallet Milne Lecture*. 2003: IUSS Press.
36. Wolf, E.D. and M.C. Constantinou, *Experimental study of seismic isolation systems with emphasis on secondary system response and verification of accuracy of dynamic response history analysis methods*. 2004, Multidisciplinary Center for Earthquake Engineering Research: Buffalo, New York.
37. Oden, J.T. and J.A.C. Martins, *Models and computational methods for dynamic friction phenomena.* Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1985. **52**(1-3): p. 527-634.

38. Inaudi, J.A., J.M. Kelly, and J.-P. Pu. *Optimal control and frequency-shaping techniques for active isolation*. in *Seminar on base isolation, energy dissipation and active control*. 1993. San Francisco, CA, USA.
39. Nagarajaiah, S. and S. Narasimhan, *Seismic control of smart base isolated buildings with new semiactive variable damper.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2007. **36**(6): p. 729-749.
40. Kelly, J.M., *Earthquake-resistant design with rubber*. 1997: Springer.
41. Florian, A., *An efficient sampling scheme: Updated Latin hypercube sampling.* Probabilistic Engineering Mechanics, 1992. **7**: p. 123-130.
42. Politopoulos, I. and C. Feau, *Some aspects of floor spectra of 1DOF nonlinear primary structures.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2007. **36**(8): p. 975-993.
43. Lin, J. and S.A. Mahin, *Seismic response of light subsystems on inelastic structures.* Journal of Structural Engineering, 1985. **111**(2): p. 400-417.
44. Sewell, R., et al. *Factors influencing equipment response in linear and nonlinear structures*. in *Ninth International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology*. 1989. Lausanne, Switzerland.
45. Constantinou, M.C., G. Gazetas, and I. Tadjbakhsh, *Stochastic seismic sliding of rigid mass supported through non-symmetric friction.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1984.
46. Makris, N. and S.-P. Chang, *Effect of viscous, viscoplastic and friction damping on the response of seismic isolated structures.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1999. **29**(1): p. 85-107.
47. Kelly, J.M., *The influence of base isolation on the seismic response of light secondary equipment*, in *Report to Electric Power Research Institute EPRI NP-2919*. 1983.
48. Caughey, T.K. and J.K. Dienes, *Analysis of a nonlinear first order system with a white noise input.* Journal of Applied Physics, 1961. **32**: p. 2476-2479.
49. Constantinou, M.C. and I.G. Tadjbakhsh, *The optimum design of a base isolation system with frictional elements.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2006. **12**(2): p. 203-214.
50. Hall, J., *Discussion. The role of damping in seismic isolation.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1999. **28**: p. 1717-1720.
51. Huang, Y.-N., et al., *Seismic demands on secondary systems in base-isolated nuclear power plants.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2007. **36**(12): p. 1741-1761.
52. Kelly, J.M. and H.-C. Tsai, *Seismic response of light internal equipment in base-isolated structures.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1985. **13**(6): p. 711-732.
53. Tsai, H.-C. and J.M. Kelly, *Non-classical damping in dynamic analysis of base-isolated structures with internal equipment.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1988. **16**(1): p. 29-43.
54. Tsai, H.-C. and J.M. Kelly, *Seismic response of the superstructure and attached equipment in a base-isolated building.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1989. **18**(4): p. 551-564.
55. Inaudi, J.A. and J.M. Kelly, *Hybrid isolation systems for equipment protection.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1993. **22**(4): p. 297-313.
56. Inaudi, J.A., et al., *Predictive control of base-isolated structures.* Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1992. **21**(6): p. 471-482.

57. Kelly, J.M., G. Leitmann, and A.G. Soldatos, *Robust control of base-isolated structures under earthquake excitation.* Journal of Optimization Theory and Applications, 1987. **53**(2): p. 159-180.
58. Pu, J.-P. and J.M. Kelly, *Active control and seismic isolation.* Journal of Engineering Mechanics, 1991. **117**(10): p. 2221-2236.
59. Reinhorn, A., T.T. Soong, and C.Y. Wen. *Base isolated structures with active control*. in *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. 1987. San Diego, California.
60. Yang, J.N., J.C. Wu, and Z. Li, *Control of seismic-excited buildings using active variable stiffness systems.* Engineering Structures, 1996. **18**(9): p. 589-596.
61. Dyke, S.J., et al., *An experimental study of MR dampers for seismic protection.* Smart Materials and Structures, 1998. **7**(5): p. 693-703.
62. Unsal, M., C. Niezrecki, and C.C. III. *Two semi-active approches for vibration isolations: Piezoelectric friction damper and Magnetorheological damper*. in *IEEE International Conference on Mechatronics*. 2004. Istanbul, Turkey.
63. The MathWorks, Inc, *MATLAB*, R2008, Editor. 2008.
64. Carlson, J.D. and B.F. Spencer. *Magneto-Rheological fluid dampers for semie-active seismic control*. in *3rd International Conference on Montion and Vibration Control*. 1996. Chiba, Japan.
65. Larson, R.G., *The structure and rheology of complex fluids*. 1999, New York: Oxford University Press, Inc.
66. Jolly, M.R., J.W. Bender, and J.D. Carlson. *Properties and applications of commercial magnetorheological fluids*. in *SPIE 5th International Symposium on Smart Structures and Materials*. 1998. San Diego, CA.
67. MTS Systems Corporation. *Website http://www.mts.com*. Available from: http://www.mts.com.
68. Zhang, H.H., et al., *A magnetic design method of MR fluid dampers and FEM analysis on magnetic saturation.* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2006. **17**: p. 813-818.
69. Makris, N., et al., *Analysis and design of ER damper for seismic protection of structures.* Journal of Engineering Mechanics, 1996. **12**(10): p. 1003-1011.
70. Jean, P., R. Ohayon, and D.L. Bihan, *Payload/Launcher vibration isolation : MR dampers modelling with fluid compressibility and inertia effects through continuity and momentum equations.* International Journal of Modern Physics B, 2005. **19**(7-9): p. 1534-1541.
71. Nishiyama, H., S. Fushimi, and M. Nakano, *Numerical simulation of MR fluid damping characteristics using a modified Bingham model* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2002. **13**(10): p. 647-653.
72. Jang, Y.J., M.S. Suh, and M.S. Yeo, *The numerical analysis of channel flows of ER fluida* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1996. **7**(5): p. 604-609.
73. Wang, X. and F. Gordaninejad, *Flow analysis of field-controllable, electro- and magneto-rheological fluids using Herschel-Bulkley model.* Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1999. **10**(8): p. 601-608.
74. Choi, S.B., S.K. Lee, and Y.P. Park, *A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper.* Journal of Sound and Vibration, 2001. **245**(2): p. 375-383.
75. Wen, Y.K., *Method of random vibration of hysteretic systems.* Journal of Engineering Mechanics, 1976. **102**(EM2): p. 249-263.
76. Dyke, S.J., *PhD Thesis : Acceleration feedback control strategies for active and semi-active control systems : modeling, algorithm development, and experimental*

verification, in *Department od Civil Engineering and Geological Sciences*. 1996, Notre Dame: Indiana.
77. Koo, J.-H., F.D. Goncalves, and M. Ahmadian, *A comprehensive analysis of the response time of MR dampers.* Smart Materials and Structures, 2006. **15**(2): p. 351-358.
78. Dominguez, A., R. Sedaghati, and I. Stiharu, *Semi-active vibration control of adaptive structures using magnetorheological dampers.* AIAA Journal, 2006. **44**(7): p. 1563-1571.
79. Butcher, E.A. and R. Lu, *Constant-gain linear feedback control of piecewise linear structural systems via nonlinear normal modes.* Journal of Vibration and Control, 2004. **10**(10): p. 1535-1558.
80. Chang, C.-M., et al., *Semiactive control strategy for a phase II smart base isolated benchmark building.* Structural Control and Health Monitoring, 2008. **15**: p. 673-696.
81. The MathWorks, I., *Simulink 6.6: Getting started guide*. 2007.
82. The MathWorks, I., *Getting started with xPC Target: For use with Real-Time Workshop*. 2006.
83. National Instruments. *Website http://www.ni.com*. Available from: http://www.ni.com.
84. Juang, J.-N., *Applied system identification*. 1994, New Jersey: Prentice-Hall, Inc.
85. Cohen, L., *Time-Frequency Analysis*. 1995: Prentice Hall.